Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«8» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи теплопостачання шестиповерхового житлового будинку загальною площею 2500 м^2 з розробкою теплової схеми виробничо-опалювальної котельні

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22з
_____ (підпис) ***Мироненко О.І.***
Керівник роботи:
викладач кафедри ТЕ та ТМ ПННІ НУК
(посада, науковий ступінь, вчене звання)
_____ (підпис) ***Семенов М.М.***

м. Первомайськ – 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
_____
(підпис)
«12» 02 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту ***Мироненку Олексію Ігоровичу***
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Розробка системи теплопостачання шестиповерхового житлового будинку загальною площею 2500 м^2 з розробкою теплової схеми виробничо-опалювальної котельні

Керівник роботи викладач кафедри ТЕ та ТМ Семенов М.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК № 19 від «19» лютого 2026 року

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру: 05.06.2026

3. Вихідні дані по роботі: креслення і характеристика шестиповерхового житлового будинку загальною площею 2500 м^2.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання. 2. Розробка системи водяного опалення. Визначення теплових втрат через огородження приміщень. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення. Підбір і розрахунок нагрівальних приладів. Розробка аксонометричної схеми. 3. Розробка котельні. Складання принципової теплової схеми котельні та розрахунок її для трьох характерних режимів. Вибір одиничної потужності та числа встановлених котлів. 4. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання котельні. Вибір допоміжного обладнання. Розрахунок та підбір теплообмінного обладнання для приготування гарячої води. Вибір схеми паливопостачання та обладнання. 5. Розробка заходів з охорони праці.

5. Перелік презентаційних матеріалів

- 1. План будівлі.
  2. Аксонометрична схема опалення
  3. Теплова схема котельні.
  4. Компоновка обладнання котельні
  5. Подовжній переріз котельні.

1. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

2. Дата видачі завдання «11» лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання		
2	Розробка системи водяного опалення		
3	Розробка котельні		
4	Розробка допоміжного обладнання котельні		
5	Розробка заходів з охорони праці		
6	Графічна частина		

Студент _____ (підпис) ***Мироненко О.І.***

Керівник роботи _____ (підпис) ***Семенов М.М.***

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі розроблено проєкт інженерних систем для шестиповерхового житлового будинку в м. Конотоп. Виконано розрахунок теплових втрат будівлі через огороджувальні конструкції з урахуванням кліматичних умов регіону (розрахункова температура –25°С). Спроєктовано однотрубну горизонтальну систему опалення з використанням чавунних радіаторів 2КП-90х500.

Розроблено теплову схему виробничо-опалювальної котельні, обладнаної трьома котлами Е-1.0-0.9 ГН (два робочих, один резервний), що працюють на природному газі. Виконано підбір допоміжного обладнання, зокрема пароводяних підігрівачів для потреб опалення та гарячого водопостачання.

У розділі з охорони праці проаналізовано ризики та розроблено заходи з безпечної експлуатації газового та теплотехнічного обладнання.

Ключові слова: теплопостачання, котельня, котел Е-1.0-0.9 ГН, система опалення, тепловтрати.

ABSTRACT

In the qualification work, a project of engineering systems for a six-story residential building in the city of Konotop was developed. The calculation of the building's heat losses through the enclosing structures was performed, taking into account the climatic conditions of the region (design temperature -25°C). A single-pipe horizontal heating system was designed using cast-iron radiators 2KP-90x500.

A thermal diagram of a production and heating boiler room equipped with three E-1.0-0.9 GN boilers (two working, one backup) operating on natural gas was developed. Auxiliary equipment was selected, in particular steam-water heaters for heating and hot water supply.

In the section on labor protection, risks were analyzed and measures for the safe operation of gas and heat engineering equipment were developed.

Keywords: heat supply, boiler room, E-1.0-0.9 GN boiler, heating system, heat losses.

ЗМІСТ

ВСТУП……. 8
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ……..…...… 10
1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання ……..……..…… 10
1.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього повітря у приміщеннях …….. 10
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ……..… 12
2.1. Конструкції зовнішніх захисних огороджень та їх теплотехнічні характеристики ……...…….…… 12
2.2. Розрахунок тепловтрат будинку……...….. 16
2.3. Визначення питомої теплової характеристики будинку…….. 22
2.4. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення…… 25
2.5. Підбір і розрахунок нагрівальних приладів …….. 30
2.6. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи…… 36
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОТЕЛЬНІ…..…… 40
3.1. Складання принципової теплової схеми котельні та розрахунок її для трьох характерних режимів…….. 40
3.2. Вибір одиничної потужності та числа встановлених котлів…… 48
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЬНІ ……..... 51
4.1. Вибір допоміжного обладнання ……..…….. 51
4.2. Розрахунок та підбір теплообмінного обладнання для приготування гарячої води…….. 56

4.2.1. Тепловий розрахунок пароводяного водопідігрівача…… 55-56
4.2.2. Гідравлічний розрахунок пароводяного підігрівача…….. 57-58
4.2.3. Визначення діаметрів та типорозмірів основних магістральних трубопроводів……... 57-59
4.3. Вибір схеми паливопостачання та обладнання…….. 60-62
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ…..……..….. 73
5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, заходи з охорони праці та техніки безпеки у котельні ……..……. 73
ВИСНОВКИ…….…..……. 75
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…….……. 78
ДОДАТКИ …….. 79

ВСТУП

Проєктування систем опалення та теплопостачання житлових будівель є актуальним завданням сучасної теплотехніки, особливо в контексті підвищення енергоефективності та оптимізації витрат на енергоресурси. У цій кваліфікаційній роботі досліджено всі етапи створення ефективної інженерної системи для шестиповерхового житлового будинку. Враховано як кліматичні умови регіону, так і вимоги до мікроклімату внутрішніх приміщень Для забезпечення надійного та економічного теплопостачання виконано техніко-економічне обґрунтування котельні, вибрано сучасне обладнання, виконано теплотехнічні, гідравлічні та теплові розрахунки.

Мета роботи: Розробка системи теплопостачання шестиповерхового житлового будинку загальною площею 2500 м^2 з розробкою теплової схеми виробничо-опалювальної котельні з акцентом на енергоощадність та безпеку.

Об’єкт розробки: будівля шестиповерхового житлового будинку загальною площею 2500 м^2, розташована в місті Конотоп Сумської області.

Методи розробки: аналітичні методи розрахунку теплових навантажень та розрахункові методи вибору системи теплопостачання та комп’ютерні технології.

Одержані результати:

Розроблено систему опалення шестиповерхового житлового будинку з підвалом і горищем. Виконано повний теплотехнічний аналіз огороджень. Для кожного елемента визначено опір теплопередачі відповідно до ДБН В.2.6-31:2021.

Проведено детальний розрахунок тепловтрат усіх приміщень будівлі з урахуванням інфільтрації, побутових тепловиділень.

Виконано гідравлічний розрахунок циркуляційних кілець системи опалення з визначенням діаметрів труб, витрат води, швидкостей теплоносія, питомих втрат тиску, а також втрат у місцевих опорах.

Розраховано й підібрано нагрівальні прилади типу 2КП-90х500 для кожного приміщення з урахуванням температурного напору, витрати теплоносія та реальної теплової віддачі.

Розроблено аксонометричну схему системи опалення, нанесено стояки, опалювальні прилади, елеватор, запірну арматуру, контрольно-вимірювальні прилади та тепловий лічильник.

Запроєктовано котельню з трьома водогрійними котлами типу Е-1.0-0.9 ГН (2 робочих + 1 резервний), які забезпечують потреби в теплі для опалення, вентиляції, ГВП та технологічних споживачів.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання

Система теплопостачання проєктується для шестиповерхового житлового будинку, призначеного для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в приміщеннях та створення комфортних умов проживання відповідно до діючих нормативних вимог.

Під час розроблення проєкту прийнято такі вихідні дані та кліматичні характеристики району будівництва:

– поверховість будівлі: n=6

– кількість секцій: $N_{сек}$=2

– висота поверху: h=3,0 м

– район будівництва: Конотоп;

– орієнтація головного фасаду будівлі: західна;

– габаритні розміри будівлі в осях: 11,1×36,0 м

– наявність підвального поверху: передбачено;

– наявність горищного простору: передбачено;

– тип опалювальних приладів — чавунні секційні радіатори 2КП-90×500;

– прийнята система опалення — однотрубна горизонтальна проточно-регульована система;

– параметри теплоносія системи опалення:

$$t_1=90^{\circ}C$$

$$t_2=70^{\circ}C$$

Як теплоносій у системі опалення використовується вода.

Прийнята схема теплопостачання та параметри теплоносія забезпечують ефективну роботу системи опалення, необхідну тепловіддачу опалювальних приладів та можливість регулювання теплового режиму будівлі.

1.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього повітря у приміщеннях

У будівлі передбачено систему вентиляції з природним спонуканням повітрообміну. Повітрообмін здійснюється за рахунок різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря, а також дії вітрового напору.

Приплив зовнішнього повітря організовується природним шляхом через припливні нещільності віконних конструкцій, мікропровітрювачі та інфільтраційні канали. Видалення повітря здійснюється через витяжні вентиляційні канали, розташовані у приміщеннях кухонь та санітарно-побутових приміщеннях.

Для виконання теплотехнічних і вентиляційних розрахунків відповідно до кліматичних даних [1] приймаються такі параметри зовнішнього повітря:

– температура зовнішнього повітря найбільш холодної доби із забезпеченістю 0,92: $t_{х.д}$=−29°С

– температура зовнішнього повітря найбільш холодної п’ятиденки із забезпеченістю 0,92: $t_{х.5}$=−25°С

– розрахункова середня швидкість вітру для зимового періоду: v=4,1 м/с

Відповідно до нормативних вимог для окремих приміщень будівлі приймаються такі розрахункові температури внутрішнього повітря:

– житлова кімната: $t_в$=18°С

– кухня: $t_в$ =18°С

– туалет: $t_в$ =18°С

– ванна кімната: $t_в$ =25°С

– сходова клітка: $t_в$ =16°С

– кутова житлова кімната: $t_в$ =20°С

Прийняті параметри внутрішнього та зовнішнього повітря використовуються при виконанні розрахунків тепловтрат, інфільтрації, систем опалення та вентиляції будівлі.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1. Конструкції зовнішніх захисних огороджень та їх теплотехнічні характеристики

Значення опору теплопередачі огороджувальної конструкції R_o (м²·°С)/Вт, приймається рівним необхідному опору теплопередачі $R_o^{тр}$, (м²·°С)/Вт, що визначається за формулою:

$$R_o^{тр} = \frac{n \cdot (t_в - t_з)}{\alpha_в \cdot \Delta t_в}, \tag{2.1}$$

де n - коефіцієнт, що приймається залежно від положення зовнішньої поверхні огороджувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря, що приймається за табл. 4.1 дод.4 [2];

$t_в$ - розрахункова температура внутрішнього повітря будівлі в цілому,°С, що приймається за табл. 3.1 дод.2 [2];

$t_з$ - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період,°С;

$\alpha_в$– коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальних конструкцій, Вт/(м²·°С), що приймається за дод. 5.1 табл. 5.1 [2];

$\Delta t_в$ – нормативний температурний перепад між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції,°С, прийнятий за табл. 3 [3].

Теплова інерція конструкцій, що захищають, умовно приймається рівною: для зовнішніх стін $D > 7$; для перекриття над підвалом $4 < D \le 7$; для горищного перекриття $1{,}5 < D \le 4$.

Зовнішня стіна.

Опір теплопередачі зовнішніх конструкцій, що огороджують, за винятком світлових прорізів слід приймати не менше необхідного опору теплопередачі $R_{т.тр}^{н.с}$ що визначається за формулою (2.1) і не менше нормативного опору теплопередачі $R_{т.норм}$ наведеного в табл.2 [3] $R_{т,\,норм} = 2{,}5$ (м²·°С)/Вт

Необхідний термічний опір зовнішніх стін, (м^2·°С)/Вт

$$R_{т.тр}^{н.с} = \frac{1 \cdot (18 - (-25))}{8,7 \cdot 6} = 0,82$$

де n = 1-коефіцієнт, що приймається в залежності від положення зовнішньої поверхні огороджувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря, що приймається за табл. 4.1 [2] – для зовнішньої стіни;

$t_в$=18°С – розрахункова температура внутрішнього повітря житлового будинку загалом, прийнята по табл. 3.1 [2];

$t_н$=-25°С - розрахункова температура зовнішнього повітря найбільш холодної п'ятиденки;

α=8,7 Вт/(м^2·°С) - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальних конструкцій, що приймається за [3];

$\Delta t_в$=6°С – нормативний температурний перепад між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції, що приймається за табл. 2 [3] – для зовнішньої стіни житлової будівлі.

Нормативного опору теплопередачі

$R_{т.норм} = 2,50$ (м^2·°С)/Вт> $R_{т.тр}^{н.с}$=0,820(м^2·°С)/Вт, то в розрахунок приймаємо $R_т = R_{т,\ норма} = 2,50$ (м^2·°С)/Вт.

Зовнішні двері.

Необхідний опір теплопередачі зовнішніх дверей приймається відповідно до нормативних вимог як частка від нормативного опору теплопередачі зовнішніх стін будівлі.

Для зовнішніх дверей розрахункове значення опору теплопередачі приймається рівним:

$$R_{т.тр}^{н.д} = 0,6 \cdot 0,82 = 0,490 \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт.}$$

При визначенні розрахункового значення використовується зимова температура зовнішнього повітря, що приймається рівною середній температурі найбільш холодної п’ятиденки відповідно до кліматичних даних району будівництва.

Такий підхід дозволяє забезпечити нормативний рівень теплозахисту дверних конструкцій та зменшити втрати теплоти через зовнішні огороджувальні елементи будівлі.

Нормативне значення термічного опору для зовнішніх дверей не встановлюється, тоді визначаємо загальний термічний опір $R_{об}$ табл.5.5[2] - $R_{об}$=0,430(м^2·°С)/Вт.

Оскільки $R_{т.тр}^{н.д} = 0,49$ 0> $R_{об}$=0,430(м^2·°С)/Вт, то зовнішні двері потрібно утеплити задля досягнення необхідного значення теплопередачі $R_т$= $R_{об}$=0,49(м^2·°С)/Вт

Горищне перекриття.

Необхідний термічний опір горищного перекриття

$$R_{т.тр}^{ч.п} = \frac{0,9 \cdot \left(18 - \left(-30\right)\right)}{8,7 \cdot 4} = 1,240 \,(\text{м}^2 \cdot °\text{С})/\text{Вт},$$

де n = 0,9 - коефіцієнт, що приймається в залежності від положення зовнішньої поверхні огороджувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря, що приймається за табл. 4.1 [2] - для горищного перекриття житлової будівлі з покрівлею з рулонних матеріалів;

$t_в$=18°С – розрахункова температура внутрішнього повітря житлового будинку загалом, прийнята по табл. 3.1 [2];

$t_н$=-30°С – розрахункова температура зовнішнього повітря найхолодніших діб;

α=8,7 Вт/(м^2·°С) - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальних конструкцій, що приймається за табл. 5.1 [2];

$\Delta t_в$=4°С – нормативний температурний перепад між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції, що приймається за табл. 2 [3] - для горищного перекриття житлового будинку.

Нормативний опір теплопередачі для горищного перекриття $R_{т.норм} = 3,0$ (м^2·°С)/Вт> $R_{т.тр}^{ч.п}$=1,24(м^2·°С)/Вт, то в розрахунок приймаємо

$R_т = R_{т,\ норм} = 3{,}0$ (м^2·°С) / Вт.

Перекриття над підвалом.

Потрібний термічний опір перекриття над підвалом

$$R_{т.тр}^{п.п} = \frac{0{,}6 \cdot \left(18 - \left(-28\right)\right)}{8{,}7 \cdot 2} = 1{,}590\ (\text{м}^2\cdot°\text{С})/\text{Вт},$$

де n = 0,6 - коефіцієнт, що приймається в залежності від положення зовнішньої поверхні огороджувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря, що приймається за табл. 4.1 [2] - для перекриття над холодним підвал сполученому із зовнішнім повітрям;

$t_в$=18°С – розрахункова температура внутрішнього повітря житлового будинку загалом, прийнята по табл. 3.1 [2];

$t_н = \frac{-25-30}{2} = -28$ °С – розрахункова температура зовнішнього повітря найхолодніших трьох діб;

α=8,7 Вт/(м^2·°С) - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальних конструкцій, що приймається за табл. 5.1 [2];

$\Delta t_в$=2°С – нормативний температурний перепад між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції, що приймається за табл. 2 [3] – для перекриття над підвалом житлової будівлі.

Так як $\Delta t_н$ = 2°С, то нормативне значення термічного опору перекриття над підвалом не встановлюється. Таким чином у розрахунок приймаємо

$R_{т.норм} = 3$ (м^2·°С)/Вт $> R_{т.тр}^{п.п}$=1,590(м^2·°С)/Вт, то в розрахунок приймаємо $R_т = R_{т,\ норм} = 3$ (м^2·°С) / Вт.

Внутрішні стіни та двері.

При визначенні опору теплопередачі внутрішніх конструкцій, що захищають, у формулі (2.1) приймаємо $n = 1$ і замість розрахункової зимової температури зовнішнього повітря беремо $t_з$=16°С – розрахункову температуру повітря холоднішого приміщення і $t_в$=25°С – розрахункову температуру повітря теплішого приміщення по табл.3.1 [4] .

$$R_{m.mp}^{н.с} = \frac{1\cdot(25-16)}{8{,}7\cdot 6} = 0{,}172\,0(\text{м}^2\cdot°\text{C})/\text{Вт}.$$

Нормативне значення термічного опору внутрішніх стін не встановлюється. Таким чином у розрахунок приймаємо $R_m = R_{m.mp}^{н.с} = 0{,}172$ (м²·°С)/Вт. Для внутрішніх дверей R_o=0,340(м²·°С)/Вт.

Світлові прорізи.

Необхідний опір теплопередачі заповнень світлових прорізів слід приймати в залежності від різниці температури внутрішнього повітря та середньої температури найбільш холодної п'ятиденки рівної ($t_в$-$t_н$)=18-(-25)=43°С. Нормативний опір теплопередачі для світлових прорізів $R_{т,\ норм}$ = 0,6 (м²·°С)/Вт за табл. 5.5[2]. Розмір загального термічного опору R_o визначаємо за додатком 5 [2] R_o = 0,55 (м²·°С)/Вт і приймаємо до встановлення потрійне скління в дерев'яних роздільно-спарених палітурках. Оскільки відношення площі скління до площі заповнення світлового отвору дорівнює 0,7, то величину R_o збільшуємо на 10%:

$$R_o=0{,}55\cdot 1{,}1=0{,}604(\text{м}^2\cdot°\text{C})/\text{Вт}.$$

За табл. 3 [3] визначаємо необхідний опір теплопередачі $R_{т.тр}$=0,390 (м²·°С)/Вт.

Оскільки R_o=0,604(м²·°С)/Вт > $R_{т,\ норм}$ = 0,6 (м²·°С) / Вт > $R_{т.тр}$ = 0,39 (м²·°С)/Вт, то в розрахунок приймаємо $R_т = R_o$ = 0,604 (м²·°С)/Вт.

2.2. Розрахунок тепловтрат будинку

Втрати теплоти через огороджувальні конструкції приміщень визначаються шляхом підсумовування тепловтрат через окремі елементи зовнішньої оболонки будівлі, до яких належать зовнішні стіни, віконні та дверні прорізи, покриття, перекриття, підлога та інші огороджувальні конструкції.

Розрахунок тепловтрат через окрему огороджувальну конструкцію виконується за залежністю: Q, Вт, де Q — теплова потужність втрат через відповідну конструкцію.

Розрахунок виконується за формулою:

$$Q = \frac{F}{R_o}\cdot(t_в - t_{ext})\cdot(1+\Sigma\beta)\cdot n, \qquad (2.2)$$

де F - розрахункова площа огороджувальної конструкції, м^2;

R_o– опір теплопередачі, (м^2·°С)/Вт, що захищає конструкції;

$t_в$– те саме, що у формулі (2.1);

t_{ext}- розрахункова температура зовнішнього повітря для холодного періоду року при розрахунку втрат теплоти через зовнішні огородження або температура повітря холоднішого приміщення - при розрахунку втрат теплоти через внутрішні огорожі;

β- додаткові втрати теплоти в частках одиниці;

n– те саме, що у формулі (2.1).

Температура повітря в неопалюваному приміщенні t_{x_1},°С визначається за формулою:

$$t_в - t_{x_1} = (t_d - t_н) \cdot \mathrm{n}, \qquad (2.3)$$

де $t_в$ = 16°С – розрахункова температура повітря у холодний період року на сходовій клітці у квартирному будинку;

$t_н$=-25°С - розрахункова температура зовнішнього повітря найбільш холодної п'ятиденки;

n=0,6 – те саме, що у формулі (2.1).

$$18 - t_{x_1} = (18 + 25) \cdot 0{,}6$$

$$t_{x_1} = -7{,}8\ ^\circ\mathrm{C}$$

Для сходових клітин розрахунок тепловтрат виконується по всій висоті приміщення без поділу на окремі поверхи. Такий підхід обумовлений особливостями вертикального повітрообміну та розподілу температури по висоті сходової клітки.

При визначенні загальних тепловтрат додатково враховуються додаткові втрати теплоти через огороджувальні конструкції приміщень, які обумовлені орієнтацією будівлі, наявністю кутових приміщень, зовнішніх дверей та іншими факторами, що впливають на тепловий режим.

Значення коефіцієнтів додаткових тепловтрат для огороджувальних конструкцій приймаються відповідно до таблиці 4.2 [2].

Урахування додаткових втрат дозволяє підвищити точність визначення розрахункового теплового навантаження та забезпечити необхідні параметри мікроклімату в приміщеннях.

Температура повітря в тамбурі сходової клітки:

$$-\frac{F_{з.с.}-F_{з.д.}}{R_{з.с.}}(t_x-t_н)(1+\Sigma\beta)n-\frac{F_{н.д.}}{R_{н.д.}}(t_x-t_н)(1+\Sigma\beta)n+\frac{F_{в.с.}-F_{в.д.}}{R_{в.с.}}(t_{лк}-t_x)(1+\Sigma\beta)n+$$

$$+\frac{F_{в.д.}}{R_{в.д.}}(t_{лк}-t_x)(1+\Sigma\beta)n+\frac{F_{ст.т.}}{R_{ст.т.}}(t_{лк}-t_x)(1+\Sigma\beta)n-\frac{F_{під.т.}}{R_{під.т.}}(t_x-t_н)(1+\Sigma\beta)n+$$

$$+\frac{2F_{в.с}}{R_{в.ст.}}(t_в-t_x)(1+\Sigma\beta)n-\frac{2F_{в.с.}}{R_{в.ст.}}(t_x-t_{x_1})(1+\Sigma\beta)n=0,$$

де $F_{з.с}, F_{з.д.}, F_{в.с.}, F_{в.д.}, F_{ст.т.}, F_{під.т.}$ - площі відповідно зовнішньої стіни, зовнішніх дверей, внутрішніх стін, внутрішніх дверей, стелі тамбуру, підлоги тамбуру, м^2;

R – опір теплопередачі, (м^2·°С)/Вт, що захищає конструкції;

$t_х$ – температура у тамбурі, °С;

$t_в$ = 16°С – розрахункова температура повітря у холодний період року на сходовій клітці у квартирному будинку;

$t_н$=-25°С – розрахункова температура зовнішнього повітря найбільш холодної п'ятиденки;

$\Sigma\beta$ -додаткові втрати теплоти конструкціями приміщень, що захищають, визначаються за табл. 4.2 [2];

n – те саме, що у формулі (2.1).

$$-\frac{3{,}2\cdot3{,}1-1{,}4\cdot2{,}1}{2{,}5}(t_x+25)(1+0{,}1)\cdot1-\frac{1{,}4\cdot2{,}1}{0{,}46}(t_x+25)(1+0{,}1+0{,}27\cdot20{,}0)\cdot1+\frac{3{,}2\cdot2{,}1-1{,}4\cdot2{,}1}{0{,}17}\times$$

$$\times(16-t_x)(1+0)\cdot1+\frac{1{,}4\cdot2{,}1}{0{,}34}(16-t_x)(1+0)\cdot1+\frac{1{,}2\cdot3{,}2}{3{,}0}(16-t_x)(1+0)\cdot0{,}9+\frac{3{,}2\cdot1{,}2}{1{,}59}\cdot(t_x+25)\cdot(1+0)\cdot0{,}6+$$

$$+\frac{2\cdot1{,}45\cdot1{,}2}{0{,}17}(18-t_x)(1+0)\cdot1-\frac{2\cdot1{,}35\cdot1{,}2}{0{,}17}(t_x+25)(1+0)\cdot0{,}6=0,$$

$$t_x=-2{,}6\,°\text{C}$$

Витрата теплоти Q, Вт, на нагрівання повітря, що інфільтрується, визначається за формулою:

$$Q = 0{,}28 \cdot \Sigma G_i \cdot c \cdot \left(t_в - t_{ext}\right) \cdot K, \qquad (2.4)$$

де ΣG_i – витрата повітря, що інфільтрується, кг/год, через огороджувальні конструкції приміщення;

с – питома теплоємність повітря, що дорівнює 1 кДж/(кг·°С);

$t_в$ – те саме, що у формулі (2.1);

t_{ext} - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період року,°С;

К - коефіцієнт обліку впливу зустрічного теплового потоку в конструкціях, рівний: 0,7 - для стиків панелей стін, для інших зовнішніх огорож, для вікон з потрійними палітурками.

Витрата теплоти Q, Вт, для нагрівання повітря, що інфільтрується, в приміщеннях житлових і громадських будівель при природній витяжній вентиляції, не компенсованого підігрітим припливним повітрям, слід приймати рівним більшою з величин, отриманих за розрахунком за формулами (2.4) і (2.5)

$$Q = 0{,}28 \cdot L_п \cdot \rho \cdot c \cdot \left(t_в - t_{ext}\right), \qquad (2.5)$$

де $L_п$ - витрата повітря, що видаляється, м^3/год, приймається рівним 3 м^3/год на 1м^2 площі приміщення;

ρ - щільність зовнішнього повітря, кг/м^3;

c, $t_в$, t_{ext} – те саме, що у формулі (2.4).

Витрата інфільтрується в приміщення повітря Gi, кг/год через нещільності зовнішніх огорож визначається за формулою:

$$G_i = 0{,}216 \cdot \sum F_1 \cdot \frac{\Delta P_i}{Ru}^{0{,}67} + \sum F_2 \cdot G_н \cdot \left(\frac{\Delta P_i}{\Delta P_1}\right)^{0{,}67} + 0{,}5 \cdot \sum l \cdot \frac{\Delta P_i}{\Delta P_1}, \qquad (2.6)$$

де F_1, F_2 – площі зовнішніх конструкцій, що захищають, м^2, відповідно світлових прорізів та інших огорож;

ΔP_i – розрахункова різниця між тисками на зовнішній та внутрішній поверхнях конструкцій, що огороджують на розрахунковому поверсі, Па;

ΔP_1=10,0 Па – розрахункова різниця між тисками на зовнішній та внутрішній поверхнях конструкцій, що захищають, на рівні підлоги першого поверху;

*R*u = 0,560 (м^2·год·Па)/кг – опір повітропроникненню, що приймається за [6];

$G_н$ – нормативна повітропроникність зовнішніх конструкцій, що захищають, кг/(м^2·год), що приймається за табл. 2 [3];

l - довжина стиків стінових панелей, м^2.

Розрахункова різниця тисків ΔP_i визначається за формулою:

$$\Delta P_i = g \cdot (H - h_i) \cdot (\rho_н - \rho_в) + 0{,}5 \cdot \rho_н \cdot v^2 \cdot (C_{e,n} - C_{e,p}) \cdot K - P_{\text{int}}, \qquad (2.7)$$

де g = 9,81 м/с^2 - прискорення сили тяжіння;

H = 20,0 м - висота будівлі від рівня середньої планувальної позначки землі до верху карниза;

h_i - розрахункова висота, м, від рівня землі до верху вікон, балконних дверей, до осі горизонтальних і середини вертикальних стиків стінових панелей;

$\rho_н$, $\rho_в$ - щільність, відповідно зовнішнього та внутрішнього повітря, кг/м^3;

v - швидкість вітру, м/с, що приймається за таблицею 4 [1];

K- коефіцієнт обліку зміни швидкісного тиску вітру в залежності від висоти будівлі, що приймається за табл. 4 [1];

P_{int} - умовно-постійний тиск повітря в будівлі, Па.

Для приміщень за відсутності організованої вентиляції умовно-постійний тиск повітря P_{int} приймається рівним найбільшому надлишковому тиску у верхній точці завітряної сторони будівлі, зумовленої дією гравітаційного та вітрового тиску і визначається за формулою:

$$P_{\text{int}} = 0{,}5 \cdot g \cdot (\rho_н - \rho_в) + 0{,}25 \cdot \rho_н \cdot v^2 \cdot (C_{e,n} - C_{e,p}) \cdot K, \qquad (2.8)$$

де g, H, $\rho_н$, $\rho_в$, v, C_e, n, $C_{e,p}$, K – те саме, що у формулі (2.7).

Обчислене значення $P_{in}t$ приймається постійним для всієї будівлі.

Щільність повітря може бути визначена за формулою:

$$\rho = \frac{353}{273 + t}, \tag{2.9}$$

де t – температура повітря, °С.

При визначенні розрахункових втрат теплоти кімнатами та кухнями житлових будинків з тепловтрат цих приміщень слід віднімати побутові тепловиділення, що визначаються з розрахунку 21 Вт на1 м^2 площі підлоги приміщення.

Приклад розрахунку тепловтрат для приміщення 101

Втрати теплоти через зовнішню стіну, орієнтовану на захід

$$Q = \frac{3,7 \cdot 3,1 - 1,68}{2,5} \cdot \left(20 - \left(-25\right)\right) \cdot \left(1 + 0,05\right) \cdot 1 = 185\,\text{Вт}$$

Втрати теплоти через зовнішню стіну, орієнтовану на південь

$$Q = \frac{3,8 \cdot 3,1}{2,5} \cdot \left(20 - \left(-25\right)\right) \cdot \left(1 + 0,00\right) \cdot 1 = 212\,\text{Вт}$$

Умовно-постійний тиск повітря в будівлі розраховується як

$$\rho_н = \frac{353}{273 + t} = \frac{353}{273 - 25} = 1,4\ \text{кг/м}^3,$$

$$\rho_в = \frac{353}{273 + t} = \frac{353}{273 + 20} = 1,2\ \text{кг/м}^3.$$

$$P_{\text{int}} = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 20,0 \cdot (1,42 - 1,205) + 0,25 \cdot 1,42 \cdot 4,1^2 \cdot (0,8 - (-0,6)) \cdot 1,1 = 30,636\,Па$$

Через вікна

$F = 1,68 м^2$; $h_i = 4,5 м$

$$\Delta P_{ок} = 9,81 \cdot (20,0 - 4,5) \cdot (1,42 - 1,205) + 0,5 \cdot 1,42 \cdot 4,1^2 \cdot (0,8 - (-0,6)) \cdot 1,1 - 30,636 = 20,995\,Па$$

$R_u = 0,56 м^2 \cdot ч \cdot Па / кг$

$$G_{окна} = 0,216 \cdot 1,68 \cdot \left(\frac{20,995}{0,56}\right)^{0,67} = 4 кг / год$$

Через зовнішні стіни

$F = 21,6 м^2$; $h_i = 2,45 м$; $\Delta P_1 = 10 Па$

$$\Delta P_{стены} = 9{,}81 \cdot (20{,}00 - 2{,}45) \cdot (1{,}42 - 1{,}205) + 0{,}5 \cdot 1{,}42 \cdot 4{,}1^2 \cdot (0{,}8 - (-0{,}6)) \cdot 1{,}1 - 30{,}636 = 25{,}387\,Па$$

$$G_{стіни} = 21{,}6 \cdot 0{,}5 \cdot \left(\frac{25{,}387}{10}\right)^{0{,}67} = 20{,}16 кг/год$$

Через стики

$$G_{стику} = 0{,}5 \cdot \sum l_{гор.верх} \cdot \frac{\Delta P_{гор.верх}}{\Delta P_1} + 0{,}5 \cdot \sum l_{гор.нижн} \cdot \frac{\Delta P_{гор.нижн}}{\Delta P_1} + 0{,}5 \cdot \sum l_{верт.стик} \cdot \frac{\Delta P_{верт.стик}}{\Delta P_1}$$

$\Delta h_i = 5{,}1$ м;

$$\Delta P_{гор.верх} = 9{,}81 \cdot (20{,}0 - 5{,}1) \cdot (1{,}42 - 1{,}2) + 0{,}5 \cdot 1{,}42 \cdot 4{,}1^2 \cdot (0{,}8 - (-0{,}6)) \cdot 1{,}1 - 30{,}636 = 19{,}901\,Па$$

$\Sigma l_{гор.верх} = 7{,}2 м$; $\Sigma l_{гор.низ} = 7{,}2 м$; $\Delta h_i = 0{,}9$ м;

$$\Delta P_{гор.низ} = 9{,}81 \cdot (20{,}0 - 0{,}9) \cdot (1{,}42 - 1{,}2) + 0{,}5 \cdot 1{,}42 \cdot 4{,}1^2 \cdot (0{,}8 - (-0{,}6)) \cdot 1{,}1 - 30{,}636 = 28{,}97\,Па$$

$\Delta h_i = 2{,}45$ м;

$$\Delta P_{верт} = 9{,}81 \cdot (20{,}0 - 2{,}45) \cdot (1{,}42 - 1{,}2) + 0{,}5 \cdot 1{,}42 \cdot 4{,}1^2 \cdot (0{,}8 - (-0{,}6)) \cdot 1{,}1 - 30{,}636 = 25{,}62\,Па$$

$\Sigma l_{верт} = 8{,}4 м$;

$$G_{стику} = 0{,}5 \cdot \left(7{,}2 \cdot \frac{19{,}901}{10} + 7{,}2 \cdot \frac{28{,}97}{10} + 8{,}4 \cdot \frac{25{,}62}{10}\right) = 28{,}35 кг/год$$

$$\Delta G_i = 4{,}11 + 20{,}16 + 28{,}35 = 52{,}62 кг/год$$

$$Q = 0{,}28 \cdot (52{,}62 \cdot 1 \cdot (20 - (-25)) \cdot 0{,}7 = 464{,}108\,Вт$$

$$Q = 0{,}28 \cdot 3 \cdot 11{,}9 \cdot 1{,}42 \cdot 1 \cdot (20 - (-25)) = 638{,}74\,Вт$$

У розрахунок приймаємо значення, отримане за формулою (2.5).

Весь розрахунок тепловтрат будівлі та тепловиділень зводиться в таблиці 2.1 Додатку А.

2.3. Визначення питомої теплової характеристики будинку

Питому теплову характеристику будівлі q, Вт/(м^3°С), тобто кількість теплоти, що втрачається І м^3 будівлі, за різниці температур І градус слід визначати за формулою:

$$q_{зд} = \frac{1}{F_0}\left(\frac{F_{ст}}{R_{т.ст}} + \frac{F_{вік}}{R_{т.вік}} + n_1 \cdot \frac{F_{під}}{R_{т.під}} + n_2 \cdot \frac{F_{пок}}{R_{т.пок}}\right), \qquad (2.10)$$

де F_0 - опалювальна площа будівлі, м^2;

$F_{ст}$, $F_{вік}$, $F_{під}$, $F_{пок}$ - площі, форм відповідно зовнішніх стін, вікон, підлоги, покриття, м^2;

$R_{т.ст}$, $R_{т.ок}$, $R_{т.пол}$, $R_{т.пок}$ - опір теплопередачі, відповідно зовнішніх стін, вікон, підлоги, покриття, (м^2 ·°С)/Вт;

n - те саме, що у формулі (2.I), для підлоги n_1=0,6, для покриття n_2=0,9.

$$F_0 = 33,0 \cdot 12,2 \cdot 6 - 3,42 \cdot 2 = 2408,76 м^2$$

$$F_{ст} = 33,6 \cdot 2 \cdot 20,0 + 12,8 \cdot 2 \cdot 20,0 - 1,68 \cdot 130 = 1637,6 м^2$$

$$F_{ок} = 1,2 \cdot 1,4 \cdot 130 = 218,4 м^2$$

$$F_{під} = 12,2 \cdot 33,0 - 3,42 \cdot 2 = 395,76 м^2$$

$$F_{пок} = 12,2 \cdot 33,0 = 402,6 м^2$$

$$q_{буд} = \frac{1}{2408,76}\left(\frac{1637,6}{2,5} + \frac{218,4}{0,605} + 0,6 \cdot \frac{395,76}{1,59} + 0,9 \cdot \frac{402,6}{3,0}\right) = 0,54 Вт / м^2 °С$$

За формулою 2.11 визначаємо тепловтрати приміщення Q, Вт, за укрупненими показниками всіх приміщень, які раніше не були розраховані.

$$Q = q_{буд} \cdot F \cdot (t_в - t_з), \qquad (2.11)$$

де $q_{буд}$ -питома теплова характеристика будівлі, Вт/(м^3°С);

F– площа підлоги приміщення, що розглядається, м^2;

$t_з$=-25°С - Розрахункова температура зовнішнього повітря для холодного періоду року;

$t_в$- Розрахункова температура внутрішнього повітря, °С;

Приклад розрахунку тепловтрат для приміщення 115.

$$Q = 0,54 \cdot 11,4 \cdot (18 - (-25)) = 265,19 Вт.$$

Аналогічно розраховуються інші огорожі та заносяться до таблиці 2.2 та 2.3. додатку А.

2.4. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення

Метою гідравлічного розрахунку системи опалення є визначення оптимальних діаметрів трубопроводів, які забезпечують пропускання розрахункової витрати теплоносія за допустимих швидкостей руху та втрат тиску.

Гідравлічний розрахунок трубопровідної мережі виконується для двох циркуляційних кілець однієї частини системи опалення. Це дозволяє оцінити роботу системи в найбільш характерних та гідравлічно складних режимах.

Розрахунок починають із визначення найбільш несприятливого циркуляційного кільця, оскільки саме воно характеризується найбільшими втратами тиску та визначає умови роботи всієї системи.

Для систем опалення зі штучною циркуляцією теплоносія та тупиковою схемою розведення в однотрубних системах найбільш несприятливим приймається циркуляційне кільце, що проходить через найбільш віддалений від вузла керування стояк.

Несприятливе циркуляційне кільце є визначальним при виконанні гідравлічного розрахунку, оскільки в ньому виникають максимальні втрати тиску на подолання:

– лінійних втрат на тертя;

– місцевих гідравлічних опорів;

– опору арматури та фасонних елементів.

Отримані параметри для найбільш несприятливого циркуляційного кільця використовуються як критерій для оцінювання допустимих втрат тиску в інших циркуляційних кільцях системи.

На наступному етапі визначається розрахунковий циркуляційний тиск, необхідний для забезпечення руху теплоносія в системі опалення.

Для систем зі штучною циркуляцією величина розрахункового циркуляційного тиску визначається за залежністю:

$$\Delta P_{рц} = \Delta P_{н} + Б \cdot \left(\Delta P_{е\,пр} + \Delta P_{е\,тр}\right), \tag{2.12}$$

де $\Delta P_{н}$ - штучний тиск, створюваний елеватором, Па;

Б - коефіцієнт, який вводиться з метою зменшення теплового розрегулювання системи опалення;

$\Delta P_{e\,пр}$ - природний тиск, що виникає в циркуляційному кільці, що розглядається, від остигання води в опалювальних приладах, Па;

$\Delta P_{e\,тр}$ - додатковий природний тиск від охолодження води в трубопроводах, Па.

Величину коефіцієнта Б рекомендується приймати рівною 0,4 для однотрубних систем.

Величину природного тиску, що виникає в кільці, що розглядається, від остигання води в опалювальних приладах, слід визначати за формулою для систем однотрубних з горизонтальною циркуляцією

$$\Delta P_{e\,пр} = g \cdot h \cdot (\rho_0 - \rho_г), \tag{2.13}$$

де h=15,75 м – вертикальна відстань від середини елеватора до центру приладу 6-го поверху [2];

g- прискорення сили тяжіння, м^2/с;

$\rho_о$, $\rho_г$ – густини, відповідно зворотної при t0=70°С та гарячої води tг=90°С, кг/м^3;

Величину додаткового природного тиску від охолодження води у трубопроводах $\Delta P_{e\,тр}$=90,0 Па, можна визначити за рис. 8 [2].

Величину штучного тиску ΔРн, Па, слід приймати виходячи з різниці тисків в трубопроводах теплової мережі, що подає і зворотному, в точці введення зовнішніх теплопроводів в будинок і коефіцієнта змішування елеватора [2].

Коефіцієнт змішування u слід визначати за такою формулою:

$$u = \frac{T - t_г}{t_г - t_о}, \tag{2.14}$$

де *T* – розрахункова температура води в трубопроводі теплової мережі, що подає, °С;

$t_г$, $t_о$ – розрахункові температури гарячої та зворотної води в системі опалення,°С.

$$u = \frac{140-105}{105-70} = 1{,}0$$

$(p_1\text{-}p_2)\cdot 10^{-4}$=10 Па, отже, $\Delta P_н = 22000$ Па. [2]

Щільність води ρ, кг/м^3, залежно від її температури може бути обчислена за формулою:

$$\rho = 1000{,}3 - 0{,}06 \cdot t - 0{,}0036 \cdot t^2, \qquad (2.15)$$

де t – температура води,°С.

$$\rho_0 = 1000{,}3 - 0{,}06 \cdot 70 - 0{,}0036 \cdot 70^2 = 978{,}46 \hat{e}\tilde{a}/\grave{i}^3$$

$$\rho_{\tilde{a}} = 1000{,}3 - 0{,}06 \cdot 105 - 0{,}0036 \cdot 105^2 = 954{,}31 \hat{e}\tilde{a}/\grave{i}^3$$

$$\Delta P_{Enp} = 9{,}81 \cdot 15{,}75 \cdot (978{,}46 - 954{,}31) = 3731{,}356 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{рц} = 22000 + 0{,}4 \cdot (3731{,}356 + 90) = 23648{,}54 \text{ Па}.$$

Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення виконується методом питомих втрат тиску, який широко застосовується при проєктуванні систем водяного опалення.

Сутність методу полягає у визначенні та розподілі допустимих втрат тиску між окремими ділянками трубопровідної мережі з подальшим підбором діаметрів труб, що забезпечують пропускання необхідної витрати теплоносія при допустимих швидкостях його руху.

Під час виконання розрахунку попередній вибір діаметрів трубопроводів ділянок найбільш несприятливого циркуляційного кільця здійснюється на підставі визначення орієнтовного значення питомих втрат тиску на тертя при русі теплоносія.

Середнє значення питомих втрат тиску на тертя: $R_{ср}$, Па/м

визначається за залежністю:

$$R_{ср} = \frac{\Delta P_{рц} \cdot K}{\Sigma l}, \qquad (2.16)$$

де $\Delta P_{рц}$ – те саме, що у формулі (2.12);

K - частка втрат на тертя, яка приймається для систем зі штучною циркуляцією рівною 0,65;

Σl =138,5 м - сума довжин ділянок розрахункового кільця.

$$R_{ср} = \frac{23648 \cdot 0{,}65}{138{,}52} = 110{,}967 \text{ Па/м.}$$

Отримане значення питомих втрат тиску використовується для подальшого підбору діаметрів трубопроводів за довідковими таблицями або розрахунковими залежностями та дозволяє забезпечити необхідний гідравлічний режим роботи системи опалення.

Орієнтуючись на допоміжну величину $R_{ср}$ [2] приймаються діаметри ділянок та за значенням витрат води визначаються дійсні величини швидкості руху теплоносія та питомої втрати на тертя R, Па/м.

Витрати води в кожному стояку та ділянках магістралей Gi, кг/год, визначаються за формулою:

$$G_i = \frac{3600 \cdot Q_i \cdot K}{c \cdot (t_г - t_o)}, \qquad (2.\ 17)$$

де Q_i - теплове навантаження ділянки, Вт;

с – теплоємність води, що приймається рівною 4190 Дж/(кг·°С);

$t_г$, $t_о$ – те саме, що у формулі (2.14).

Динамічне тиск Рд, Па визначається за формулою:

$$P_д = \frac{W^2}{2} \cdot \rho, \qquad (2.\ 18)$$

де W – швидкість руху води, м/с;

ρ- щільність води при t = 70°С, кг/м^3.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для окремих елементів трубопровідної мережі приймаються відповідно до таблиці 5 [2].

Для фасонних елементів, розташованих на межі двох розрахункових ділянок, зокрема трійників та хрестовин, коефіцієнти місцевих опорів відносяться до ділянки з меншим тепловим навантаженням. Такий підхід забезпечує коректний розподіл втрат тиску в межах розрахункової схеми.

Втрати тиску на тертя для окремої ділянки трубопроводу визначаються як добуток питомих втрат тиску та довжини відповідної ділянки. Розрахунок виконується на основі даних, наведених у графах 9 та 10 розрахункової таблиці 8.

Загальні втрати тиску на розрахунковій ділянці визначаються шляхом підсумовування:

– втрат тиску на тертя;

– втрат тиску на місцевих опорах.

Сумарні втрати тиску в розрахунковому циркуляційному кільці визначаються як сума втрат тиску на всіх окремих ділянках, що входять до складу цього кільця.

При цьому отримане значення загальних втрат тиску не повинно перевищувати розрахунковий циркуляційний тиск системи.

Оскільки під час монтажу системи можливі відхилення фактичних параметрів від розрахункової схеми, з метою забезпечення надійної роботи системи вводиться запас за циркуляційним тиском.

Тому загальні втрати тиску в розрахунковому циркуляційному кільці повинні бути меншими від розрахункового циркуляційного тиску приблизно на **10 %**, тобто повинна виконуватися умова:

$$\Sigma\left(Rl + Z\right) \approx 0{,}9 \cdot \Delta P_{рц} \tag{2.19}$$

Запас циркуляційного тиску обчислюється за такою формулою:

$$\frac{\Delta P_{рц} - \Sigma\left(Rl + Z\right)}{\Delta P_{рц}} \cdot 100\%. \tag{2.20}$$

Після завершення гідравлічного розрахунку найбільш несприятливого циркуляційного кільця для вибраної частини системи виконується розрахунок додаткового циркуляційного кільця в межах тієї ж гілки системи опалення.

Для систем із тупиковим рухом теплоносія у магістральних трубопроводах до складу додаткового циркуляційного кільця включається найближчий до вузла керування системою стояк.

Основною метою розрахунку додаткового циркуляційного кільця є забезпечення гідравлічного узгодження роботи окремих гілок системи та підбір діаметрів трубопроводів, які дозволяють забезпечити необхідний розподіл теплоносія між паралельно приєднаними ділянками.

Розрахунок виконується з урахуванням необхідності ув’язування втрат тиску у паралельно з’єднаних групах ділянок системи.

При цьому втрати тиску на групі ділянок раніше розрахованого найбільш несприятливого циркуляційного кільця (за винятком ділянок, спільних для порівнюваних циркуляційних кілець) приймаються як наявний циркуляційний тиск для розрахунку відповідної групи ділянок додаткового кільця.

Отримане значення циркуляційного тиску використовується як вихідний параметр для подальшого визначення втрат тиску та підбору діаметрів трубопроводів додаткового циркуляційного кільця.

Наявний циркуляційний тиск визначається за залежністю:

$$\Delta P_p = \Sigma\left(Rl + Z\right)', \tag{2. 21}$$

де $\Delta P_{\text{р}}$ - циркуляційний тиск для розрахунку групи ділянок додаткового кільця, Па;

$\Sigma\left(Rl + Z\right)'$ – сума втрат тиску, Па, групи вже розрахованих ділянок несприятливого циркуляційного кільця, паралельно з'єднаних із групою ділянок додаткового кільця.

В результаті розрахунку групи ділянок додаткового кільця втрати тиску в них повинні бути зіставлені з величиною $\Delta P_{\text{р}}$, Па з обчисленням відсотка нев'язки за виразом:

$$\frac{\Delta P_p - \Sigma\left(Rl + Z\right)_{дод}}{\Delta P_p} \cdot 100\%, \tag{2. 22}$$

де $\Sigma\left(Rl + Z\right)_{дод}$ – сума втрат тиску групи ділянок додаткового циркуляційного кільця, Па.

У системах водяного опалення під час руху води в магістралях допускається нев'язка до 10%.

Види місцевих опорів на дільницях показані у таблиці 2.4 Додатку Б.

Приклад гідравлічного розрахунку для однієї ділянки.

$$G_1 = \frac{3600 \cdot 76247,75}{4190 \cdot \left(105 - 70\right)} = 1872,0 \text{ кг/год};$$

$$Rl = 61,73 \cdot 0,621 = 38,33 \text{ Па};$$

$$P_д = \frac{978{,}46 \cdot 0{,}401^2}{2} = 78{,}67 \text{ Па};$$

$$Z = 78{,}67 \cdot 0{,}5 = 39{,}33 \text{ Па};$$

$$Rl + Z = 38{,}33 + 39{,}33 = 77{,}66 \text{ Па}.$$

Аналогічно розраховуємо решту ділянок. Результати розрахунку заносимо до таблиці 2.5 Додатку Б.

Виконуємо перевірку:

- запас циркуляційного тиску для несприятливого кільця

$$\frac{\Delta P_{рц} - \Sigma(Rl + Z)}{\Delta P_{рц}} \cdot 100\% = \frac{23648{,}542 - 24031{,}648}{23648{,}542} \cdot 100 = 1{,}62\%$$

де $\sum(Rl + Z)$ - з таблиці для несприятливого циркуляційного кільця;

$\Delta P_{\text{рц}}$- запас циркуляційного тиску для другого кільця

$$\frac{\Sigma(Rl + Z) - \Sigma(Rl + Z)' - гілка2}{\Sigma(Rl + Z) - \Sigma(Rl + Z)'} \cdot 100\% = \frac{24031{,}648 - 3586{,}04 - 19051{,}492}{24031{,}648 - 3586{,}04} \cdot 100 = 6{,}82\%$$

2.5. Підбір і розрахунок нагрівальних приладів

Розрахунок опалювального приладу виконується з метою визначення необхідної кількості секцій чавунного радіатора типу 2КП90-500, встановленого в однотрубній горизонтальній проточно-регульованій системі опалення.

Розрахунковий опалювальний прилад розташований під віконним прорізом на другому поверсі будівлі.

Для виконання розрахунку приймаються такі вихідні дані:

– розрахункова температура внутрішнього повітря: $t_в$=20°С

– теплове навантаження опалювального приладу визначене з урахуванням коригувальних коефіцієнтів: β_1, β_2

– температура теплоносія у подавальному трубопроводі: $t_г$=90°С

– температура теплоносія у зворотному трубопроводі: $t_о$=70°С

– система опалення — водяна, насосна;

– довжина подавальної магістралі від вузла керування системою до розрахункової гілки:

трубопровід діаметром ∅40мм, довжиною: l_1=11,2 м та трубопровід діаметром ∅32мм, довжиною: l_2=2,8 м

У однотрубних системах водяного опалення температура теплоносія на вході до опалювального приладу приймається рівною температурі води у відповідній ділянці розрахункової гілки системи.

Зниження температури теплоносія вздовж гілки відбувається внаслідок поступової передачі теплоти опалювальними приладами та теплових втрат у трубопроводах. Тому для кожного опалювального приладу температура теплоносія на вході визначається індивідуально залежно від його розташування у системі.

Температура теплоносія на вході до опалювального приладу визначається за такою залежністю:

$$t_{вх} = t_г - \Delta t_м - \frac{\Sigma Q_{пр}}{Q_B} \cdot \Delta t_B \quad , \qquad (2.23)$$

де $t_г$ – температура гарячої води у системі опалення,°С;

$\Delta t_м$ – зниження температури води в магістралі, що подає, шляхом від теплового пункту до місця приєднання до неї гілки,°С; приймається за табл. 8 [2];

$\Sigma Q_{пр}$ – сумарне теплове навантаження опалювальних приладів, приєднаних до гілки до ділянки, що розглядається, вважаючи по ходу руху води, Вт;

$Q_в$– теплове навантаження приладів, приєднаних до гілки, Вт;

$\Delta t_в$ – різниця температур теплоносія на вході та виході з гілки,°С; визначається за формулою:

$$\Delta t_B = t_г - \Delta t_м - t_o \qquad (2.24)$$

Визначаємо зниження температури води $\Delta t_м$ в магістралі, що подає, шляхом від теплового пункту до місця приєднання магістралі розрахункової гілки

$$\Delta t_м = \frac{11{,}171 \cdot 0{,}4}{10} + \frac{2{,}8 \cdot 0{,}4}{10} = 0{,}676^0 C \quad .$$

Витрата води через гілку, кг/с визначається за формулою

$$G_B = \frac{Q_B}{c\Delta t_B}, \qquad (2.25)$$

де $Q_в$, $\Delta t_в$ – те саме, що у формулі (2.28).

В однотрубних системах опалення фактична витрата теплоносія через прилад $G_{пр}$, кг/с визначається за формулою:

$$G_{пр} = \alpha \cdot G_B, \qquad (2.26)$$

де α - коефіцієнт затікання води в опалювальний прилад, визначається за табл. 8.5.дод 8 [2].

Сумарну тепловіддачу відкрито прокладених у межах приміщення труб $Q_{тр}$, Вт, обчислюють за формулою:

$$Q_{тр} = \Sigma K_{тр} \cdot \pi \cdot d_н \cdot l \cdot (t_т - t_п), \qquad (2.27)$$

де $K_{тр}$ – коефіцієнт тепловіддачі окремого трубопроводу, Вт/(м^2·К);

$d_н$- зовнішній діаметр окремого трубопроводу, м;

l- довжина окремого трубопроводу, м;

$t_т$- середня температура теплоносія в окремому трубопроводі,°С;

$t_п$- температура повітря в приміщенні,°С.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі $K_{тр}$, Вт/(м^2·К), вертикальних труб при теплоносіях воді приймаються за табл. 8.1 [2].

Тепловий потік опалювального приладу $Q_{пр(д)}$, Вт, при теплоносії воді може бути визначена за формулою:

$$Q_{пр(д)} = Q_{ном} \cdot \left(\frac{\Delta t_{ср}}{70}\right)^{n+1} \left(\frac{G_{пр}}{0{,}1}\right)^{p} \cdot b \cdot \Psi \cdot Z, \qquad (2.28)$$

де $Q_{ном}$ = 110 Вт/м^2 - номінальна щільність теплового потоку приладу;

$\Delta t_{ср}$ - фактичний температурний напір,°С;

m – емпіричний показник ступеня при температурному тиску;

$G_{пр}$- фактична витрата теплоносія через прилад, кг/с;

n, p - емпіричні показники ступеня при витраті теплоносія (табл. 8.2[2]);

Ψ - коефіцієнт, що враховує зменшення теплопередачі опалювального приладу при схемі подачі теплоносія в прилад знизу - вгору;

$$\Psi = 1 - a(t_{вх} - t_{вих}) \tag{2.29}$$

де а = 0,006 - коефіцієнт залежно від опалювального приладу;

70°С і 0,1 кг/с – відповідно температурний напір та витрата теплоносія через прилад за стандартних умов;

b - поправочний коефіцієнт на атмосферний тиск (табл.8.1[2]);

Z- коефіцієнт, що враховує схему приєднання приладу та зміну показника ступеня в різних діапазонах витрати теплоносія (табл. 8.2-8.4[2]).

Фактичний температурний напір $\Delta t_{ср}$,°С однотрубних системах опалення при теплоносії воді визначається за формулою:

$$\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_{в,} \tag{2.30}$$

де $t_{ср}$ - середня температура води в приладі,°С;

$t_в$- температура повітря в приміщенні,°С.

Необхідна тепловіддача опалювального приладу в приміщенні $Q_п$, Вт може бути визначена за формулою.

Орієнтовна кількість секцій у приладі $N_оp$, визначитися за формулою

$$N_{ор} = \frac{Q_п}{Q_{пр(д)}} \tag{2.31}$$

Число елементів (секцій) N в опалювальному приладі обчислюється за формулою

$$N = \frac{\beta_4}{\beta_3} \cdot N_{ор}, \tag{2.32}$$

де β_3- поправочний коефіцієнт, що враховує кількість елементів у приладі;

β_4- коефіцієнт, що враховує умови установки опалювального приладу, приймається при відкритій установці рівним 1 по табл. 8.2-8.4[2].

Величина коефіцієнта β_3 може бути визначена за формулою:

$$\beta_3 = 0{,}92 + \frac{0{,}16}{F_p} \tag{2.33}$$

Розрахунок провадимо для гілки Б п'ятого поверху, розрахункова схема якого показана на Рис. 2.1.

$$\Delta t_B = 105 - 0{,}676 - 70 = 34{,}324 \ ^\circ\text{C};$$

$$G_B = \frac{4836{,}15}{4190 \cdot 34{,}324} = 0{,}0336 \text{ кг/с}.$$

$$G_{пр} = 1 \cdot 0{,}0336 = 0{,}0336 кг/с.$$

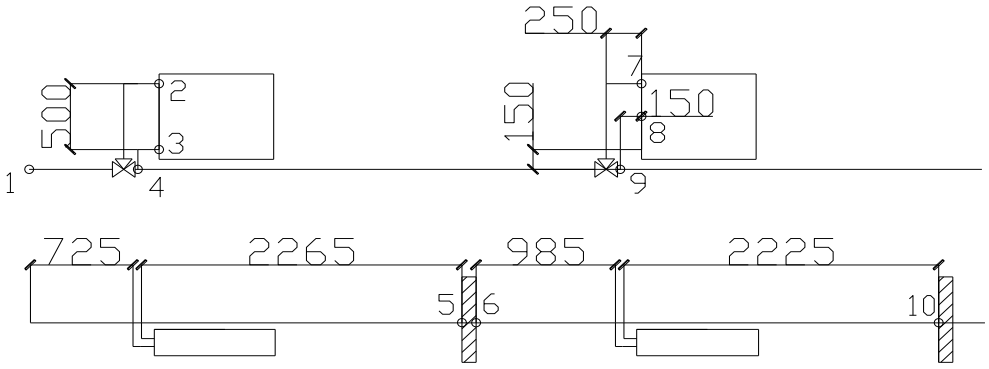


Рис.2.1 Розрахункова схема 5-го поверху

Приклад розрахунку приладу №1.

$$t_{вх1} = 105 - 0{,}676 = 104{,}324 \ ^\circ\text{C};$$

$$t_{ср1} = 104{,}324 - \frac{0{,}5 \cdot 1297{,}47}{4190 \cdot 0{,}0336} = 100 \ ^\circ\text{C};$$

$$t_{вих1} = 104{,}324 - \frac{1297{,}47}{4190 \cdot 0{,}0336} = 95 \ ^\circ\text{C}.$$

Для ø15 $d_н$=0,00213 м за табл.7.1[2],

$$Q_{тр1} = 14{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0213 \cdot (0{,}725 + 0{,}15 + 0{,}5 + 0{,}25) \cdot (104{,}324 - 20) + 14{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0213x$$
$$x(0{,}15 + 0{,}15) \cdot (95{,}11 - 20) + 14{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0213 \cdot 2{,}265 \cdot (95{,}115 - 20) = 229{,}166 Вт;$$

$$\Delta t_{ср1} = 104{,}324 - \frac{0{,}5 \cdot 1297{,}47}{4190 \cdot 0{,}0336} = 99{,}716 \ ^\circ\text{C};$$

n=0,25; p=0,04; z=0,97, $\Psi = 1 - 0{,}006(104{,}324 - 95{,}11) = 0{,}95$, b = 1

$$q_{пр1(д)} = 710 \cdot \left(\frac{97.716}{70}\right)^{0{,}25+1} \cdot \left(\frac{0{,}0336}{0{,}1}\right)^{0{,}04} \cdot 0{,}945 \cdot 0{,}97 \cdot 1 = 970 \text{ Вт};$$

$$F_p^1 = \frac{1297{,}47 - 0{,}9 \cdot 229{,}166}{969{,}61} = 1{,}125 Вт;$$

$$\beta_3 = 0{,}92 + \frac{0{,}16}{1{,}125} = 1{,}062$$

$$N_1 = \frac{1{,}125}{0{,}155 \cdot 1{,}062} = 6{,}834, \quad N^{'} = 7$$

$$Q_{уст}^{ном} = N^{'} \cdot Q_{пр(д)ном} = 7 \cdot 110 = 770\,Вт$$

$$Q_{тр}^{ном} = N \cdot Q_{пр(д)ном} = 6{,}834 \cdot 110 = 751{,}74\,Вт$$

$$\frac{Q_{тр}^{ном} - Q_{уст}^{ном}}{Q_{тр}^{ном}} \cdot 100\% = \frac{751{,}74 - 770}{751{,}74} \cdot 100\% = 2{,}4\% < 5\%$$

Так як номінальний тепловий потік опалювального приладу не слід приймати не менше ніж на 5% від необхідного розрахунку, то число секцій приймаємо 7 штук.

Приклад розрахунку для приладу №2.

$$t_{вх2} = 105 - 0{,}676 - \frac{1297{,}47}{4836{,}15} \cdot 34{,}324 = 95\,°\text{C};$$

$$t_{ср2} = 95{,}115 - \frac{0{,}5 \cdot 623{,}8}{4190 \cdot 0{,}0336} = 100\,°\text{C};$$

$$t_{вих2} = 95{,}115 - \frac{623{,}8}{4190 \cdot 0{,}0336} = 91\,°\text{C}.$$

Для ø15 dн=0,00213 м за табл.7.1[2],

$$Q_{тр2} = 14{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0213 \cdot (0{,}985 + 0{,}15 + 0{,}5 + 0{,}25) \cdot (95{,}115 - 18) + 14{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0213x$$
$$x(0{,}15 + 0{,}15) \cdot (90{,}684 - 18) + 14{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0213 \cdot 2{,}225 \cdot (90{,}69 - 18) = 318{,}97\,Вт;$$

$$\Delta t_{ср1} = 95{,}115 - \frac{0{,}5 \cdot 623{,}8}{4190 \cdot 0{,}0336} = 92{,}9\,°\text{C};$$

n=0,25; p=0,04; z=0,97, $\Psi = 1 - 0{,}006(95{,}115 - 90{,}684) = 0{,}973$, b = 1

$$q_{пр2(д)} = 710 \cdot \left(\frac{92{,}9}{70}\right)^{0{,}25+1} \cdot \left(\frac{0{,}0336}{0{,}1}\right)^{0{,}04} \cdot 0{,}973 \cdot 0{,}97 \cdot 1 = 913{,}784\,\text{Вт};$$

$$F_p^2 = \frac{623{,}8 - 0{,}9 \cdot 318{,}97}{913{,}784} = 0{,}368\,Вт;$$

$$\beta_3 = 0{,}92 + \frac{0{,}16}{0{,}368} = 1{,}355$$

$$N_2 = \frac{0{,}368}{0{,}155 \cdot 1{,}355} = 1{,}752, N^{'} = 2$$

$$Q_{уст}^{ном} = N^{'} \cdot Q_{пр(д)ном} = 2 \cdot 110 = 220\,Вт$$

$$Q_{тр}^{ном} = N \cdot Q_{пр(д)ном} = 1{,}752 \cdot 110 = 192{,}72\,Вт$$

$$\frac{Q_{тр}^{ном} - Q_{уст}^{ном}}{Q_{тр}^{ном}} \cdot 100\% = \frac{192{,}72 - 220}{192{,}72} \cdot 100\% = 14{,}2\% > 5\%$$

.

Так як номінальний тепловий потік опалювального приладу не слід приймати не менше ніж на 5% від необхідного розрахунку, то число секцій приймаємо 2 шт.

Кількість секцій решти опалювальних приладів визначаємо через номінальний тепловий потік $Q_{ном}$ = 110 Вт/м^2.

2.6. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи

Елеватор

Підбір елеватора для системи опалення виконується з метою забезпечення необхідних параметрів теплоносія та організації змішування мережної і зворотної води до розрахункових температур системи опалення.

Розрахунок та вибір елеваторного вузла здійснюється у визначеній послідовності з урахуванням теплового навантаження системи, параметрів теплоносія теплової мережі та необхідних характеристик внутрішньої системи опалення будівлі.

На першому етапі визначається витрата мережної води, яка надходить із зовнішньої теплової мережі.

Витрата води з теплової мережі: G_1, кг/с визначається за залежністю:

$$G_1 = \frac{Q_c}{c \cdot (T - t_o)}, \qquad (2.34)$$

де Q_c = 100431 Вт - теплова потужність системи опалення;

c– те саме, що у формулі (2.18);

T, t_o – те саме, що у формулі (2.14).

$$G_1 = \frac{100431,020}{4190 \cdot (130 - 70)} = 0,399 \text{ кг/с}.$$

Витрата змішаної води $G_{зм}$, кг/с, що надходить до системи опалення, визначається за формулою:

$$G_{зм} = \frac{Q_c}{c \cdot (t_г - t_о)}, \tag{2.35}$$

де Q_c, с – те саме, що у формулі (2.36);

$t_г$, $t_о$ – те саме, що у формулі (2.14).

$$G_{см} = \frac{100431,020}{4190 \cdot (105 - 70)} = 0,68 \text{ кг/с}.$$

Наведена витрата змішаної води $G_{пр}$, кг/с визначається за формулою:

$$G_{пр} = 101 \cdot \frac{G_{см}}{\sqrt{\Delta P_н}}, \tag{2.36}$$

де $G_{см}$ – те саме, що у формулі (2.37);

$\Delta P_н$ – те саме, що у формулі (2.12).

$$G_{пр} = 101 \cdot \frac{0,68}{\sqrt{27500}} = 0,414 \text{ кг/с}.$$

Діаметр горловини елеватора dг, мм визначається за формулою:

$$d_г = 16 \cdot \sqrt{G_{пр}}, \tag{2.37}$$

де $G_{пр}$ – те саме, що у формулі (2.38).

$$d_г = 16 \cdot \sqrt{0,414} = 10,29 \text{ мм}.$$

При відомому тиску в тепломережі на введенні у елеватора ΔРр, Па, визначається надлишковий тиск на введенні $\Delta P_{ізб}$, Па, за формулою:

$$\Delta P_{ізб} = \Delta P - \Delta P_н, \tag{2.38}$$

де $\Delta P_н$ – те саме, що у формулі (2.12).

$$\Delta P_{изб} = 100000 - 27500 = 72500 \text{ Па}.$$

Діаметр сопла елеватора, мм визначається за формулою:

$$d_c = 183 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_1^2}{\Delta P_{надл}}}, \qquad (2.39)$$

де G_1 – те саме, що у формулі (2.36);

$\Delta P_{надл}$ – те саме, що у формулі (2.40).

$$d_c = 183 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,399^2}{72500}} = 7,044 \text{ мм.}$$

Визначивши діаметр горловини підбирається елеватор із найближчим за розміром діаметром горловини. Приймаємо елеватор типу міні.

Підбір грязьовика

Грязьовик призначений для очищення теплоносія від механічних домішок, таких як частинки окалини, іржі, шламу та інших твердих включень, які можуть потрапляти до системи теплопостачання під час її експлуатації.

Встановлення грязьовика дозволяє зменшити забруднення трубопроводів, теплообмінного обладнання, насосних агрегатів та регулюючої арматури, що сприяє підвищенню надійності та довговічності роботи системи.

Підбір грязьовика здійснюється з урахуванням витрати теплоносія, діаметрів підвідних магістралей та допустимої швидкості руху води у його робочому перерізі.

При виборі обладнання швидкість руху води у поперечному перерізі грязьовика не повинна перевищувати: $w \leq 0,05$ м/с

Дотримання зазначеної умови забезпечує ефективне осадження механічних домішок та зменшує ймовірність їх повторного винесення потоком теплоносія.

Діаметр грязьовика визначається за формулою (2.42):

$$D_г = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,399}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 978,46}} = 0,102 \text{ м.}$$

де G=0,399 кг/с – витрата теплоносія у місці установки елеватора.

Приймаємо до встановлення діаметром 116мм.

Теплова ізоляція трубопроводів

Трубопроводи системи опалення необхідно проєктувати із застосуванням теплової ізоляції з метою зменшення втрат теплоти під час транспортування теплоносія, запобігання перегріву приміщень, через які проходять транзитні

магістралі, а також для забезпечення необхідних температурних параметрів теплоносія.

Теплова ізоляція є особливо необхідною у випадках прокладання трубопроводів:

– у неопалюваних приміщеннях;

– у підвалах, технічних підпіллях та горищах;

– у транзитних зонах;

– у місцях, де існує ризик замерзання теплоносія.

Застосування теплоізоляції дозволяє зменшити теплові втрати, підвищити енергоефективність системи та забезпечити надійність її експлуатації.

Для ізоляції трубопроводів приймається пінобетонна теплоізоляція, яка наноситься на поверхню труб у заводських умовах.

Орієнтовна товщина теплоізоляційного шару приймається:

– 40 мм — для трубопроводів із зовнішнім діаметром від 25 до 50 мм;

– 30 мм — для трубопроводів із зовнішнім діаметром до 25 мм.

Прийнята товщина ізоляції забезпечує необхідний рівень теплозахисту та відповідає умовам експлуатації системи.

Підбір теплолічильника

Підбір теплолічильника виконується відповідно до розрахункової витрати теплоносія, що надходить із зовнішньої теплової мережі.

Основним параметром для вибору теплолічильника є витрата води: G, м^3/год, яка визначається за результатами гідравлічного та теплотехнічного розрахунків системи.

Витрата води, що надходить із теплової мережі, визначається за такою залежністю:

$$V = \frac{G_1 \cdot 3600}{\rho_{105}} = \frac{0,399 \cdot 3600}{954,31} = 1,505 м^3 / год \qquad (2.40)$$

Вибираємо теплолічильник "Комбіметр П" типу КП-2,5, максимальна витрата води 2,5 м^3/год, діапазон вимірювання витрати води 0,001254-3 м^3/год, довжина корпусу130 мм, приєднувальні розміри 25,4 мм.

Компенсація теплового подовження

Подовження сталевої труби при нагріванні – збільшення її довжини Δl, см, визначається за формулою

$$\Delta l = 0{,}0012 \cdot (t_m - 5) \cdot l, \qquad (2.41)$$

де $t_т$ – температура теплопроводу,°С (приймається і температурі теплоносія):

l- довжина прямої ділянки труби, м.

Знайдемо подовження найдовшої ділянки:

$$\Delta l = 0,0012 \cdot (105 - 5) \cdot 18,996 = 2,27 \text{ см}$$

Оскільки $\Delta l = 2{,}1 см$ <2,5см, то компенсатор не потрібний.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОТЕЛЬНІ

3.1. Складання принципової теплової схеми котельні та розрахунок її для трьох характерних режимів

Вихідні дані

Теплові навантаження по парі:

Пара на технологічні потреби

P = 0,60 МПа;

t = 140 °С;

D = 1,60 т/год.

Повернення конденсату технологічними споживачами $t_К$ = 90°С.

Теплові навантаження із водою:

на опалення $Q_О$ = 0,250 МВт;

на вентиляцію $Q_В$ = 0,210 МВт;

на гаряче водопостачання $Q_{ГВ}$ = 0,18 МВт;

на технологічні потреби споживачів 0,30 МВт

$t_{гар}$ = 90°С.

Температурний графік 90 – 70 °С.

Тип системи гарячого водопостачання – циркуляційний.

Тип котлів Е – 1,0 – 0,9 ГН.

Вид палива – газ природний.

Насичена пара, що виробляється котлами з робочим тиском:

P=0,60 МПа надходить до загальної парової магістралі котельної установки, з якої здійснюється розподіл пари між внутрішніми споживачами котельні та зовнішніми виробничими споживачами.

Частина пари використовується на забезпечення власних потреб котельної, зокрема подається до:

– підігрівача мережної води;

– підігрівача системи гарячого водопостачання.

Інша частина пари спрямовується на забезпечення виробничих потреб підприємства.

Конденсат від виробничого споживача повертається самопливом у кількості 30 % від загальної витрати при температурі:

t=90°С до конденсатозбірника, після чого конденсатним насосом транспортується до бака підживлювальної води.

Нагрів мережної води та води системи гарячого водопостачання здійснюється у пароводяних теплообмінниках за рахунок теплоти конденсації пари.

Підготовлена гаряча вода для систем опалення, вентиляції та технологічного водопостачання надходить до розподільного колектора, звідки розподіляється по окремих трубопроводах відповідно до потреб споживачів.

Періодична продувка котельних агрегатів у кількості **3 %** від продуктивності котла спрямовується до барботера для охолодження та подальшої утилізації.

Живильна вода з температурою близько: t=60°С за допомогою живильного насоса подається до економайзера, де попередньо нагрівається, після чого надходить до котельного агрегату.

Підживлювальна вода для систем теплопостачання та технологічного водопостачання подається підживлювальними насосами з бака підживлювальної води.

Основними завданнями розрахунку теплової схеми є:

– визначення сумарних теплових навантажень, які включають зовнішні навантаження та витрати теплоти на власні потреби котельної;

– визначення теплових та масових потоків, необхідних для підбору основного та допоміжного обладнання;

– отримання вихідних даних для виконання подальших техніко-економічних розрахунків, зокрема визначення річного виробітку теплоти, витрат палива та оцінки ефективності роботи системи.

Розрахунок теплової схеми дозволяє визначити сумарну паропродуктивність котельної установки для різних режимів експлуатації.

Розрахунок виконується для трьох характерних режимів роботи:

– максимально зимового режиму;

– режиму найбільш холодного місяця;

– літнього режиму.

Розрахунки виконані відповідно до методики [7].

Отримані результати розрахунків наведено у таблиці 3.1 Додатку В.

За результатами розрахунку величина нев'язки склала менше 3 %, що свідчить про достатню точність розрахунків та підтверджує коректність побудови теплової схеми.

3.2. Вибір одиничної потужності та числа встановлених котлів

Відповідно до вимог ДБН В.2.5-77:2014 розрахункова потужність котельної установки визначається як сумарне теплове навантаження всіх споживачів теплоти при максимально-зимовому режимі роботи.

До складу розрахункового навантаження входять потреби:

– технологічних процесів;

– систем опалення;

– систем вентиляції;

– систем гарячого водопостачання.

При визначенні необхідної потужності котельної додатково враховуються:

– витрати теплоти на власні потреби котельної;

– теплові втрати у котельному обладнанні;

– втрати теплоти в теплових мережах та трубопроводах.

Вибір кількості котлоагрегатів та їх одиничної продуктивності здійснюється на підставі розрахункової потужності котельної установки з урахуванням забезпечення ефективної роботи обладнання в усіх експлуатаційних режимах.

Окрім максимально-зимового режиму роботи виконується перевірка режимів роботи котельних агрегатів у теплий період року, що дозволяє оцінити можливість їх функціонування при знижених теплових навантаженнях.

Під час перевірки роботи котельної установки враховуються такі умови:

Для технологічного теплопостачання та систем вентиляції теплова потужність приймається відповідно до мінімально допустимого навантаження: $Q_{\text{тех}}$

Для систем опалення та гарячого водопостачання теплова потужність визначається відповідно до режиму найбільш холодного місяця: $Q_{оп}+Q_{ГВП}$

Такий підхід дозволяє забезпечити раціональний вибір кількості котлоагрегатів, підвищити ефективність роботи котельної та забезпечити її стабільну експлуатацію в різних режимах навантаження.

$$\boldsymbol{N}_{\text{котлов}} = \frac{\boldsymbol{D}_{\text{к}}^{\text{ч}}}{\boldsymbol{D}_{\text{котла}}} = \frac{\mathbf{2},657}{\mathbf{1}} = \mathbf{2},7,$$

округляємо кількість котлів до 3.

У виробничо-опалювальній котельні повинні бути встановлені 3 котли типу Е–1–0,9 ГМ (один – резервний).

Технічна характеристика котла Е–1,0–0,9 ГН:

Номінальна продуктивність: 1 т/год.

Розрахункова температура насиченої пари: 140°С.

Температура живильної води: 60°С.

Теплопродуктивність: 2,6 ГДж/год.

Теплова потужність: 0,760 МВт

Площа випарної поверхні нагріву: 26,50 м^3.

Об'єм:

- Паровий: 0,4 м^3,

- Водяний: 1,2 м^3.

Температура газів за котлом: - газ: 295°С,

Розрахункове ККД:

- газ: 90%,

- мазут: 89%.

Аналіз режимів роботи котельної установки виконується з метою перевірки достатності встановленої потужності котельного обладнання та оцінки ефективності його експлуатації в різні періоди року.

У літньому режимі роботи забезпечення потреб систем гарячого водопостачання та паропостачання споживачів здійснюється двома котельними агрегатами.

При цьому один із котлів працює з частковим навантаженням, яке становить 68%, що відповідає паропродуктивності: G=0,680 т/год

Третій котельний агрегат перебуває у резерві та використовується для забезпечення необхідного рівня надійності системи теплопостачання. У випадку аварійної зупинки або проведення ремонтних робіт резервний котел може бути оперативно введений в експлуатацію для підтримання безперервного паропостачання споживачів.

У режимі найбільш холодного місяця теплове навантаження системи суттєво зростає, у зв’язку з чим у роботі перебувають усі три котельні агрегати.

Сумарна продуктивність котлів у цьому режимі становить G=2,5 т/год.

Отримані результати свідчать про достатність встановленої потужності котельної установки та забезпечують необхідний резерв продуктивності для надійної роботи системи у різних експлуатаційних режимах.

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЬНІ

4.1. Вибір допоміжного обладнання

Надійне забезпечення котлів живильною водою є однією з основних умов безпечної та стабільної роботи котельної установки. Порушення режиму живлення котла може призвести до зниження рівня води нижче допустимих значень, що спричиняє оголення поверхонь нагріву, перегрів кип’ятильних труб та виникнення аварійних ситуацій.

З метою забезпечення безперервності роботи системи живлення котлів передбачається встановлення не менше двох живильних насосів, один із яких виконує функції резервного агрегату.

Вибір кількості, типу та продуктивності насосного обладнання здійснюється відповідно до вимог нормативних документів та з урахуванням необхідної надійності системи.

Продуктивність насосів повинна забезпечувати подачу необхідної кількості живильної води для покриття потреб усіх працюючих котлів.

Для насосів з електричним приводом сумарна продуктивність повинна становити не менше: $1{,}1 \cdot G_к$, де: $G_к$ — сумарна номінальна продуктивність усіх працюючих котлів.

Таким чином, продуктивність живильних насосів повинна становити не менше 110 % від сумарної продуктивності котельних агрегатів.

У системах із резервуванням допускається застосування насосів із різними типами приводів. За наявності декількох незалежних джерел електропостачання допускається використання виключно насосів з електроприводом. При цьому один насос повинен виконувати резервну функцію.

Насоси з паровим приводом традиційно використовувалися як резервні агрегати, однак їх застосування супроводжується додатковими витратами пари, які

можуть становити від 3 до 5 % від загальної кількості виробленої пари. Саме тому такі насоси доцільно використовувати переважно як резервні.

У великих котельних установках можуть застосовуватися паротурбінні живильні насоси, які мають більш високі показники ефективності. Перевагою таких установок є можливість повернення конденсату відпрацьованої пари до системи, оскільки він не містить мастильних забруднень.

Застосування поршневих прямодіючих насосів потребує додаткового врахування якості конденсату. Конденсат відпрацьованої пари таких насосів може містити домішки мастила, що обмежує можливість його повторного використання в котельній системі, оскільки наявність масляної плівки на поверхнях нагріву знижує ефективність теплопередачі.

Інжектори як пристрої живлення котлів у сучасних опалювально-виробничих котельнях застосовуються обмежено через недостатню ефективність роботи з нагрітою живильною водою.

Продуктивність насосів визначається за формулою, т/год. [9]:

$$G_{\text{п.н.}} = D_{\text{макс}} \cdot k$$

де k – коефіцієнт запасу (1,1 для насосів з електроприводом та 0,5 з паровим приводом).

$D_{\text{макс}}$ – максимальна витрата поживної води, т/год,

$$D_{\textbf{макс}} = D_{\text{к}} + G_{\text{п.р}}$$

де $D_{\text{к}}$ – витрата пари при номінальному навантаженні, т/год;

$G_{\text{п.р.}}$ – кількість продувної води при номінальному навантаженні, т/год.

$$D_{макс} = 2{,}657 + 0{,}082 = 2{,}74\text{т/год},$$

$$G_{\text{п.н.}} = 2{,}739 \cdot 1{,}1 = 3\text{т/год}.$$

Номінальна подача одного живильного насоса 3,01/3 = 1 т/год.

У котельні повинні бути встановлені три поживні насоси НГ 1,6/1,6, запитані від різних джерел електроенергії.

Технічні характеристики насоса НГ 1,6/1,6:

Номінальне подання: 1,60 м^3/год.

Напір насоса при номінальній подачі: 1,60 кгс/см^2,

Електродвигун:

- Потужність: 1,5 кВт,

- Частота: 1370 об/хв,

Конденсатний насос

Продуктивність конденсатного насоса визначається на основі сумарної витрати конденсату, що утворюється у технологічних споживачів теплоти та надходить у систему конденсатоповернення.

Під час визначення необхідної продуктивності насосного обладнання додатково враховується витрата конденсату від мережного підігрівача системи опалення.

Необхідність врахування даної складової обумовлена тим, що у випадках погіршення якості конденсату або підвищення його жорсткості передбачається можливість його відведення до конденсатного бака з подальшим використанням для потреб системи гарячого водопостачання.

Підвищення жорсткості конденсату може виникати внаслідок порушення герметичності теплообмінних поверхонь мережного підігрівача, зокрема при пошкодженні латунних теплообмінних трубок.

У результаті пошкодження трубок можливе проникнення мережної води у контур конденсату. Оскільки жорсткість мережної води, як правило, становить: 0,7…1,5 мг-екв/кг це призводить до погіршення якості конденсату та змін його хімічного складу [9].

При визначенні продуктивності конденсатного насоса зазначені фактори враховуються для забезпечення надійної роботи системи конденсатоповернення та підтримання необхідного режиму експлуатації обладнання.

$$G_{\text{к.н.}} = G_{\text{к}}^{\text{т}} + D_{\text{п.с.в.}} = 0{,}48 + 0{,}922 = 1{,}4\text{т/год.}$$

Необхідний напір конденсатного насоса визначається з урахуванням геодезичних параметрів системи, а також гідравлічних втрат у трубопровідній мережі.

Під час розрахунку необхідного напору враховуються:

– геодезична висота між точками всмоктування та подачі конденсату;

– втрати тиску у всмоктувальних трубопроводах;

– втрати тиску у нагнітальних трубопроводах;

– місцеві гідравлічні опори арматури, фасонних елементів та обладнання.

Сумарний напір насоса повинен забезпечувати транспортування конденсату за розрахункових умов роботи системи та гарантувати її стабільне функціонування.

Для системи конденсатоповернення у котельній приймається до встановлення насос марки Кс–1,5–4.

У котельній передбачається встановлення одного конденсатного насоса, який розміщується на нульовій відмітці будівлі та забезпечує подачу конденсату до бака підживлювальної води, також розташованого на нульовій відмітці.

Прийняте розташування обладнання дозволяє мінімізувати геодезичну складову напору та зменшити енергетичні витрати на транспортування конденсату.

Технічна характеристика насоса Кс–1,5–1,5:

Продуктивність: 1,5 $м^3$/год.

Натиск: 4 м вод. ст.

Електродвигун:

- Потужність: 2,20 кВт

- Частота: 2900 об/хв.

Габаритні розміри: 420х250х300 мм

Маса: 18 кг.

Мережевий насос системи опалення та вентиляції

Мережні насоси призначені для забезпечення циркуляції теплоносія в системі теплопостачання та підтримання необхідного гідравлічного режиму роботи теплової мережі.

Підбір насосного обладнання здійснюється на підставі результатів розрахунку теплової схеми котельної установки та необхідної витрати мережної води.

Розрахункова витрата мережної води становить:

$G_{с.н}$=19,8 т/год

Мережні насоси, як правило, встановлюються на зворотному трубопроводі теплової мережі, де температура теплоносія є нижчою порівняно з подавальною

магістраллю та не перевищує 70 °С. Таке рішення дозволяє покращити умови роботи насосного обладнання, підвищити надійність його експлуатації та збільшити термін служби.

Відповідно до вимог ДБН В.2.5-77:2014 у котельній необхідно передбачати встановлення не менше двох мережних насосів.

Необхідний напір мережного насоса визначається з урахуванням:

– необхідного напору у споживача;

– втрат тиску в тепловій мережі;

– місцевих гідравлічних опорів системи;

– геодезичних параметрів трубопровідної мережі.

Для забезпечення надійної та безперебійної роботи системи у котельній приймається до встановлення два мережних насоси типу К50-50-125, один із яких працює як основний, а інший виконує резервну функцію.

З метою підвищення надійності електропостачання насосні агрегати підключаються до незалежних джерел електроживлення.

Прийняте рішення забезпечує безперервну роботу системи теплопостачання та підвищує її експлуатаційну надійність.

Технічна характеристика насоса К50-50-125:

Продуктивність: 25 $м^3$/год.

Натиск: 40 м вод. ст.

Електродвигун:

- Потужність: 2,20 кВт

- Частота: 3000 об / хв.

Маса: 1200 кг

Габаритні розміри: 792х324х336 мм.

Підживлювальні насоси

Підживлювальні насоси призначені для компенсації втрат теплоносія у системі теплопостачання та підтримання необхідного об’єму води в системі під час її експлуатації.

Необхідність підживлення обумовлена наявністю експлуатаційних втрат теплоносія, які можуть виникати внаслідок нещільностей з'єднань, спрацювання запобіжної арматури, проведення ремонтних робіт, дренування окремих ділянок системи або інших технологічних факторів.

Витрата води для підживлення визначається на основі результатів розрахунку теплової схеми системи теплопостачання та залежить від розрахункових втрат теплоносія.

Для забезпечення надійної роботи системи продуктивність підживлювальних насосів приймається з урахуванням можливості аварійного режиму роботи.

Розрахункова продуктивність підживлювального насоса визначається рівною подвоєній витраті води, необхідній для компенсації розрахункових втрат теплоносія:

$G_{\text{п}}=2G_{\text{вит}}$ де:

$G_{\text{п}}$ — продуктивність підживлювального насоса, м³/год;

$G_{\text{вит}}$ — розрахунна витрата води для компенсації втрат теплоносія, м³/год.

Прийняття запасу продуктивності забезпечує можливість швидкого відновлення необхідного об'єму теплоносія та підвищує надійність функціонування системи у випадках аварійного або позаштатного режиму.

$G_{\text{під.н.}} = 2 \cdot G_{\text{ут.}} = 0{,}008$т/год. [9]

Необхідний напір підживлювальних насосів визначається з урахуванням тиску у зворотному трубопроводі теплової мережі, а також гідравлічних втрат у лінії підживлення, які включають опір трубопроводів, запірно-регулювальної арматури та місцевих елементів системи.

Під час визначення необхідного напору враховуються:

– тиск у зворотному трубопроводі теплової мережі;

– втрати тиску у трубопроводах лінії підживлення;

– місцеві гідравлічні опори арматури та фасонних елементів;

– геодезичні параметри системи.

Відповідно до вимог надійності роботи теплопостачальних систем кількість підживлювальних насосів повинна бути не меншою двох, при цьому один насос передбачається резервним.

У проєктованій котельній до встановлення приймаються три підживлювальні насоси типу ВК-0,5/16К, один із яких працює у резервному режимі.

Насосні агрегати встановлюються на нульовій відмітці котельної та забезпечують подачу підживлювальної води з бака підживлювальної води до зворотного трубопроводу теплової мережі.

Прийнята схема підключення забезпечує підтримання необхідного гідравлічного режиму системи, компенсацію втрат теплоносія та підвищує надійність експлуатації системи теплопостачання.

Технічна характеристика насоса ВК-0,5/16К:

Продуктивність: 0,8 $м^3$/год.

Натиск: 18 м вод. ст.

Електродвигун:

- Потужність: 0,55 кВт
- Частота: 2700 об / хв.

Маса: 8 кг.

Циркуляційний насос ГВП

Служить для подачі необхідної витрати та забезпечення необхідного тиску гарячої води у споживача. Його вибирають по витраті гарячої води та необхідному натиску $G_{г.в.}$ = 3,45 т/год.

У котельні має бути встановлений два насоси ГВП марки К8/18, один з яких резервний. Насос встановлений на нульовій позначці та подає сиру воду з бака гарячої води в пароводяні теплообмінники.

Технічна характеристика насоса К8/18:

Продуктивність: 8 $м^3$/год.

Натиск: 18 м вод. ст.

Електродвигун:

- Потужність: 2,2 кВт
- Частота: 3000 об / хв.

Габаритні розміри: 764х257х310 мм

Маса: 61 кг.

Насос сирої води призначений для подачі хімічно очищеної води до бака підживлювальної води та забезпечення необхідного режиму роботи системи водопідготовки котельної установки.

Продуктивність насоса визначається на основі результатів розрахунку теплової схеми та залежить від потреб системи у підживлювальній воді.

Розрахункова витрата води становить:

$G_{с.в}$=5,13 т/год

Для забезпечення необхідної подачі води у котельній до встановлення приймається насос марки К8/18.

Насосний агрегат розташовується на відмітці 0,000 та встановлюється на трубопроводі подачі води від системи хімічного водоочищення (ХВО) до бака підживлювальної води.

Прийняте розміщення насосного обладнання забезпечує необхідні умови експлуатації та стабільну подачу підготовленої води до системи теплопостачання.

Технічна характеристика насоса К8/18 надана вище.

Водопідігрівачі

Мережний підігрівач для систем опалення та вентиляції

Мережний підігрівач призначений для забезпечення роботи систем опалення та вентиляції.

Нагрів теплоносія здійснюється за рахунок передачі теплової енергії від гріючої пари через теплообмінну поверхню підігрівача. Процес теплообміну відбувається через трубний пучок, у якому циркулює нагріване середовище. Теплообмінні трубки виконані з латуні, що забезпечує достатню теплопровідність, корозійну стійкість та надійність експлуатації обладнання.

Для забезпечення безперервності теплопостачання та підвищення надійності роботи системи у котельній передбачається встановлення двох пароводяних підігрівачів, один із яких виконує функцію резервного.

До встановлення приймається пароводяний підігрівач типу ПП 2-6-2 II із плоским днищем.

Використання резервного підігрівача забезпечує можливість проведення ремонтних або профілактичних робіт без припинення теплопостачання споживачів.

Технічна характеристика підігрівача ПП 2-6-2 II:

Площа поверхні нагріву: 6,3 $м^2$

Діаметр корпусу: 325 мм

Кількість трубок: 68 шт.

Довжина трубок: 2000 мм

Довжина підігрівача: 2550 мм

Тиск пари, що гріє: 0,7 МПа

Число ходів по воді: 2 шт.

Теплова продуктивність номінальна: 0,538 Гкал/год

Витрата води номінальна: 29,2 т/год

Маса: 380 кг.

Підігрівач системи гарячого водопостачання

Підігрівач системи гарячого водопостачання призначений для нагріву води, яка використовується для забезпечення потреб споживачів у гарячому водопостачанні.

Нагрів води здійснюється шляхом передачі теплоти від гріючого теплоносія через теплообмінну поверхню підігрівача. Процес теплообміну відбувається у трубному пучку, виконаному з латунних трубок, якими рухається нагріване середовище. Використання латунних теплообмінних елементів забезпечує достатню теплопровідність, корозійну стійкість та довговічність роботи обладнання.

Для забезпечення надійності системи гарячого водопостачання та безперервності її роботи у котельній передбачається встановлення двох пароводяних підігрівачів, один із яких працює як резервний.

До встановлення приймаються пароводяні підігрівачі типу ПП 2-6-2 II із плоским днищем.

Застосування резервного підігрівача дозволяє забезпечити безперебійну роботу системи гарячого водопостачання під час проведення технічного обслуговування або ремонту основного обладнання.

Технічні характеристики підігрівача типу ПП 2-6-2 II наведено вище.

4.2. Розрахунок та підбір теплообмінного обладнання для приготування гарячої води

4.2.1. Тепловий розрахунок пароводяного водопідігрівача

Вихідні дані:

Температура пари, що гріє, при тиску 0,6 МПа T_1=140°С

Температура води, що нагрівається на вході в підігрівач t_2 = 16,860 °С;

Температура води, що нагрівається на виході з підігрівача t_1 = 55,0 ° С;

1. Кількість теплоти витрачається в підігрівачі [10]

$$Q = 0,023 \cdot 4190 \cdot (55 - 16,860) \cdot 10\text{-}3 = 3,7 \text{ кВт},$$

де G_1 = 0,083 = 0,023 т/год = 0,023 кг/с - витрата води, що нагрівається.

2. Як пароводяний підігрівач прийнятий підігрівач ПП 2-6-2 II.

Технічна характеристика підігрівача ПП 2-6-2 II:

Площа поверхні нагріву: 6,3 м^2

Діаметр корпусу: $d_Н$ = 325 мм, $d_{ВН}$ = 314 мм

Кількість трубок: 68 шт.

Діаметр латунних трубок 16мм

Довжина трубок: 2000 мм

Довжина підігрівача: 2550 мм

Тиск пари, що гріє: 0,6 МПа

Наведена кількість трубок вертикальному ряду $Z_{пр}$=8 шт.

Площа живого перерізу міжтрубного простору $f_{мтр}$ = 0,102м^2

Число ходів по воді: 2 шт.

Теплова продуктивність номінальна: 0,538 Гкал/год.

Витрата води номінальна: 29,2 т/год.

Маса: 380 кг.

Швидкість води у трубках:

$$\omega_{тр}=0,023/(0,0151 \cdot 1000)=0,35 \text{ м/с}.$$

3. Середня температура води, що нагрівається [10]

$$t_{ср} = (55 + 16{,}86) / 2 = 36°C$$

4. Середньологарифмічна різниця температури - температури між парою та водою:

$$\Delta t = (104{,}61 – 85)/(104{,}61/85) = 15{,}93\ °C$$

де $\Delta t_б$ - більша різниця температур

$$\Delta t_б = 140 – 35{,}39 = 104{,}61\ °C$$

$\Delta t_м$ - менша різниця температур, $\Delta t_м = 140 – 55 = 85\ °C$

5. Середня температура стінок трубок

$$t_{стср} = (T_{ср} + t_{ср}) / 2 = (140 + 35{,}39) / 2 = 87{,}7\ °C$$

$$A2 = 4320 + 47{,}54 \cdot T - 0{,}14 \cdot T2 = 4320 + 47{,}54 \cdot 140 - 0{,}14 \cdot 1402 = 8231{,}6$$

6. Коефіцієнт теплопередачі пари до стінок труб

$$\alpha_1 = A2 \cdot 1{,}163/(Z_{пр} \cdot d_н \cdot (T – t^{ст}_{ср})) = 2 \cdot 8231{,}6 \cdot 1{,}163/(8 \cdot 0{,}325 \cdot (140 – 87{,}7))$$

$$\alpha_1 = 140{,}8\ Вт/м^2К$$

де A_2 – температурний множник, визначений формулою:

$$A_2 = 4320 + 47{,}54 \cdot T - 0{,}14 \cdot T^2 = 4320 + 47{,}54 \cdot 140 - 0{,}14 \cdot 140^2 = 8231{,}6$$

7. Коефіцієнт тепловіддачі від стін трубок до води:

$$\alpha_2 = A_1 \cdot 1{,}163 \cdot \omega^{0{,}8}_{тр} / d^{0{,}2}_{вн} = 2001{,}6 \cdot 1{,}163 \cdot 0{,}3473^{0{,}8} / 0{,}314^{0{,}2} = 1259{,}32\ Вт/м^2К$$

де A1 – температурний множник, визначений формулою

$$A_1 = 1400 + 18 \cdot t_{ср} - 0{,}035 \cdot t^2_{ср} = 1400 + 18 \cdot 35{,}93 – 0{,}035 \cdot 35{,}93^2 = 2001{,}6$$

8. Коефіцієнт теплопередачі

$$K_0 = 1/(1/\alpha_1 + 0{,}001/\lambda + 1/\alpha_2) = 1/(1/140{,}8 + 0{,}001/105 + 1/1259{,}32)$$

$$K_0 = 126{,}5\ Вт/м^2К$$

Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням коефіцієнта забруднення поверхні нагріву [10]:

$$K = 126{,}5 \cdot 0{,}75 = 94{,}9\ Вт / м^2К$$

де 0,75 – поправочний коефіцієнт на забруднення та неповне змивання поверхні нагріву;

m = 0,75.

9. Поверхня нагріву пароводяного підігрівача [10]

$$H = 0{,}09 \cdot 106 / (94{,}9 \cdot 15{,}93) = 6{,}0 \text{ м}^2$$

10. Кількість підігрівачів

$$N = 6/6{,}3 = 0{,}95$$

Приймаємо 1 робочий та 1 резервний.

4.2.2. Гідравлічний розрахунок пароводяного підігрівача

Втрати напору в трубках пароводяного підігрівача визначаються за такою формулою:

$$\Delta h = \Delta h_{тр} + \Delta h_{мс} = (\lambda \cdot L/d_{\Delta} \cdot Z + \sum\int) \cdot \omega_{тр} \cdot \rho/2$$

$$\Delta h = (0{,}04 \cdot 2/0{,}014 \cdot 2 + 9{,}5) \cdot 0{,}3473 \cdot 1000/2 = 2145{,}8 \text{ Па}$$

де $\Delta h_{тр}$ – втрати напору на тертя;

$\Delta h_{мс}$ - втрата тиску на місцевий опір;

λ - коефіцієнт тертя, прийнятий із середніми значеннями чисел Рейнольдса та коефіцієнтом шорсткості = 0,0002 м дорівнює 0,04;

ρ- щільність води, 1000 кг/м^3;

L – довжина одного ходу пароводяного підігрівача, приймаємо 2 м;

Z – кількість ходів підігрівача, у цьому дипломному проекті розраховується двоходовий пароводяний підігрівач;

$\sum\int$ - кількість місцевих коефіцієнтів опору.

Коефіцієнт місцевих опорів для двоходового пароводяного підігрівача

вхід у камеру = 1,5; вхід із камери в трубки $1x_2 = 2$; вихід із трубок у камеру $1x_2 = 2$; поворот на 180о камері = 2,5; вихід із камери = 1,5

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для двоходового пароводяного підігрівача марки ПП 2-6-2 II складатиме $\sum = 9{,}5$.

4.2.3. Визначення діаметрів та типорозмірів основних магістральних трубопроводів

Визначення діаметрів трубопроводів проводимо за таблицею для гідравлічного розрахунку трубопроводів [11].

Паропровід

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4D_{\text{ном}}}{\varpi\rho\pi}} = \sqrt{\frac{4\cdot 1,6}{25\cdot 21,3\cdot 3,14}} = 0,06 \text{ м},$$

підбираємо найближчий діаметр у бік збільшення: $d_{\text{ВН}}$ х s - 76 х 3,5 мм

Інші трубопроводи розраховані за тією ж схемою.

Поживний трубопровід

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{ном}}}{\varpi\rho\pi}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0,355}{20\cdot 9,83\cdot 3,14}} = 0,05\text{м}, [11]$$

$d_{\text{ВН}}$ х s, мм – 50 х 2,5

Трубопроводи системи опалення та вентиляції

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{ном}}}{\varpi\rho\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{25 \cdot 9,83 \cdot 3,14}} = 0,055$$

$d_{\text{ВН}}$ х s, мм - 57 х 2,5

Трубопровід системи гарячого водопостачання

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{ном}}}{\varpi\rho\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,198}{25 \cdot 9,83 \cdot 3,14}} = 0,04$$

$d_{\text{ВН}}$ х s, мм - 44,5 х 2,5.

Визначення годинної та річної витрати палива котлів

Годинна витрата палива, визначається за формулою, м^3/год. [7]:

$$\text{В} = \frac{D_{\text{расч.}}\cdot\Delta i + G_{\text{пр.}}\cdot i_{\text{пр.}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\cdot\eta_{\text{к}}}$$

де $D_{\text{розр}}$. – максимальна годинна витрата пари, що виробляється котлом, кг/год, $D_{\text{розр}}$ = 2657 кг/год.;

$G_{\text{пр}}$ – максимальна годинна витрата продувної води, кг/год,

$G_{\text{пр}} = D_{\text{розч}} \cdot 0,01 \cdot \rho_{\text{пр}}. = 2657 \cdot 0,01 \cdot 3 = 79,71$ кг / год [9]

$\rho_{\text{пр}}$ – відсоток на періодичне продування, %;

Δі – різниця ентальпій між поживною водою і парою, що виробляється, ккал/кг:

$$\Delta i = i_{\text{п}} - i_{\text{п.в.}} = 661,6 - 104,4 = 557\text{ккал/кг. [9]}$$

де $i_{\text{п}}$ – ентальпія насиченої пари, ккал/кг;

$i_{\text{п.в.}}$ – ентальпія поживної води, ккал/кг;

$i_{\text{пр.}}$ - ентальпія котлової води, ккал/кг;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$– нижча теплота згоряння палива, ккал/м^3,

ηк - ККД котла,

$$\text{В} = \frac{2657 \cdot 557,2 + 79,71 \cdot 171,9}{8550 \cdot 0,9} = 194 \quad \text{м}^3\text{/год.}$$

Річна витрата палива визначається за формулою, м^3/рік:

$$\text{В}^{\text{рік.}} = \frac{D_{\text{розр.}}^{\text{рік.}} \cdot \Delta i + G_{\text{пр.}}^{\text{рік}} \cdot i_{\text{пр.}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}}$$

де $D_{\text{розр.}}^{\text{рік.}}$- розрахункова річна витрата пари, кг / рік:

$$D_{\text{розр.}}^{\text{рік.}} = D_{\text{п.с.в.}}^{\text{рік.}} + D_{\text{п.г.в.}}^{\text{рік.}} + D_{\text{т}}^{\text{рік.}} + D_{\text{д}}^{\text{рік.}} + D_{\text{пот.}}^{\text{рік.}}$$

$D_{\text{п.м.в.}}^{\text{рік.}}$– річна витрата пари на підігрівач мережної води, кг/рік:

$$D_{\text{п.м.в.}}^{\text{рік.}} = D_{\text{п.с.в.}} \cdot \frac{\left(t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.от.}}\right)}{\left(t_{\text{вн}} - t_{\text{з}}\right)} \cdot 24 \cdot n_o$$

де $D_{\text{п.м.в}}$– максимальна витрата пари на підігрівач мережної води, кг/год,

$t_{\text{вн}}$ – середня внутрішня температура опалюваних приміщень, °С;

$t_{\text{з}}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря, °С;

$t_{\text{ср.від}}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С;

$n_{\text{о}}$ – тривалість опалювального періоду,

$$D_{\text{п.м.в.}}^{\text{рік.}} = 922 \cdot \frac{(18+5,9)}{(18+37)} \cdot 24 \cdot 213 = 2048127,44\text{кг/рік.}$$

$D_{\text{п.г.в.}}^{\text{рік.}}$– річна витрата пари на підігрівач гарячої води, кг/рік:

$$D_{\text{п.г.в.}}^{\text{рік.}} = D_{\text{п.г.в.}}^{\text{м.з.}} \cdot 24 \cdot n_o + D_{\text{п.г.в.}}^{\text{л.}} \cdot 24 \cdot (n_{\text{г.в.}} - n_o) \qquad [7]$$

$D_{\text{п.г.в.}}^{\text{м.з.}}$- витрата пари на підігрівач гарячої води в максимально-зимовий період, кг/год,

$D^{л.}_{п.г.в.}$- витрата пари на підігрівач гарячої води в літній період, кг/год,

$n_{г.в.}$ - число днів у році роботи системи гарячого водопостачання (350),

$$D^{рік.}_{п.г.в.} = 83 \cdot 24 \cdot 213 + 48 \cdot 24 \cdot (350 - 213) = 582 \text{ т/рік.}$$

$D^{рік..}_{т}$ – річна витрата пари на виробництво, кг/рік:

$$D^{рік..}_{т} = D_{т} \cdot 24 \cdot 365 = 2605 \cdot 24 \cdot 365 = 22819{,}8 \text{ т/рік.}$$

$D^{рік..}_{вт.}$ – річні втрати пари, кг/рік:

$$D^{рік.}_{вт.} = \left(D^{рік..}_{т} + D^{рік.д.}_{п.с.в.} + D^{рік..}_{п.г.в.}\right) \cdot 0{,}01 \cdot К_{вт.}$$

де $К_{вт.}$- втрати пари у споживача, %.

$$D^{рік.}_{вт.} = (2048, + 582{,}12 + 22819{,}8) \cdot 0{,}01 \cdot 2 = 509001 \text{ кг/рік.}$$

$$D^{рік.}_{роз.} = 2048{,}127 + 582{,}12 + 22819{,}8 + 509 = 25959 \text{ т/рік.}$$

$$G^{рік..}_{пр.} = D^{рік..}_{роз.} \cdot 0{,}01 \cdot \rho_{пр.} = 25959{,}048 \cdot 0{,}01 \cdot 2 = 519{,}181 \text{ т/рік.}$$

$$В^{рік.} = \frac{25959048{,}44 \cdot 557{,}2 + 519181 \cdot 171{,}9}{8550 \cdot 0{,}9} = 1891 \text{ тис. м}^3\text{/рік.}$$

4.3. Вибір схеми паливопостачання та обладнання

Як основне паливо для виробничо-опалювальної котельні приймається природний газ, використання якого обумовлене високою теплотворною здатністю, зручністю транспортування, можливістю автоматизації процесу спалювання та відносно низькими експлуатаційними витратами.

Газопостачання котельної здійснюється через газорегуляторну установку, розташовану на відмітці 0,000 у приміщенні котельної.

Тиск природного газу на вході до газорегуляторної установки становить:

$P_{вх}$=0,6 МПа

Після редукування газ подається до пальникового пристрою котельного агрегату з параметрами, необхідними для його стабільної та безпечної роботи.

Необхідний тиск газу перед пальником становить:

$P_{п}$=0,0038 МПа або 380 кгс/м^2

Газорегуляторна установка (ГРУ) призначена для автоматичного зниження тиску газу та підтримання його на заданому рівні незалежно від зміни режимів споживання.

Основними функціями ГРУ є:

– автоматичне зниження тиску природного газу до розрахункових значень;

– підтримання стабільного вихідного тиску у заданих межах;

– автоматичне припинення подачі газу при відхиленні параметрів тиску від допустимих значень;

– очищення природного газу від механічних домішок;

– контроль та облік витрати газу.

Застосування газорегуляторної установки дозволяє забезпечити стабільну, безпечну та надійну роботу системи газопостачання котельної.

До складу газорегуляторної установки (ГРУ) входить комплекс обладнання, призначений для очищення, редукування, контролю параметрів та забезпечення безпечної подачі природного газу до котельного обладнання.

Основні елементи ГРУ виконують такі функції:

1. Газовий фільтр

Газовий фільтр призначений для очищення природного газу від механічних домішок, таких як пил, окалина, іржа та інші тверді частинки.

Очищення газу необхідне для запобігання зношуванню ущільнювальних поверхонь запірної арматури, пошкодженню вимірювальних пристроїв, дросельних елементів, імпульсних трубок та іншого технологічного обладнання.

Ступінь забруднення фільтра контролюється за величиною перепаду тиску на ньому. У процесі експлуатації перепад тиску не повинен перевищувати нормативно допустимих значень.

2. Запобіжно-запірний клапан (ЗЗК)

Запобіжно-запірний клапан призначений для автоматичного припинення подачі природного газу при відхиленні тиску за регулятором від допустимих меж.

Спрацювання клапана передбачається при зміні тиску приблизно на ±25 % від встановленого значення.

Налаштування верхньої та нижньої меж спрацювання здійснюється регулюванням стиску відповідних пружин.

ЗЗК встановлюється після газового фільтра перед регулятором тиску.

3. Регулятор тиску газу

Регулятор тиску призначений для автоматичного зниження тиску газу та підтримання його стабільного значення незалежно від змін тиску у вхідному газопроводі та режиму газоспоживання.

Відповідно до вимог нормативних документів коливання тиску газу після регулятора не повинно перевищувати **10 %** від розрахункового значення.

У проєкті передбачено використання пілотного регулятора тиску типу РДУК-2.

Для забезпечення вихідного тиску:

Р=0,0038 МПа використовується пілот типу КН-2.

4. Запобіжно-скидний клапан (ПСК)

Запобіжно-скидний клапан призначений для короткочасного скидання надлишкового газу в атмосферу при підвищенні тиску за регулятором.

Спрацювання клапана відбувається при перевищенні робочого тиску приблизно на 10 %, що дозволяє уникнути аварійного відключення подачі газу запобіжно-запірним клапаном.

Налаштування тиску спрацювання виконується за допомогою регулювального гвинта.

5. Байпасна лінія

Байпас призначений для забезпечення подачі газу в обхід основного обладнання під час виконання ремонтних робіт або технічного обслуговування газорегуляторної установки.

6. Скидні та продувальні трубопроводи

Скидні та продувальні лінії забезпечують:

– відведення газу від запобіжно-скидного клапана;

– продування обладнання та газопроводів;

– видалення повітря або залишків газу під час пусконалагоджувальних та ремонтних робіт.

7. Контрольно-вимірювальні прилади

Для контролю параметрів роботи ГРУ передбачаються:

– манометри для вимірювання тиску газу до та після основних елементів установки;

– термометри для контролю температури газу.

8. Імпульсні трубки

Імпульсні трубки призначені для передачі сигналів тиску між окремими елементами ГРУ та забезпечення роботи засобів автоматичного керування і вимірювання.

9. Вузол обліку газу

Вузол обліку призначений для контролю та реєстрації витрати природного газу.

Вимірювання витрати газу у котельній здійснюється за допомогою реєструючого пристрою, який отримує сигнал від диференціального манометра. Диференціальний манометр визначає перепад тиску на звужувальному пристрої — вимірювальній діафрагмі.

Внутрішні газопроводи котельної прокладаються відкритим способом. На відгалуженнях до котельних агрегатів передбачаються два запірні пристрої, один з яких встановлюється безпосередньо перед газовим пальником.

Для забезпечення безпечної експлуатації котельня обладнується системою автоматики безпеки типу СА–ГВК, яка забезпечує контроль процесу спалювання газу та підтримання нормативних режимів роботи технологічного обладнання.

На котельних агрегатах передбачається встановлення газових пальникових пристроїв типу Г–1,0К, які працюють на природному газі низького тиску.

Номінальна витрата природного газу для одного пальникового пристрою становить: $V_г$=100 м^3/год

Газопальниковий пристрій типу Г–1,0К призначений для ефективного спалювання природного газу та забезпечення стабільного процесу горіння у топковому просторі котла.

Конструктивно пальник складається з:

– газоповітряної частини;

– завихрювачів первинного та вторинного повітря;

– монтажних елементів;

– пристроїв регулювання подачі повітря;

– стабілізатора полум’я.

Закручування потоків первинного та вторинного повітря здійснюється лопатковими завихрювачами в одному напрямку, що сприяє інтенсивному перемішуванню газу з повітрям та підвищує стабільність процесу горіння.

Стабілізація факела забезпечується конічним керамічним тунелем, який виконує функцію стабілізатора полум’я.

Пуск пальникового пристрою виконується відповідно до встановленого технологічного регламенту. На початковому етапі запуску подача повітря здійснюється при закритих повітряних заслінках із поступовим відкриттям подачі газу.

Після займання газоповітряної суміші послідовно відкриваються заслінки первинного та вторинного повітря, після чого шляхом регулювання витрати газу та подачі повітря встановлюється необхідний режим роботи пальника.

Для запобігання зриву полум’я під час запуску теплова потужність пальника на початковому етапі повинна становити 25–50 % від номінального значення.

Кут розкриття факела становить: 67–75

що забезпечує рівномірний розподіл теплового потоку у топковому просторі котла.

Розрахунок та вибір тягодуттьових пристроїв

Для забезпечення процесу горіння та видалення продуктів згоряння в котельній передбачаються тягодуттьові пристрої.

Подача повітря до пальникових пристроїв здійснюється вентиляторами, а видалення димових газів — димососами.

Димососи працюють у більш складних умовах порівняно з вентиляторами, оскільки транспортують продукти згоряння з підвищеною температурою, яка може досягати: $t_г$=250°С

У зв'язку з цим конструкція димососів передбачає:

– підвищену термостійкість елементів;

– посилене виконання корпусу та робочого колеса;

– систему охолодження підшипникових вузлів.

Для відведення продуктів згоряння приймається цегляна димова труба з такими параметрами:

– висота: Н=30 м

– внутрішній діаметр верхньої частини: D=300 мм

Годинна продуктивність одного димососа визначається відповідно до методики [9]:

$$V_{\text{дим.}} = \frac{1.1 \cdot \text{В} \cdot V_т \cdot (t_г + 273)}{273}$$

де В – годинний витрата палива одного котла при номінальній паропродуктивності, кг/год;

$$\text{В} = \frac{D_{\text{роз.}} \cdot \Delta i + G_{\text{пр.}} \cdot i_{\text{пр.}}}{Q_н^р \cdot \eta_к}$$

де $D_{\text{роз.}}$ – номінальна годинна витрата пари, що виробляється котлом, кг/год,

$G_{\text{пр.}}$ – годинна витрата продувної води при номінальній паропродуктивності, кг/год,

$$G_{\text{пр}} = D_{\text{роз}} \cdot 0{,}01 \cdot \rho_{\text{пр.}} = 1000 \cdot 0{,}01 \cdot 3 = 30 \text{ кг/год [7]}$$

де $\rho_{\text{пр}}$ – відсоток на періодичне продування, %,

Δі – різниця ентальпій між поживною водою і парою, що виробляється, ккал/кг:

$$\Delta i = i_п - i_{\text{п.в.}} = 661{,}6 - 104{,}4 = 557{,}2 \text{ккал/кг.}$$

де $i_п$ – ентальпія насиченої пари, ккал/кг;

$i_{\text{п.в.}}$ – ентальпія поживної води, ккал/кг;

$i_{пр.}$ - ентальпія котлової води, ккал/кг;

$Q_н^р$– нижча теплота згоряння палива, ккал/м^3,

$\eta_к$ - ККД котла,

$$В = \frac{1000 \cdot 557,2 + 30 \cdot 171,9}{8550 \cdot 0,9} = 73,1 м^3/год.$$

$V_г$ - обсяг димових газів перед димососом;

$$V_г = V_о^г + (\alpha_{ух} - 1) \cdot V_о$$

$\alpha_{ух}$ – коефіцієнт присосів повітря;

$V_о^г$- теоретичний обсяг димових газів;

$V_о$ – теоретично необхідний обсяг повітря;

$$V_г = 10,65 + (1,1 - 1) \cdot 9,49 = 11,6 м^3/м^3$$

$$V_{дим.} = \frac{1.1 \cdot 73,1 \cdot 11,6 \cdot (295 + 273)}{273} = 1940 м^3$$

У котельні будуть встановлені 3 димососи марки Д-3,5м-1500.

Технічні характеристики димососу Д-3,5м-1500:

Продуктивність: 4300 м^3/год

Потужність двигуна: 3 КВт

Тиск: 450 даПа

Габаритні розміри: 692х585х690 мм

Маса: 100 кг.

Годинна продуктивність одного вентилятора дорівнює [13]:

$$V_{вен.} = \frac{1.1 \cdot \alpha_т \cdot V_о \cdot В \cdot (t_в + 273)}{273}$$

αт - коефіцієнт надлишку повітря в топці;

tв – температура повітря перед вентилятором;

$$V_{вен.} = \frac{1.1 \cdot 1.05 \cdot 73,1 \cdot 9,49 \cdot (20 + 273)}{273} = 860 м^3$$

У котельні будуть встановлені 3 вентилятори марки ВД-2,8-1500.

Технічні характеристики вентилятора ВД-2,8-1500:

Продуктивність: 1300 м^3/год;

Потужність двигуна: 3 кВт;

Потужність: 0,4 кВт;

Габаритні розміри: 500х525х580 мм;

Маса: 65 кг.

Розрахунок та вибір димової труби

Продукти згоряння палива суттєво впливають на енергетичні, теплотехнічні та екологічні характеристики теплогенерувального обладнання.

Під час виконання теплотехнічних розрахунків основну увагу приділяють компонентам продуктів згоряння, які визначають процеси теплообміну та енергетичні показники установок. Однак у процесі спалювання палива також утворюються інші речовини, концентрація яких порівняно невелика, але саме вони значною мірою визначають екологічний вплив теплотехнічного обладнання на навколишнє середовище.

До найбільш небезпечних продуктів згоряння належать токсичні газоподібні речовини, що негативно впливають на здоров’я людини та стан довкілля.

Основними токсичними компонентами продуктів згоряння є:

– оксиди азоту (NO_x);

– оксид вуглецю (CO).

Оксиди азоту

У процесі спалювання палива основним продуктом утворення оксидів азоту є монооксид азоту: NO який у подальшому в атмосферному повітрі окиснюється до діоксиду азоту: NO_2

Інтенсивність утворення оксидів азоту залежить насамперед від:

– температури продуктів згоряння;

– концентрації кисню у зоні горіння;

– тривалості перебування газів у високотемпературній зоні.

Підвищення температури процесу горіння сприяє зростанню концентрації оксидів азоту у продуктах згоряння.

Діоксид азоту являє собою токсичний газ червонувато-бурого кольору з характерним різким запахом. Навіть при невеликих концентраціях він негативно впливає на органи дихання та слизові оболонки людини.

Оксид вуглецю: CO утворюється внаслідок неповного згоряння палива при нестачі кисню або в результаті дисоціації вуглекислого газу в зоні високих температур.

На утворення оксиду вуглецю істотно впливає склад паливно-повітряної суміші. Зі збільшенням коефіцієнта нестачі повітря концентрація CO у продуктах згоряння зростає.

Оксид вуглецю є безбарвним газом без запаху та належить до особливо небезпечних токсичних речовин.

Потрапляючи до організму людини разом із повітрям, оксид вуглецю взаємодіє з гемоглобіном крові, утворюючи стійкі сполуки та знижуючи здатність крові переносити кисень.

Основними симптомами впливу оксиду вуглецю на організм є:

– головний біль;

– запаморочення;

– прискорене серцебиття;

– утруднене дихання;

– нудота.

Визначення кількості токсичних викидів є необхідним етапом оцінки екологічних характеристик котельної установки та використовується для перевірки відповідності вимогам екологічної безпеки.

Розрахунок викидів окису вуглецю

$$M_{CO} = 0{,}001 C_{00} B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \qquad [13]$$

де C_{00} - вихід окису вуглецю при спалюванні 1 т палива, кг/т, визначається за формулою:

$$C_{00} = \frac{q_3 R Q_H^P}{1013},$$

де R - коефіцієнт для природного газу = 0,5;

Q_H^P =35590 кг/м^3; $q_4 = 0$; $q_3 = 0{,}5$.

$$C_{00} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot 35590}{1013} = 8{,}8$$

$$M_{CO} = 0{,}001 \cdot 8{,}78 \cdot 194{,}176 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 1{,}70 м^3/год.$$

Розрахунок викидів оксидів азоту

$$M_{NO_2} = 0{,}001 B Q_H^P K_{NO_2} (1 - \beta) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), [13]$$

де $К_{NO_2}$- кількість оксидів азоту = 0,05;

β - коефіцієнт, що враховує рівень спалювання викидів азоту, для малих котлів β= 0.

$$M_{NO_2} = 0{,}001 \cdot 194{,}176 \cdot 35{,}59 \cdot 0{,}05 \cdot (1 - 0) \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 0{,}350 м^3/год.$$

Викиди SO_2 для газу прийнято вважати рівними 0.

Розрахунок обсягу димових газів без вологи за нормальних умов

$$V_Г^Н = \alpha V_0^H, м^3/м^3, [13]$$

де $V_0^H = \frac{1{,}12 Q_H^P}{1000} = \frac{1{,}12 * 8500}{1000} = 9{,}5,$

де Q_H^Rккал/м^3.

$$V_Г^Н = 1{,}27 \cdot 9{,}52 = 12 м^3/м^3.$$

Розрахунок об'ємної концентрації

$$С_{обі} = \frac{22{,}4 M_i}{B \mu_i V_Г^Н} 10^6; [7]$$

$$С_{обСО} = \frac{22{,}4 \cdot 1{,}7}{194{,}176 \cdot 28 \cdot 12{,}09} 10^6 = 579;$$

$$С_{обNO_2} = \frac{22{,}4 \cdot 0{,}35}{194{,}176 \cdot 46 \cdot 12.09} 10^6 = 73.$$

Для відведення продуктів згоряння у котельних установках застосовуються димові труби різних конструктивних типів, зокрема залізобетонні, цегляні та металеві одноствольні труби з вентиляційним повітряним зазором.

Вибір конструкції димової труби здійснюється з урахуванням теплової потужності котельної, складу продуктів згоряння, температурного режиму роботи, довговічності конструкції та техніко-економічних показників.

Відповідно до вимог ДБН В.2.5-77:2014 допускається приєднання декількох котельних агрегатів до однієї димової труби. Для прийнятої схеми передбачається використання однієї димової труби на три котельні агрегати.

Основними параметрами, що визначаються під час розрахунку димової труби, є:

– висота димової труби;

– діаметр гирла труби.

Висота димової труби визначається з урахуванням необхідних умов розсіювання продуктів згоряння в атмосферному повітрі та залежить від:

– об'єму димових газів;

– концентрації шкідливих речовин у продуктах згоряння;

– кількості оксидів сірки (SO_2);

– концентрації оксидів азоту (NO_x);

– вимог екологічної безпеки та санітарних норм.

Діаметр гирла димової труби визначається на підставі розрахункової витрати димових газів та допустимої швидкості їх руху.

Правильний вибір геометричних параметрів димової труби забезпечує необхідну тягу, стабільну роботу котельного обладнання та нормативне розсіювання забруднюючих речовин у атмосфері.

Висота труби:

$$H = P_n \sqrt{A \cdot F \cdot m \cdot n \left(\frac{M_{SO2}}{ПДК_{SO2}} + \frac{M_{NOx}}{ПДК_{NOx}} \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{V_{СЕК.} \cdot \Delta T}}}, \text{м, [13]}$$

де P_n - Коефіцієнт, що залежить від конструкції труби. Для одностовбурних труб P_n=1;

F – коефіцієнт, що враховує швидкість осадження токсичних викидів. $F_{SO2,NOx}$=1;

A – коефіцієнт, що залежить від географічного положення котельні = 200;

m - коефіцієнт, що залежить від швидкості викиду димових газів з гирла. $W_{опт.}$= 3,04 м/с (швидкість викидів димових газів), тоді m=0,85;

$V_{СЕК.}$ - секундна витрата димових газів, $м^3/с$:

$$V_{СЕК.} = \frac{12{,}09 \cdot 73{,}1 \cdot 2}{3600} = 0{,}49 \text{ } м^3/с; \text{ [13]}$$

де $n_к$ - кількість котлів на трубу. $n_к$ =2

ΔT - різниця між температурою газів, що йдуть, і середньою температурою самого спекотного місяця опівдні [13]

$$\Delta T = V_{УХ} - t_{Ж.М}$$

де $t_{Ж.М}$ - температура найспекотнішого місяця опівдні

$$\Delta T = 120 - 24{,}2 = 95{,}8\ °C$$

n - коефіцієнт, що залежить від параметра $\upsilon_М$

$$\upsilon_М = 0{,}63 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_{СЕК.} \cdot \Delta T}{h}}$$

де h – попередньо прийнята висота труби, h = 30 м.

$$\upsilon_М = 0{,}63 \cdot \sqrt[3]{\frac{0{,}49 \cdot 95{,}8}{30}} = 0{,}73;$$

n = 3 N – кількість димових труб.

Відповідно до ДБН В.2.5-77:2014 «Котельні» N = 3

$ГДК_{NO}$= 0,035 м^3/м^3 $ГДК_{CO}$= 0,21 м^3/м^3

Секундна витрата палива $B_{СЕК.}$[12]

$$B_{СЕК.} = \frac{B \cdot 2}{3600} \quad м^3/с$$

$$B_{СЕК.} = \frac{73{,}1 \cdot 2}{3600} = 0{,}04 м^3/с$$

$$К = \frac{12D}{200+D} = \frac{12 \cdot 1}{200+1} = 0{,}06$$

де D – паропродуктивність одного котла, т/год;

$Q^P_Н$ =35,59 МДж/кг – нижча теплота згоряння палива.

$$H = 1 \cdot \sqrt{200 \cdot 1 \cdot 0{,}85 \cdot 1 \left(\frac{0{,}64}{0{,}21} + \frac{0{,}13}{0{,}035}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{0{,}49 \cdot 95{,}8}}} = 21.0 м\ [13]$$

Діаметр гирла [13]:

$$Д_{у} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{сек.}}{W \cdot N \cdot \pi}}\ \text{м}$$

де $V_{сек.}$; N; W – дивись вище.

$$\text{Ду} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}49}{3{,}04 \cdot 3 \cdot 3{,}14}} = 0{,}3450\text{м}$$

Відповідно до рекомендацій вибирається цегляна труба:

Н = 21,0 м; Ду = 0,3450 м

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, заходи з охорони праці та техніки безпеки у котельні

5.1.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Експлуатація виробничо-опалювальної котельні з трьома котлами типу Е-1.0-0.9 ГН пов’язана з низкою потенційних небезпек. Основними шкідливими та небезпечними факторами для обслуговуючого персоналу є:

Підвищений тиск у судинах та трубопроводах: робота котлів та пароводяних підігрівачів під тиском створює ризик аварійного руйнування обладнання.

Висока температура поверхонь та теплоносія: пара та гаряча вода (90-70°С) можуть спричинити термічні опіки при контакті з неізольованими ділянками труб або у разі витоку.

Загазованість та вибухопожежонебезпека: використання природного газу як палива вимагає постійного контролю за герметичністю газопроводів та справністю пальників.

Електричний струм: наявність електроприводів насосів, вентиляторів та систем автоматики створює загрозу ураження струмом при порушенні ізоляції.

Шум та вібрація: робота дуттьових вентиляторів та мережних насосів створює постійне шумове навантаження.

5.1.2. Вимоги до безпечної експлуатації котлів та обладнання

Для забезпечення безпеки при розробці теплової схеми котельні передбачено такі заходи:

Автоматизація та захист: кожен котел Е-1.0-0.9 ГН обладнаний системою автоматики, що припиняє подачу газу у разі згасання полум’я, підвищення тиску пари понад норму або зниження рівня води нижче допустимого.

Запобіжні пристрої: на барабанах котлів та пароводяних підігрівачах встановлено запобіжні клапани для автоматичного скидання надлишкового тиску.

Контрольно-вимірювальні прилади (КВП): схема передбачає встановлення манометрів, термометрів та рівнемірів у точках, доступних для постійного спостереження.

Теплова ізоляція: всі трубопроводи з температурою стінки понад 45°C підлягають покриттю тепловою ізоляцією для захисту персоналу від опіків та зниження тепловтрат.

5.1.3. Електробезпека та пожежна профілактика

Заземлення: всі металеві частини електроустановок, корпусів котлів та насосів з'єднуються з контуром заземлення для захисту від напруги дотику.

Вентиляція: у приміщенні котельні передбачена припливно-витяжна вентиляція, що забезпечує трикратний повітрообмін за годину для запобігання накопиченню газу.

Пожежна безпека: приміщення котельні належить до категорії Г за вибухопожежною небезпекою. Передбачено встановлення пожежних щитів, вогнегасників та системи автоматичної пожежної сигналізації.

5.1.4. Заходи безпеки при експлуатації газового господарства котельні

Оскільки котельня працює на природному газі, особливу увагу слід приділити запобіганню утворенню вибухонебезпечної суміші:

Герметичність: Передбачається щорічне випробування газопроводів на герметичність та щозмінний огляд запірної арматури.

Система контролю загазованості: Встановлення датчиків на метан (CH_4) та оксид вуглецю (CO). При досягненні 10% нижньої концентраційної межі займання газу автоматика повинна подати звуковий сигнал, а при 25% — автоматично перекрити швидкодіючий запірний клапан на вході.

Продувка: Перед розпалюванням котлів обов'язково виконується вентиляція топки та газоходів протягом 10–15 хвилин для видалення залишків газу.

5.1.5. Охорона праці при роботі з хімічними реагентами (Водопідготовка)

Для захисту персоналу, який обслуговує систему натрій-катіонування:

Зберігання солі: Сіль для регенерації фільтрів повинна зберігатися у спеціальних засіках. Робота з сухою сіллю та приготування розчину вимагає використання респіраторів та захисних окулярів для запобігання подразненню слизових оболонок.

Дотримання ергономіки: Завантаження реагентів має бути максимально механізоване. Якщо вага мішків перевищує 30 кг, використання засобів малої механізації є обов'язковим.

5.1.6. Вимоги до освітлення робочої зони котельні

Для забезпечення безпечних умов праці у приміщенні котельного залу необхідно підтримувати рівень освітленості не менше 150 лк (згідно з ДБН В.2.5-28:2018).

Джерела світла: Рекомендується використання світлодіодних світильників (LED) у пиловологозахищеному виконанні (IP54).

Аварійне освітлення: Обов'язкове встановлення світильників аварійного освітлення, підключених до незалежного джерела живлення, для забезпечення безпечного виходу персоналу при відключенні основної мережі.

5.1.7. Вимоги до виробничої санітарії та гігієни праці

Мікроклімат: Температура повітря в робочій зоні в опалювальний період має бути в межах 18–20°C. Для захисту від надлишкового тепла від поверхонь котлів швидкість руху повітря повинна становити не менше 0,3 м/с.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ): Оператори котельні забезпечуються спецодягом з вогнестійким просоченням, захисними рукавицями, касками та взуттям на нековзній підошві.

Шум: Для зменшення шумового впливу від дуттьових вентиляторів рекомендується встановлення звукоізолюючих кожухів або використання персоналом протишумових навушників/вкладок (беруш).

5.1.8. Інструктажі та навчання персоналу

До обслуговування обладнання котельні допускаються особи віком від 18 років, що пройшли:

1. Медичний огляд.
2. Спеціальне навчання та перевірку знань Правил безпеки систем газопостачання.
3. Вступний, первинний на робочому місці та повторні (раз на півроку) інструктажі з охорони праці.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі було розроблено систему теплопостачання шестиповерхового житлового будинку.

Обрана однотрубна горизонтальна проточно-регульована система опалення забезпечує рівномірний розподіл теплоносія з параметрами 90-70°С та відповідає вимогам енергоефективності. Здійснено теплотехнічний аналіз огороджувальних конструкцій, розрахунок тепловтрат, гідравлічне обґрунтування параметрів циркуляційних кілець та підбір необхідного обладнання. Визначено оптимальну кількість секцій нагрівальних приладів для кожного приміщення. Побудовано аксонометричну схему системи опалення з урахуванням усіх її компонентів.

Запроєктована котельня включає три котли типу Е-1,0-0,9 ГН, що забезпечують потреби будинку в тепловій енергії на опалення, вентиляцію та ГВП на всіх режимах роботи — зимовому, перехідному та літньому. Використання природного газу як палива та встановлення ГРУ всередині котельні забезпечує стабільне паливопостачання з необхідним тиском. Проведено вибір допоміжного обладнання (насоси, елеватор, грязьовик, прилади контролю та автоматики), розраховано теплоізоляцію труб та заходи компенсації теплового подовження. Отримані результати свідчать про відповідність проєкту сучасним вимогам щодо енергоефективності, безпеки та нормативної відповідності.

Запропоновані заходи з охорони праці та техніки безпеки мінімізують ризики аварійних ситуацій та створюють безпечні умови для роботи обслуговуючого персоналу відповідно до нормативних вимог.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ-Н Б В 1.1-27:2010 Будівельна кліматологія [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://finance.smr.gov.ua/ files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf.
2. Слаутіна Т. Г., Кузнецова С. А. Проектування систем водяного опалення : навч. посіб.. Миколаїв : НУК, 2010. 68 с.
3. ДБН В.2.6-31:2021 Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=98037.
4. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018.
5. ДБН В.2.2-15-2005 Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=77411.
6. prEN 13465 Ventilation for buildings – Calculation methods for the determina-tion of air flow rates in dwellings
7. Єпіфанов О.А. Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності : Навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2004. 152 с.
8. Степанов Д.В. Котельні установки промислових підприемств: навч. посіб. / Д.В. Степанов, Є.С. Корженко, Л.А. Бондар. Винниця: ВНТУ, 2011. 120 с.
9. Герасимов Г.Г. Нагнітачі та теплові двигуни : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2012. 552с.
10. Теплообмінні апарати : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика» / С.М. Анастасенко, В.В. Жигуліна, М.М. Семенов, Д.М. Соломонюк, Ю.О. Шаповалов, І.А. Швець, О.В. Шостак. Первомайськ : НУК; Львів : Вид-во «Новий Світ2000», 2023. 216 с.
11. ДБН В.2.5-39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=47699.
12. ДБН В.2.5.-77:2014. Котельні. [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=59086.

13. Костюк О.П. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Високотемпературні теплотехнологічні процеси і установки» для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форми навчання . Рівне : НУВГП, 2012. 48 с.
14. ДБН В.1.2-9-2008 Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об`єктів. Основні вимоги до будівель і споруд. Безпека експлуатації. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=45886
15. НПАОП 0.00-1.69-13. Правила охорони праці під час експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових мереж і тепловикористовувальних установок. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=57604

Додаток А

Таблиця 2.1

Тепловий баланс приміщень

Номер приміщення	Найменування приміщення	Температура внутрішнього повітря	Вид огорожі	Орієнтація огорожі з боків світло	Лінійні розміри	Площа	Віднімається площа	Розрахункова площа	Опір теплопередачі	Розрахункова різниця температур	n	Додаткові втрати тепла у частках одиниць			Втрати теплоти огорожею	Втрати тепла на інфільтрацію	Тепловиділення до приміщення	Тепловиділення до приміщення з урахуванням коефіцієнту	Втрати теплоти приміщенням
												на сторони світу	інші	сума					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1-й поверх																			
101	ЖК	20	ЗС	З	3,7 х 3,1	11,47	1,68	9,79	2,5	45	1	0,05	0	0,05	185,031	640,268	249,9	149,94	-1220,68
			ЗС	Пвд	3,8 х 3,1	11,78	0	11,78	2,5	45	1	0	0	0	212,040				
			ПІД	-	3,5 х 3,4	11,9	0	11,9	1,59	45	0,6	0	0	0	202,075				
			ТО	З	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	45	1	0,05	0	0,05	131,207				
102	ЖК	18	ЗС	З	3,4х3,1	10,54	1,68	8,86	2,5	43	0,6	0,05	0	0,05	160,012	611,812	249,9	149,94	-1001,19
			ТО	З	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0,05	0	0,05	125,375				
			ВСтб	-	1,42 х 3,1	4,402	0	4,402	2,5	20,6	1	0	0	0	36,449				
			ВСлк	-	2,38 х 3,1	7,378	0	7,378	0,605	2	1	0	0	0	24,390				
			ПІД	-	3,4х3,5	11,9	0	11,9	1,59	43	0,6	0	0	0	193,094				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
103	ЖК	18	ЗС	Пвд	3,5 х 3,1	10,85	1,68	9,17	2,5	43	1	0	0	0	157,724	611,812	249,9	149,94	-932,095
			ТО	Пвд	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0	0	0	119,405				
			ПІД	-	3,5 х 3,4	11,9	0	11,9	1,59	43	0,6	0	0	0	193,094				
04	ЖК	20	ЗС	Пвд	5,2 х 3,1	16,12	0	16,12	2,5	45	1	0	0	0	290,16	951,255	371,28	222,768	-1363,91
			ЗС	Сх	3,4х3,1	10,54	1,68	8,86	2,5	45	1	0,1	0	0,1	175,428				
			ТО	Сх	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	45	1	0,1	0	0,1	137,455				
			ПІД	-	3,4х5,2	17,68	0	17,68	1,59	45	0,6	0	0	0	322,541				
105	КОР	16	ВС104	-	2,74 х 3,1	8,494	1,32	7,174	0,17	-4	1	0	0	0	-168,8	-	-	-	704,435
			ВД104	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	-4	1	0	0	0	-15,53				
			ВС108	-	2,74 х 3,1	8,494	1,32	7,174	0,17	-9	1	0	0	0	-379,8				
			ВД108	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	-9	1	0	0	0	-34,94				
			ВС108	-	2,1 х 3,1	6,51	0	6,51	0,17	-9	1	0	0	0	-344,65				
			ПІД	-	6,24 х 3,4	21,22	5,75	15,47	1,59	41	0,6	0	0	0	239,285				
106	КХ	18	ЗС	Сх	3,4х3,1	10,54	1,68	8,86	2,5	43	1	0,1	0	0,1	167,632	437,008	178,5	107,1	-766,811
			ТО	Сх	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0,1	0	0,1	131,346				
			ПІД	-	3,4х2,5	8,5	0	8,5	1,59	43	0,6	0	0	0	137,925				
107	СВ	18	ВС108	-	2,1 х 3,1	6,51	0	6,51	0,17	-7	1	0	0	0	-268,06	-	-	-	233,985
			ПІД	-	1,0 х 2,1	2,1	0	2,1	1,59	43	0,6	0	0	0	34,075				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
108	ВН	25	ВС105	-	2,1 х 3,1	6,51	0	6,51	0,17	9	1	0	0	0	344,647	-	-	-	-932,272
			ВД105	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	9	1	0	0	0	34,941				
			ВС105	-	1,74 х 3,1	5,394	1,32	4,074	0,17	9	1	0	0	0	215,682				
			ВС107	-	2,1 х 3,1	6,51	0	6,51	0,17	7	1	0	0	0	268,059				
			ПІД	-	1,74 х 2,1	3,654	0	3,654	1,59	50	0,6	0	0	0	68,943				
																		∑=	-5278,55
3-й поверх																			
301	ЖК	20	ЗС	З	3,7 х 2,8	10,36	1,68	8,68	2,5	45	1	0,05	0	0,05	164,052	640,268	249,9	149,94	-977,107
			ЗС	Пвд	3,8 х 2,8	11,64	0	10,64	2,5	45	1	0	0	0	191,520				
			ТО	З	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	45	1	0,05	0	0,05	131,207				
302	ЖК	18	ЗС	З	3,4 х 2,8	9,52	1,68	7,84	2,5	43	1	0,05	0	0,05	141,590	611,812	249,9	149,94	-728,837
			ТО	З	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0,05	0	0,05	125,375				
303	ЖК	18	ЗС	Пвд	3,5 х 2,8	9,8	1,68	8,12	2,5	43	1	0	0	0	139,664	611,812	249,9	149,94	-720,941
			ТО	Пвд	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0	0	0	119,405				
304	ЖК	20	ЗС	Пвд	5,2 х 2,8	14,56	0	14,56	2,5	45	1	0	0	0	262,08	951,255	371,28	222,768	-1283,25
			ЗС	Сх	3,4 х 2,8	9,52	1,68	7,84	2,5	45	1	0,1	0	0,1	155,232				
			ТО	Сх	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	45	1	0,1	0	0,1	137,455				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
305	КІР	16	ВС304	-	2,74 х 2,8	7,672	1,32	6,352	0,17	-4	1	0	0	0	-149,46	-	-	-	847,499
			ВД304	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	-4	1	0	0	0	-15,529				
			ВС308	-	2,74 х 2,8	7,672	1,32	6,352	0,17	-9	1	0	0	0	-336,28				
			ВД308	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	-9	1	0	0	0	-34,94				
			ВС308	-	2,1 х 2,8	5,88	0	5,88	0,17	-9	1	0	0	0	-311,29				
306	КХ	18	ЗС	Сх	3,4 х 2,8	9,52	1,68	7,84	2,5	43	1	0,1	0	0,1	148,333	437,008	178,5	107,1	-609,584
			ТО	Сх	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0,1	0	0,1	131,346				
307	СУ	18	ВС308	-	2,1 х 2,8	5,88	0	5,88	0,17	-7	1	0	0	0	-242,12	-	-	-	-242,12
308	ВН	25	ВС305	-	2,1 х 2,8	5,88	0	5,88	0,17	9	1	0	0	0	311,294	-	-	-	-776,4
			ВД305	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	9	1	0	0	0	34,941				
			ВС305	-	1,74 х 2,8	4,87	1,32	3,55	0,17	9	1	0	0	0	188,047				
			ВС307	-	2,1 х 2,8	5,88	0	5,88	0,17	7	1	0	0	0	242,118				
																		∑=	-3769,79
6-й поверх																			
601	ЖК	20	ЗС	З	3,7 х 2,9	10,73	1,68	9,05	2,5	45	1	0,05	0	0,05	171,045	640,268	249,9	149,94	-1061,81
			ЗС	Пвд	3,8 х 2,9	11,02	0	11,02	2,5	45	1	0	0	0	198,360				
			ГОР	-	3,5 х 3,4	11,9	0	11,9	3,0	45	0,6	0	0	0	202,075				
			ТО	З	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	45	1	0,05	0	0,05	131,207				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
602	ЖК	18	ЗС	З	3,4х2,9	9,86	1,68	8,18	2,5	43	0,6	0,05	0	0,05	147,731	611,812	249,9	149,94	-899,906
			ТО	З	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0,05	0	0,05	125,375				
			ВСлк	-	3,8 х 2,9	5,32	0	5,32	0,17	2	1	0	0	0	62,588				
			ГОР	-	3,4х3,5	11,9	0	11,9	3,0	43	0,6	0	0	0	102,340				
603	ЖК	18	ЗС	Пвд	3,5 х 2,9	10,15	1,68	8,47	2,5	43	1	0	0	0	145,684	611,812	249,9	149,94	-829,301
			ТО	Пвд	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0	0	0	119,405				
			ГОР	-	3,5 х 3,4	11,9	0	11,9	3,0	43	0,6	0	0	0	102,340				
604	ЖК	20	ЗС	Пвд	5,2 х 2,9	15,08	0	15,08	2,5	45	1	0	0	0	271,44	951,255	371,28	222,768	-1458,47
			ЗС	Сх	3,4х2,9	9,86	1,68	8,18	2,5	45	1	0,1	0	0,1	161,964				
			ТО	Сх	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	45	1	0,1	0	0,1	137,455				
			ГОР	-	3,4х5,2	17,68	0	17,68	3,0	45	0,6	0	0	0	159,12				
605	КІР	16	ВС604	-	2,74 х 2,9	7,946	1,32	6,626	0,17	-4	1	0	0	0	-155,91	-	-	-	879,57
			ВД604	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	-4	1	0	0	0	-15,53				
			ВС608	-	2,74 х 2,9	7,946	1,32	6,626	0,17	-9	1	0	0	0	-350,78				
			ВД608	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	-9	1	0	0	0	-34,94				
			ВС608	-	2,1 х 2,9	6,09	0	6,09	0,17	-9	1	0	0	0	-322,41				
			ГОР	-	6,24 х 3,4	21,22	5,75	15,47	3,0	41	0,6	0	0	0	226,821				
606	КХ	18	ЗС	Сх	3,4х2,9	9,86	1,68	8,18	2,5	43	1	0,1	0	0,1	154,766	437,008	178,5	107,1	-687,95
			ТО	Сх	1,2 х 1,4	1,68	0	1,68	0,605	43	1	0,1	0	0,1	131,346				
			ГОР	-	3,4х2,5	8,5	0	8,5	3,0	43	0,6	0	0	0	71,9304				
607	СУ	18	ВС608	-	2,1 х 2,9	6,09	0	6,09	0,17	-7	1	0	0	0	-250,77	-	-	-	232,71
			ГОР	-	1,0 х 2,1	2,1	0	2,1	3,0	43	0,6	0	0	0	18,060				
608	ВН	25	ВС605	-	2,1 х 2,9	6,09	0	6,09	0,17	9	1	0	0	0	322,412	-	-	-	-841,917
			ВД605	-	0,6 х 2,2	1,32	0	1,32	0,34	9	1	0	0	0	34,941				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
			ВС605	-	1,74 х 2,9	5,046	1,32	3,726	0,17	9	1	0	0	0	197,259				
			ВС607	-	2,1 х 2,9	6,09	0	6,09	0,17	7	1	0	0	0	250,765				
			ГОР	-	1,74 х 2,1	3,654	0	3,654	3,0	50	0,6	0	0	0	36,54				
																		∑=	-4667,07
А	СК	16	ЗС	З	3,0 х 15,6	46,74	8,4	38,34	2,5	41	1	0,05	0	0,05	660,215		-	-	-2585,15
			ТО	З	1,4х6	8,4	0	8,4	0,605	41	1	0,05	0	0,05	597,719				
			ПІД	-	3,0 х 5,8	17,4	0	17,4	1,59	41	0,6	0	0	0	269,208				
			ПТ	-	3,0 х 7,3	21,9	0	21,9	3,0	41	1	0	0	0	299,3				
			НД ТМ	-	3,0 х 2,65	7,95	3,3	4,65	0,172	18,7	1	0	0	0	505,552				
			НД ПД	-	3,0 х 2,41	7,23	0	7,23	2,5	41	1	0	0	0	118,572				
			ВД ТМ	-	1,5 х 2,1	3,15	0	3,15	0,34	5,1	1	0	0	0	127,181				
			ПТ ТМ	-	3,0 х 1,45	4,35	0	4,35	3,0	5,1	1	0	0	0	7,395				
																		∑=	-2585,15

Таблиця 2.2

Розрахунок тепловтрат приміщень через питому теплову характеристику будівлі

№ поверху	№ прим.	Площа приміщення м²	Середня температура в приміщенні °С	Температура зовнішнього вода, °С	Питома теплова характеристика будівлі	Тепловтрати приміщення
1-ий поверх	109	21,22	16	-25	0,541	470,681
	110	3,65	25	-25	0,541	98,7325
	111	2,10	18	-25	0,541	48,8523
	112	10,75	18	-25	0,541	250,077
	113	12,36	18	-25	0,541	287,531
	114	14,47	16	-25	0,541	320,959
	115	11,40	18	-25	0,541	265,198
	116	14,06	18	-25	0,541	327,078
	117	11,84	18	-25	0,541	275,434
	118	19,24	18	-25	0,541	447,580
	119	19,24	18	-25	0,541	447,580
	120	11,84	18	-25	0,541	275,434
	121	14,06	18	-25	0,541	327,078
	122	11,40	18	-25	0,541	265,198
	123	14,47	16	-25	0,541	320,959
	124	12,36	18	-25	0,541	287,531
	125	10,75	18	-25	0,541	250,077
	126	2,10	18	-25	0,541	48,8523
	127	3,65	25	-25	0,541	98,7325
	128	21,22	16	-25	0,541	470,681
	129	15,46	16	-25	0,541	342,918
	130	3,65	25	-25	0,541	98,7325
	131	2,10	18	-25	0,541	48,8523
	132	9,35	18	-25	0,541	197,736
	133	17,68	20	-25	0,541	430,420
	134	11,90	18	-25	0,541	276,830
	135	11,90	20	-25	0,541	289,706

№ поверху	№ прим.	Площа приміщення м²	Середня температура в приміщенні °С	Температура зовнішнього вода, °С	Питома теплова характеристика будівлі	Тепловтрати приміщення
	136	11,90	18	-25	0,541	276,830
						∑=12149,95
2-5-ий поверхи	Розрахунок аналогічний як для 1-го поверху, крім к.309 та 328					
	309	21,9	16	-25	0,541	485,764
	328	21,9	16	-25	0,541	485,764
						∑=48479,11
6-ий поверх	Розрахунок аналогічний як для 2-5 поверхів					
						∑=12119,78

Таблиця 2.3

Розподіл теплового навантаження по гілкам

Гілка (стояк)	Q, Вт						Сумарне навантаження на гілку (стояк)	Навантаження на гілку (стояк) з урахуванням к-тів
	1-й поверх		2-5-й поверх		6-й поверх			
Гілка А	7025,04	7381,23	5981,59	6284,87	6417,10	76742,47	37368,50	39263,20
Гілка Б	5466,32	5743,48	4836,15	5081,36	5218,60	5483,20	30401,28	31942,27
Стк.3	1163,32		1421,83		-		2585,15	2716,22
Стк.4	1163,32		1421,83		-		2585,15	2716,22
							∑72568,33	∑76247,75

Додаток Б

Таблиця 2.4

Місцеві опори

№ ділянки	Засувка	Трійник на прохід	Трійник на поділ потоку	Вентиль ø40	Відведення 90°, ø40	Хрестовина на прохід	Відведення 90°,ø	Триходовий кран	Вентиль ø15	Хрестовина на поворот	$\sum\xi$
1	1										0,5
2		1		1	2						10
3						1					2
4						1					2
5						1					2
6						1					2
7						1					2
8			2				26	8	2		99,6
9						1					2
10						1					2
11						1					2
12						1					2
13						1					2
14		1			2						2
15		1		1							9
16	1				1						1
Гілка							26	8	2	2	102,6

Таблиця 2.5

Гідравлічний розрахунок трубопроводів

Номери ділянок	Теплове навантаження ділянки, Qi, Вт	Витрата води в ділянці, Gi, кг/год	Довжина ділянки, l, м	Діаметр трубопроводу, d, мм	Швидкість руху води, W, м/с	Втрата тиску від тертя на 1 погонний метр, R, Па	Втрата від тертя по довжині ділянки, Rl, Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів, ∑ξ	Динамічний тиск, Pg, Па	Втрати тиску в місцевих опорах, Z, Па	Сума втрат тиску по довжині та місцевих опорах ділянки, Rl+Z,Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	76247,75	1872	0,621	40	0,401	61,73	38,33	0,5	78,67	39,33	77,66
2	70815,31	1738	10,55	40	0,372	54,21	742,516	10	140,97	750,27	1492,79
3	57690,6	1416	2,8	32	0,441	96,974	271,527	2	95,017	190,034	461,561
4	46324,37	1137	2,8	25	0,522	173,636	486,181	2	133,205	266,41	752,591
5	34958,14	858	2,8	25	0,401	107,143	300,00	2	78,786	157,572	457,572
6	23591,91	579	2,8	20	0,473	210,714	589,999	2	109,594	219,188	809,187
7	12225,68	300	2,8	20	0,246	60,00	168,00	2	29,606	59,212	227,212
8	6742,48	166	66,944	15	0,305	156,667	10487,9	99,6	45,6	4541,76	15029,66
9	12225,68	300	2,8	20	0,246	60,00	168,00	2	29,606	59,212	227,212
10	23591,91	579	2,8	20	0,473	210,714	589,999	2	109,594	219,188	809,187
11	34958,14	858	2,8	25	0,401	107,143	300,00	2	78,786	157,572	457,572
12	46324,37	1137	2,8	25	0,522	173,636	486,181	2	133,205	266,41	752,291
13	57690,6	1416	2,8	32	0,441	96,974	271,527	2	95,015	190,034	461,561
14	70815,31	1738	10,947	40	0,401	63,269	136,408	2	78,669	157,34	293,746
15	73531,53	1805	16,415	40	0,387	58,974	968,058	9	73,086	73,086	1041,144
16	76247,75	1872	2,156	40	0,373	54,881	600,782	1	67,92	67,92	668,702
											∑=24031,648

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	76247,75	1872	0,621	40	0,401	61,73	38,33	0,5	78,67	39,33	77,66
2	70815,31	1738	10,55	40	0,372	54,21	742,516	10	140,97	750,27	1492,79
Гілка	7381,23	181	66,944	15	0,334	186,00	12451,584	102,6	54,58	5599,91	19051,492
14	70815,31	1738	10,947	40	0,401	63,269	136,408	2	78,669	157,34	293,746
15	73531,53	1805	16,415	40	0,387	58,974	968,058	9	73,086	73,086	1041,144
16	76247,75	1872	2,156	40	0,373	54,881	600,782	1	67,92	67,92	668,702
											∑=22637,534

Додаток В

Таблиця 3.1

Розрахунок теплової схеми

Фізична величина	Позн.	Значення величини за характерних режимів роботи котельні		
		Максимально – зимового	Найбільш холодного місяця	Літнього
1.Витрата пари на виробництво, т/год:	$D_т$	1,6	1,6	1,6
2.Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення та вентиляцію для режиму найбільш холодного місяця	К.в.	1	0,8	-
3.Витрата води на підігрівач мережної води, в тому числі на опалення, вентиляцію, технологічне водопостачання	G	19,8	19,8	-
4.Температура води в лінії подачі теплової мережі, °С	t_1	90	75,6	-
5.Температура води у зворотній лінії теплової мережі, °С	t_2	70	59,6	-
6.Витрата пари на підігрівач мережної води, т/год	$D_{п.м.в}$	0,922	0,737	-
7. Витрата підживлювальної води на заповнення витоків у системі теплопостачання, т/год	$G_{ут.}$	0,0004	0,0004	-
8.Повернення конденсату від технологічного споживача, т/год	$\boldsymbol{G}_к^т$	0,48	0,48	0,48

Фізична величина	Позн.	Значення величини за характерних режимів роботи котельні		
		Максимально – зимового	Найбільш холодного місяця	Літнього
9.Витрата сирої води на бак підживлювальної води, т/год	$\boldsymbol{G}_{\text{с.в.}}^{\text{г.в.}}$	2,96	2,96	2,368
10.Середня температура води в баку води для підживлення, °С	t4	16,86	16,86	27,64
11.Витрата пари на підігрівач гарячої води, т/год	$D_{\text{п.г.в.}}$	0,083	0,083	0,048
12.Витрата пари зовнішніми споживачами, т/год	$D_{\text{зн}}$	2,605	2,42	1,648
13.Витрата пари на власні потреби котельні, т/год	$D_{\text{в.п.}}$	0,13	0,121	0,082
14.Сумарна паропродуктивність котельні, т/год,	$\boldsymbol{D}_{\text{к}}^{\text{I}}$	2,735	2,542	1,73
15.Втрати пари у споживача, т/год	$D_{\text{сп.}}$	0,054	0,05	0,034
16.Витрата води на періодичне продування, т/год	$G_{\text{пер.пр}}$.	0,082	0,076	0,052
17.Витрата сирої води на ХВО, т/год	$\boldsymbol{G}_{\text{с..в.}}^{\text{хов}}$	2,17	2,15	2,11
18.Витрата сирої води, т/год	$G_{\text{с.в.}}$	5,13	5,11	4,48
19.Дійсна паропродуктивність котельні, т/год:	Dк	2,657	2,468	1,68
20.Нев'язка із попередньо прийнятою паропродуктивністю котельні, %	ΔD	2,93	2,98	2,97
21.Уточнена паропродуктивність котельні, т/год.	$\boldsymbol{D}_{\text{к}}^{\text{II}}$	2,657	2,468	1,68