

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

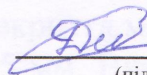
« 8 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи теплопостачання комунального закладу «Вінницький ліцей №10» загальною площею 1200 м² з розробкою теплообмінного апарату.

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22



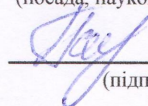
(підпис)

Танасійчук М.Д.

Керівник роботи:

к.т.н., доцент кафедри ТТСПУ МННІ НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)



(підпис)

Пацурковський П.А.

Первомайськ - 2026 р.

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

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

Спеціальність 144 – «Теплоенергетика»

Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

«18» січня 2026 р.

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

Студент Танасійчук Микола Дмитрович

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка системи теплопостачання комунального закладу «Вінницький ліцей №10» загальною площею 1200 м² з розробкою теплообмінного апарату.

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ТТСПУ МННІ НУК Пацурковський П.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК № 8 від « 12 » 01 2026 року

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі: 10.06.2026

3. Вихідні дані по роботі: Об'єкт проектування – загальноосвітня школа, розташована в місті Вінниці. Ліцей двоповерховий. До складу об'єкту входять класні кімнати, спортзал, їдальня, бібліотека, службові приміщення, санітарні вузли, і т.д. Загальна площа будівлі 500м².

Висота приміщень 4 м, товщина перекриття між поверхами 400 мм. Стіни із цегли на легкому розчині товщиною 525 мм. Висота вікон 2 м, їхня ширина 1,6 м. Засклення виконано подвійним у дерев'яних відокремлених рамах. Двері дерев'яні зовнішні подвійні висотою 2,7м, шириною 1,3 м. Паркетна підлога по залізобетонному перекриттю.

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

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи тепlopостачання. 2. Розробка системи водяного опалення Вінницького ліцею. 3. Розробка системи вентиляції Вінницького ліцею. 4. Розробка конструктивного вузла. 5. Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік презентаційних матеріалів

1. План будівлі. 2. Аксонометрична схема опалення 3. Аксонометрична схема вентиляції. 4. Креслення теплообмінного апарату.

6. Консультанти розділів роботи

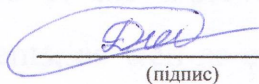
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «17» лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

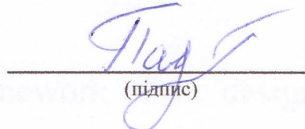
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи тепlopостачання. Мета кваліфікаційної роботи	04.03.26	
2	Розробка системи водяного опалення.	18.03.26	
3	Розробка системи вентиляції.	15.04.26	
4	Розробка конструктивного вузла теплообмінного апарату	29.04.26	
5	Розробка заходів з охорони праці	06.05.26	
6	Графічна частина	27.05.26	

Студент


(підпис)

Танасійчук М.Д.

Керівник роботи


(підпис)

Пацурковський П.А.

Анотація

Актуальність теми зумовлена необхідністю створення комфортних умов перебування для учнів, а також забезпечення належних умов праці для персоналу ліцею.

У межах проектної частини роботи виконано розрахунки теплової потужності системи опалення, тепловтрат через огорожувальні конструкції, визначено необхідну кількість та тип опалювальних приладів, а також витрату теплової енергії на потреби гарячого водопостачання.

В якості конструктивного елемента системи обрано теплообмінний апарат, для якого виконано тепловий, гідравлічний та розрахунок на міцність. Як опалювальні прилади прийнято чавунні радіатори типу MC-140, підібрані з урахуванням розрахованої площі теплообмінної поверхні.

Розроблено аксонометричну схему системи опалення. У ході перевірки працездатності встановлено, що для забезпечення ефективної подачі теплоносія недостатньо природної циркуляції, тому в систему включено циркуляційний насос.

Окрему увагу у випускній роботі приділено питанням охорони праці — зокрема, проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі чинники, які можуть виникати під час експлуатації теплових пунктів, та запропоновано відповідні заходи щодо їх усунення або мінімізації..

Ключові слова: опалення, вентиляція, теплоносій, повітрообмін, припливна система, витяжна система, теплообмінний апарат, опалювальні прилади.

Abstract

The relevance of the topic is due to the need to create comfortable living conditions for students, as well as ensuring proper working conditions for the lyceum staff.

Within the framework of the design part of the work, calculations of the thermal power of the heating system, heat loss through the enclosing structures were performed, the required number and type of heating devices were determined, as well as the consumption of thermal energy for the needs of hot water supply.

A heat exchanger was selected as a structural element of the system, for which thermal, hydraulic and strength calculations were performed. Cast iron radiators of the MS-140 type were used as heating devices, selected taking into account the calculated area of the heat exchange surface.

An axonometric diagram of the heating system was developed. During the performance test, it was established that natural circulation is not enough to ensure effective supply of the coolant, therefore a circulation pump was included in the system.

Special attention in the thesis is paid to issues of occupational safety - in particular, dangerous and harmful production factors that may arise during the operation of thermal stations are analyzed, and appropriate measures are proposed to eliminate or minimize them.

Keywords: heating, ventilation, heat carrier, air exchange, supply system, exhaust system, heat exchanger, heating devices.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ПРОЕКТ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. МЕТА КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	8
1.1. Опис об'єкту проектування.....	8
1.2. Кліматична характеристика.....	9
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ЗАГАЛЬНООСВІТНЬОЇ ШКОЛИ.....	10
2.1. Визначення опору теплопередачі огорожень приміщень.....	10
2.2. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу.....	15
2.3. Визначення надходжень теплоти у приміщення.....	16
2.4. Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення.....	17
2.5. Визначення питомої втрати теплоти на опалення приміщень.....	18
2.6. Обрання та обґрунтування типу системи опалювання та опалювальних приладів.....	19
2.7. Розрахунок площі поверхонь опалювальних приладів для усіх приміщень. Вибір типу і кількості опалювальних приладів.....	19
2.8. Розробка аксонометричної схеми опалення.....	22
2.9. Розрахунок головного циркуляційного кільця. Підбір циркуляційного насосу за типом та параметрами.....	22
2.10. Визначення ємності бака розширювача.....	24
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ЗАГАЛЬНООСВІТНЬОЇ ШКОЛИ.....	26
3.1 Визначення розрахункового повітрообміну.....	26
3.2 Аеродинамічний розрахунок припливної вентиляції.....	27
3.3 Розрахунок та підбір обладнання припливної камери.....	31
3.3.1 Підбір кількості повітрозабірних ґрат.....	31
3.3.2 Розрахунок та підбір фільтрів.....	32
3.3.3 Розрахунок та підбір калориферної установки.....	33
3.4 Підбір вентилятора припливної вентиляції.....	34
3.5 Аеродинамічний розрахунок витяжної вентиляції.....	34
3.6 Підбір вентилятора витяжної вентиляції.....	35
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІНОГО АПАРАТУ ТА ТЕПЛООВОГО ВУЗЛА.....	36
4.1 Призначення, принцип дії та визначення початкових параметрів.....	36

4.2	Розрахунки елемента: тепловий, гідравлічний, міцності.....	37
4.2.1.	Тепловий розрахунок.....	37
4.2.2.	Гідравлічний розрахунок.....	45
4.2.3.	Розрахунок на міцність.....	48
4.3.	Складання принципової схеми, режими роботи теплового вузла..	49
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....		52
ВИСНОВКИ.....		56
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		59
ДОДАТКИ.....		61

ВСТУП

У даній роботі розроблено проект системи тепlopостачання для Вінницького ліцею №10. Актуальність теми обумовлена необхідністю створення належних комфортних умов перебування учнів та забезпечення безпечних і ефективних умов праці для персоналу закладу. Системи водопостачання, водяного опалення та вентиляції відіграють ключову роль у підтриманні сприятливого мікроклімату в приміщеннях навчального закладу.

У межах проєкту виконано роботу, спрямовану на зниження тепловтрат будівлі в навколишнє середовище, що є надзвичайно важливим завданням з огляду на сучасні вимоги енергозбереження. При цьому враховано новітні тенденції та сучасні матеріали, які підвищують енергоефективність будівель.

Система опалення реалізується як комплекс технічних засобів для отримання, транспортування та передачі теплоти до всіх приміщень, що обігріваються. У складі такої системи передбачено засоби автоматизованого управління. Проєктування системи водяного опалення здійснювалося відповідно до чинних нормативних документів, із урахуванням вимог до параметрів робочого середовища, зокрема у виробничо-побутовому корпусі об'єкта. Прийняті інженерні рішення забезпечують відповідність санітарно-гігієнічним нормам.

Система вентиляції є важливою складовою інженерного забезпечення будівлі, оскільки регулює мікроклімат у приміщеннях. У роботі виконано проєкт припливно-витяжної вентиляційної системи з механічним спонуканням для загальноосвітнього навчального закладу, що забезпечує постійний повітрообмін і сприятливі умови для навчального процесу.

Подача теплової енергії у приміщення є необхідною умовою для досягнення комфортних параметрів внутрішнього повітря, приготування гарячої води для санітарно-гігієнічних потреб, а також для виконання окремих технологічних процесів. Забезпечення цих потреб реалізується шляхом функціонування систем тепlopостачання, які можуть бути місцевими (з виробленням теплоти

безпосередньо на об'єкті) або централізованими (з постачанням теплоти від спеціалізованих підприємств).

В Україні переважна більшість житлових і громадських будівель забезпечуються теплом від централізованих систем теплопостачання. У містах джерелами теплоти виступають теплоелектроцентралі (ТЕЦ) і котельні, тоді як у сільській місцевості — переважно малі котельні або опалювальні печі. На відміну від централізованих джерел, малі джерела тепла супроводжуються значними витратами ручної праці, як правило, некваліфікованої, а також сприяють забрудненню довкілля, що робить їх менш бажаними з екологічної точки зору.

Мета дослідження. Метою роботи є розробка ефективної системи теплопостачання для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в навчальних приміщеннях Вінницького ліцею №10 з урахуванням вимог енергозбереження, безпеки, надійності та чинних нормативних документів.

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є будівля загальноосвітнього навчального закладу — Вінницький ліцей №10, а саме її інженерні системи: опалення, вентиляції та гарячого водопостачання.

Предмет дослідження. Предметом дослідження є технічні рішення та методи проєктування системи теплопостачання будівлі, що включає вибір типу системи опалення, підбір обладнання, розрахунок теплових навантажень та заходи з енергоефективності.

Завдання дослідження. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- Проаналізувати особливості будівлі ліцею як об'єкта теплопостачання.
- Виконати теплотехнічні розрахунки огорожувальних конструкцій та визначити тепловтрати.
- Визначити необхідну теплову потужність системи опалення та ГВП.
- Обґрунтувати вибір опалювальних приладів та іншого обладнання системи теплопостачання.
- Розробити проєктну схему системи водяного опалення.

- Запроєктувати припливно-витяжну вентиляцію з механічним спонуканням.
- Оцінити енергоефективність запропонованої системи.
- Розробити заходи з охорони праці при експлуатації теплових пунктів.

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

1.1. Опис об'єкту проектування

Об'єкт проектування – загальноосвітня школа, розташована в місті Миколаєві. Школа двоповерхова. До складу об'єкту входять класні кімнати, спортзал, їдальня, бібліотека, службові приміщення, санітарні вузли, і т.д. Загальна площа будівлі 500м^2 .

Висота приміщень 4 м, товщина перекриття між поверхами 400 мм. Стіни із цегли на легкому розчині товщиною 525мм. Висота вікон 2 м, їхня ширина 1,6 м. Засклення виконано подвійним у дерев'яних відокремлених рамах. Двері дерев'яні зовнішні подвійні висотою 2,7м, шириною 1,3 м. Паркетна підлога по залізобетонному перекриттю.

План будівлі можна розглянути на графічному зображенні.

Була підібрана система опалення - двотрубна з нижнім горизонтальним розведенням труб. У якості опалювальних приладів використовуємо радіатори типу МС-140.

Температура зовнішнього повітря визначається як середня температура найбільш холодної п'ятиденки за 8 самих холодних зим за останні 50 років. Для міста Миколаєва $t_{\text{н}}^{\text{б}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура в приміщенні дорівнює плюс 18°C .

Температура теплоносія системи опалення повинна бути $T_1 = 80^{\circ}\text{C}$, $T_2 = 60^{\circ}\text{C}$. Забезпечити гарячою водою температурою $T_3 = 60^{\circ}\text{C}$.

Для вентиляції приміщень запроектувати систему з природним і з механічним спонуканням відповідно з призначенням приміщень і нормативними вимогами до обслуговуваних приміщень. Внутрішні температури на повітрообміні прийняті згідно ДБН В.2.5-67:2013.

Холодне водопостачання згідно ДБН В.2.5-64:2012. В будівлі існує господарчо-питний водопровід. Стояки водопостачання у місцях переходу з перекриттям повинні бути замкнутими у гільзи з покрівельної сталі.

Внутрішня каналізаційна мережа монтується з труб ПВХ. Стояки згідно ДБН В.2.5-64:2012 повинні бути прокладені відкрито. Витяжна частина виводиться на дах на висоту 1,5м. Монтаж усіх систем повинен бути виконаний згідно з діючими нормами та правилами вироблення сантехнічних робіт.

1.2. Кліматична характеристика

Вінниця розташована в лісостеповій зоні, що характеризується помірно континентальним кліматом. Середня температура січня становить -5 °С, а липня +20 °С. Річна кількість опадів складає 520-590 мм, більша частина яких випадає у теплий період року.

Вінниця знаходиться в центральній частині Правобережної України, на Подільській та Придніпровській височинах, у лісостеповій зоні.

Місто розташоване на берегах Південного Бугу.

Вінниця має помірно континентальний клімат з м'якою зимою та теплим літом.

Середня температура січня становить -5 °С, а липня +20 °С.

Річна кількість опадів коливається від 520 до 590 мм, з яких 80% випадає у теплий період року.

У місті спостерігаються метелі (від 6 до 20 днів на рік), тумани в холодний період (37-60 днів) та грози з градом (3-5 днів).

Тривалість світлового дня коливається від 8 до 16,5 годин.

Вінниця характеризується сприятливими кліматичними умовами для проживання, з м'якою зимою та теплим літом. Місто також відоме своєю зеленню, численними парками та скверами

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ВІННИЦЬКОГО ЛІЦЕЮ

2.1. Визначення опору теплопередачі огорожень приміщень

Опір теплопередачі R_0 захищаючих конструкцій слід приймати найбільшим за санітарно-гігієнічними умовами і за умовами енергозбереження. Теплові втрати через зовнішні конструкції огорожень знаходимо як суму втрат через окремі конструкції згідно наведеної формули:

$$Q_{ог} = \sum_{s=1}^m k_i F_i (t_{вн} - t_{пз}) \cdot (1 + \sum \beta_i) \cdot n_i, \quad (2.1)$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, Вт/м²К;

F_i – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, м²;

$t_{вн}$ – температура всередині приміщення, °С;

$t_{пз} = t_n^Б$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С;

n_i – коефіцієнт, за допомогою якого урахуємо зниження різниці температур, яка залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції.

У якості прикладу розрахуємо приміщення 5:

Зовнішня стіна з трьома вікнами.

Висота стіни приймається як сума висоти приміщень і перекриття

$$h_1 = h_n + \delta_{пер} = 4 + 0,4 = 4,4 \text{ м};$$

$$\text{Площа стіни} \quad F_{1cc} = h_1 \cdot a_1 = 4,4 \cdot 7,817 = 33,42 \text{ м}^2;$$

$$\text{Площа вікон} \quad F_{вік} = n \cdot h_{вік} \cdot c_1 = 3 \cdot 2 \cdot 1,6 = 9,6 \text{ м}^2;$$

$$\text{Площа стіни 1 з урахуванням площі застління} \quad F_{cm1} = 33,56 - 9,6 = 23,82 \text{ м}^2.$$

Аналогічно розрахунки будуть для всіх приміщень, результати цих розрахунків заносимо у таблицю 2.1.

Для зовнішніх стін тепловий потік послідовно долає опір теплообміну на внутрішній поверхні стіни R_v , матеріалів шарів огороження R_i та опір зовніш-

ньої поверхні R_H , тому опір теплопередачі цегляних стін визначаємо за формулою

$$R_{0\text{ст}} = R_B + \sum R_i + R_H, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (2.2)$$

$$\text{де } R_B = \frac{1}{\alpha_B} = \frac{1}{8,7} = 0,115, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

$$\sum R_i = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_{um}}{\lambda_{um}} = \frac{0,525}{0,82} + \frac{0,02}{0,814} = 0,655 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (2.3)$$

$$R_H = \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{23,3} = 0,043, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}; \quad (2.4)$$

α_B – коефіцієнт теплопередачі матеріалу, $\alpha_B = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ - тепловий потік від внутрішнього повітря до внутрішньої поверхні стіни);

α_H – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря $\alpha_H = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. [3]

$$\sum R_{cm} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,525}{0,82} + \frac{0,02}{0,814} + \frac{1}{23,3} + \frac{0,05}{0,052} = 1,22$$

Для зовнішніх стін, $k_{\text{ст}} = \frac{1}{R_{cm}} = 0,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коефіцієнт тепловіддачі для вікон $k_{\text{вік}} = 2,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Теплові втрати через зовнішні огороження:

$$Q_{\text{ог}} = \sum_{s=1}^m k_i F_i (t_{\text{вн}} - t_{\text{пз}}) \cdot (1 + \sum \beta_i) \cdot n_i = 3373,27 \text{ Вт}. \quad (2.5)$$

Загальні результати зведені в таблицю 2.1.

Результати розрахунків теплових втрат через огороження

Номер приміщення	Зовнішня конструкція	Орієнтація за сторонами світу	Розміри огорожень	Площа конструкції F, м ²	Розрахункова різниця температур, С	Коефіцієнт теплопередачі k Вт/(м ² К)	Основні теплові втрати Q, Вт	Додаткові втрати у частках від основних				Повні теплові втрати Q _г , Вт
								β1	β2	β3	β4	
1	Стіна з чотирма вікнами	Пн	4,4 x 10,037	44,1628								
	Вікна с подвійним склом		4 x 2 x 1,6	12,8	40	2,63	1346,56	0,1	0,15	-	-	1683,20
	Цегляна стіна		35,36 - 6,4	31,3628	40	0,56	702,53	0,1	0,15	-	-	878,16
	Зовнішня цегляна стіна	С	4,4 x 5,087	22,3828	40	0,56	501,37	0,1	0,15	-	-	626,72
	Підлога		9,817 x 4,867		40	17,84	713,60	0,1	0,15	-	-	892,00
	Усього											4080,08
2	Стіна з трьома вікнами	С	4,4 x 8,037	35,36								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	0,1	0,05	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		35,36 - 9,6	25,76	38	1,22	1194,36	0,1	0,05	-	-	1373,52
	Підлога		6,195 x 7,817		38	17,71	672,98	0,1	0,05	-	-	773,93
	Усього											3250,78
3	Стіна з трьома вікнами	С	4,4 x 8,037	35,36								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	0,1	0,05	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		35,36 - 9,6	25,76	38	1,22	1194,36	0,1	0,05	-	-	1373,52
	Підлога з утепленням		6,195 x 7,817		38	17,71	672,98	0,1	0,05	-	-	773,93
	Усього											3250,78
4	Стіна з двома вікнами	Зх	4,4 x 6,415	28,23								
	Вікна с подвійним склом		2 x 2 x 1,6	6,4	38	2,63	639,616	-	0,05	-	-	671,60
	Цегляна стіна		28,23 - 6,4	21,83	38	1,22	1011,85	0,05	0,05	-	-	1113,04
	Підлога		6,047 x 6,196		38	14,81	562,78	0,1	0,05	-	-	647,20
	Усього											2431,83
5	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 7,595	33,42								
	Вікно с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		32,45 - 9,6	23,82	38	1,22	1104,20	0,1	0,15	-	-	1380,25
	Підлога		6,047 x 7,375		38	18,73	711,74	0,1	0,15	-	-	889,68
	Усього											3373,27
6	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 8,39	33,56								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,338
	Зовнішня цегляна стіна	З	4,4 x 6,35	27,9488	38	1,17	1242,60	0,05	0,15	-	-	1428,99
	Цегляна стіна		33,56 - 9,6	23,96	38	1,17	1065,26	-	0,15	-	-	1225,05
	Підлога		8,17 x 6,13		38	18,19	691,22	0,1	0,15	-	-	760,34
	Усього											4517,72

Продовження таблиці 2.1

7	Стіна з п'ятьма вікнами	Пн	4,4 x 17,330	76,25								
	Вікна с подвійним склом		5 x 2 x 1,6	16	38	2,63	1599,04	0,1	0,05	-	-	1838,90
	Цегляна стіна		76,25 - 16	60,25	38	1,22	2793,28	0,1	0,05	-	-	3212,28
	Підлога		17,11 x 4,425		38	28,70	1090,60	0,1	0,05	-	-	1254,19
	Усього											6305,36
8	Стіна з п'ятьма вікнами	Пд	4,4 x 16,750	73,70								
	Вікна с подвійним склом		5 x 2 x 1,6	16	38	2,63	1599,04	-	0,05	-	-	1678,99
	Цегляна стіна		73,70 - 16	57,70	38	1,22	2674,97	-	0,05	-	-	2808,72
	Підлога		16,52 x 8,26		38	36,89	1401,82	-	0,05	-	-	1471,91
	Усього											5959,62
9	Стіна з чотирма вікнами	Пн	4,4 x 12,905	56,78								
	Вікна с подвійним склом		4 x 2 x 1,6	12,8	38	2,63	1279,232	0,1	0,15	-	-	1599,04
	Цегляна стіна		56,78 x 12,8	43,98	38	1,22	2039,01	0,1	0,15	-	-	2548,76
	Стіна з чотирма вікнами	З	4,4 x 12,5	55	38							
	Вікна с подвійним склом		4 x 2 x 1,6	12,8	38	2,63	1279,232	0,1	0,15	-	-	1599,04
	Цегляна стіна		55 - 12,8	42,2	38	1,22	1956,392	0,05	0,15	-	-	2347,67
	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 12,905	56,78	38							
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		56,78 - 9,6	47,18	38	1,22	2187,358	-	0,15	-	-	2515,46
	Підлога		12,685 x 12,3		38	38,52	1463,76	0,15	0,15	-	-	1902,89
	Усього											13616,19
10	Стіна з трьома вікнами	Пн	4,4 x 10,545	46,40								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	40	2,63	1009,92	0,1	0,15	-	-	1262,40
	Цегляна стіна		46,4 - 9,6	36,80	40	1,22	1795,74	0,1	0,15	-	-	2244,68
	Стіна з вікном	З	4,4 x 4,35	19,14	40							
	Вікна с подвійним склом		2 x 1,6	3,2	40	2,63	336,64	0,05	0,15	-	-	403,97
	Цегляна стіна		19,14 - 3,2	15,94	40	1,22	777,87	0,05	0,55	-	-	1244,60
	Підлога		42,64225		40	17,84	713,60	0,15	0,15	-	-	927,68
	Усього											6083,32
11	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 8,39	33,56								
	Вікна с подвійним		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,338
	Зовнішня цегляна стіна	З	4,4 x 6,35	27,9488	38	1,17	1242,60	0,05	0,15	-	-	1428,99
	Цегляна стіна		33,56 - 9,6	23,96	38	1,17	1065,26	-	0,15	-	-	1225,05
	Підлога		8,17 x 6,13		38	18,19	691,22	0,1	0,15	-	-	760,34
	Усього											4517,72

Продовження таблиці 2.1

12	Стіна з чотирма вікнами	Пн	4,4 x 10,037	44,1628								
	Вікна с подвійним склом		4 x 2 x 1,6	12,8	40	2,63	1346,56	0,1	0,15	-	-	1683,20
	Цегляна стіна		35,36 - 6,4	31,3628	40	0,56	702,53	0,1	0,15	-	-	878,16
	Зовнішня цегляна стіна	С	4,4 x 5,087	22,3828	40	0,56	501,37	0,1	0,15	-	-	626,72
	Підлога з утепленням		9,817 x 4,867		40	17,84	713,60	0,1	0,15	-	-	892,00
	Усього											4080,08
13	Стіна з трьома вікнами	С	4,4 x 8,037	35,36								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	0,1	0,05	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		35,36 - 9,6	25,76	38	1,22	1194,36	0,1	0,05	-	-	1373,52
	Підлога з утепленням		6,195 x 7,817		38	17,71	672,98	0,1	0,05	-	-	773,93
	Усього											3250,78
14	Стіна з трьома вікнами	С	4,4 x 8,037	35,36								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	0,1	0,05	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		35,36 - 9,6	25,76	38	1,22	1194,36	0,1	0,05	-	-	1373,52
	Підлога з утепленням		6,195 x 7,817		38	17,71	672,98	0,1	0,05	-	-	773,93
	Усього											3250,78
15	Стіна з двома вікнами	Зх	4,4 x 6,415	28,23								
	Вікна с подвійним склом		2 x 2 x 1,6	6,4	38	2,63	639,616	-	0,05	-	-	671,60
	Цегляна стіна		28,23 - 6,4	21,83	38	1,22	1011,85	0,05	0,05	-	-	1113,04
	Підлога з утепленням		6,047 x 6,196		38	14,81	562,78	0,1	0,05	-	-	647,20
	Усього											2431,83
16	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 7,595	33,42								
	Вікно с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		32,45 - 9,6	23,82	38	1,22	1104,20	0,1	0,15	-	-	1380,25
	Підлога з утепленням		6,047 x 7,375		38	18,73	711,74	0,1	0,15	-	-	889,68
	Усього											3373,27
17	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 8,39	33,56								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,338
	Зовнішня цегляна стіна	З	4,4 x 6,35	27,9488	38	1,17	1242,60	0,05	0,15	-	-	1428,99
	Цегляна стіна		33,56 - 9,6	23,96	38	1,17	1065,26	-	0,15	-	-	1225,05
	Підлога з утепленням		8,17 x 6,13		38	18,19	691,22	0,1	0,15	-	-	760,34
	Усього											4517,72
18	Стіна з п'ятьма вікнами	Пд	4,4 x 16,750	73,70								
	Вікна с подвійним склом		5 x 2 x 1,6	16	38	2,63	1599,04	-	0,05	-	-	1678,99
	Цегляна стіна		73,70 - 16	57,70	38	1,22	2674,97	-	0,05	-	-	2808,72
	Стеля		16,52 x 8,26		38	36,89	1401,82	-	0,05	-	-	1471,91
	Усього											5959,62

Продовження таблиці 2.1

19	Стіна з чотирма вікнами	Пн	4,4 x 12,905	56,78								
	Вікна с подвійним склом		4 x 2 x 1,6	12,8	38	2,63	1279,232	0,1	0,15	-	-	1599,04
	Цегляна стіна		56,78 x 12,8	43,98	38	1,22	2039,01	0,1	0,15	-	-	2548,76
	Стіна з чотирма	З	4,4 x 12,5	55	38							
	Вікна с подвійним склом		4 x 2 x 1,6	12,8	38	2,63	1279,232	0,1	0,15	-	-	1599,04
	Цегляна стіна		55 - 12,8	42,2	38	1,22	1956,392	0,05	0,15	-	-	2347,67
	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 12,905	56,78	38							
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,34
	Цегляна стіна		56,78 - 9,6	47,18	38	1,22	2187,358	-	0,15	-	-	2515,46
	Стеля		12,685 x 12,3		38	38,52	1463,76	0,15	0,15	-	-	1902,89
Усього		13616,19										
20	Стіна з трьома вікнами	Пн	4,4 x 10,545	46,40								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	40	2,63	1009,92	0,1	0,15	-	-	1262,40
	Цегляна стіна		46,4 - 9,6	36,80	40	1,22	1795,74	0,1	0,15	-	-	2244,68
	Стіна з вікном	З	4,4 x 4,35	19,14	40							
	Вікна с		2 x 1,6	3,2	40	2,63	336,64	0,05	0,15	-	-	403,97
	Цегляна стіна		19,14 - 3,2	15,94	40	1,22	777,87	0,05	0,55	-	-	1244,60
	Стеля		42,64225		40	17,84	713,60	0,15	0,15	-	-	927,68
	Усього		6083,32									
21	Стіна з трьома вікнами	Пд	4,4 x 8,39	33,56								
	Вікна с подвійним склом		3 x 2 x 1,6	9,6	38	2,63	959,424	-	0,15	-	-	1103,338
	Зовнішня цегляна стіна	З	4,4 x 6,35	27,9488	38	1,17	1242,60	0,05	0,15	-	-	1428,99
	Цегляна стіна		33,56 - 9,6	23,96	38	1,17	1065,26	-	0,15	-	-	1225,05
	Підлога		8,17 x 6,13		38	18,19	691,22	0,1	0,15	-	-	760,34
	Усього		4517,72									

Загальна по всій будівлі

108578,06 Вт.

2.2. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу

Теплові втрати на підігрів повітря, що інфільтрується у приміщення, визначаємо за методикою, наведеною у ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» за однією з формул:

$$Q_{\text{інф}} = 0,28 \sum G_{\text{інф}} c (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}^{\text{в}}) \cdot k \quad \text{або} \quad Q_{\text{інф}} = 0,28 \sum L \rho_{\text{інф}} c (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}^{\text{в}}) \cdot k \quad (2.6)$$

де $\sum G_{\text{інф}}$ – витрати повітря, що інфільтрується через конструкції, кг/с;

c – теплоємність повітря (приймається $c = 1$ кДж/(кг·К));

k – коефіцієнт, приймаємо значення 0,7...1,0 залежно від умов проходження теплового потоку у приміщенні;

L – витрати повітря, що видаляється з приміщення та не компенсується припливним повітрям, яке підігрівається, кг/с.

Розраховуємо втрати теплоти на нагрів повітря, що інфільтрується через зовнішні поверхні огороження по формулі

$$Q_{\text{інф}} (0,05...0,15) Q_{\text{ог}} \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{інф}} = 0,1 \cdot 3373,27 = 337,3 \text{ кг/год.}$$

Аналогічно розраховуємо по всім приміщення, результати заносимо до таблиці 2.2.

2.3. Визначення надходжень теплоти у приміщення

Надходження теплоти у приміщення визначаються за наведеною формулою

$$Q_{\text{над}} = Q_{\text{пп}} + Q_{\text{елос}} + Q_{\text{елоб}} + Q_{\text{проб}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{ср}} \quad (2.8)$$

Теплота надходжень у приміщення від електричного освітлення

$$Q_{\text{елос}} = N_{\text{елос}} k, \quad (2.9)$$

де $N_{\text{елос}} = \sum N_{i \text{елос}} n_i$ – загальна потужність освітлювальних приладів, кВт;

$N_{i \text{елос}}$ – потужність одного освітлювального приладу, кВт;

n_i – кількість приладів у приміщенні однієї потужності, шт.;

k – коефіцієнт, що враховує кількість переданої теплоти від освітлювальних приладів у приміщення.[6]

Теплота надходжень у приміщення від людини

$$Q_{\text{л}} = \sum Q_{\text{лі}} n_i = \sum \beta_i \beta_{\text{од}} (2,5 + 10,3 \sqrt{V_{\text{п}}}) \cdot (35 - t_{\text{вн}}) \cdot n_i \quad (2.10)$$

де $\beta_i, \beta_{од}$ – коефіцієнти, що враховують інтенсивність праці та захисні якості одягу працівника відповідно;

$v_{п}$ – рухомість повітря в приміщенні, м/с;

$t_{вн}$ – температура у приміщенні, °C;

n_i – кількість людей у приміщенні.

Приймаємо: $\beta_p = 1$; $\beta_{од} = 0,65$; $v_{в} = 0,1$ м/с; $t_{вн} = 18$ °C; $k = 0,15$ і $n_i = 16$.

$$Q_{л} = \sum Q_{лi} \cdot n_i = \sum \beta_i \beta_{од} (2,5 + 10,3 \sqrt{v_{п}}) \cdot (35 - t_{вн}) \cdot n_i = 1144,63 \text{ Вт} \quad \text{– від людей,}$$

$$Q_{ел ос} = N_{ел ос} k = 342 \text{ Вт}$$

$$Q_{над} = 1271,81 + 216 = 1359,45 \text{ Вт}$$

2.4. Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення

Тепловий баланс виявляється співвідношенням втрат та надходжень теплоти у це приміщення.

Втрати теплоти

$$Q_{втр} = 4517,71 + 451,77 = 3710,59 \text{ Вт}$$

Недостача теплоти, яку треба вносити в приміщення системою опалення, що визначається як теплова потужність системи опалення

$$Q_{с о} = Q_{втр} - Q_{над} = 3710,59 - 1359,45 = 2351,14 \text{ Вт}$$

Інші приміщення розраховують за цією методикою. Результат розрахунку балансу теплоти занесені у таблицю 2.2.

Баланс теплоти системи опалення будівлі

Номер приміще	Втрати					Надходження				Qс.о
	Qог	Qінф	Qін	Qвтр	Qп.п	Qел.ос	Qл	Qін	Qнад	
1	4080,08	408,01		4488,08		228	897,75		1125,75	3362,34
2	3250,78	325,08		3575,86		342	1017,45		1359,45	2216,41
3	3250,78	325,08		3575,86		342	1017,45		1359,45	2216,41
4	2431,83	243,18		2675,02		342	763,09		1105,09	1569,93
5	3373,27	337,33		3710,59		342	1017,45		1359,45	2351,14
6	4517,72	451,77		4969,50		342	1144,63		1486,63	3482,87
7	6305,36	630,54		6935,90		456	953,86		1409,86	5526,04
8	5959,62	595,96		6555,59		684	1907,72		2591,72	3963,87
9	13616,19	1361,62		14977,81		912	2225,67		3137,67	11840,14
10	6083,32	608,33		6691,65		171	1017,45		1188,45	5503,20
11	4517,72	451,77		4969,50		342	1144,63		1486,63	3482,87
12	4080,08	408,01		4488,08		228	897,75		1125,75	3362,34
13	3250,78	325,08		3575,86		342	1017,45		1359,45	2216,41
14	3250,78	325,08		3575,86		342	1017,45		1359,45	2216,41
15	2431,83	243,18		2675,02		342	763,09		1105,09	1569,93
16	3373,27	337,33		3710,59		342	1017,45		1359,45	2351,14
17	4517,72	451,77		4969,50		342	1144,63		1486,63	3482,87
18	5959,62	595,96		6555,59		684	1907,72		2591,72	3963,87
19	13616,19	1361,62		14977,81		912	2225,67		3137,67	11840,14
20	6083,32	608,33		6691,65		171	1017,45		1188,45	5503,20
21	4517,72	451,77		4969,50		342	1144,63		1486,63	3482,87

Загальна для всієї будівлі

119314,82

85601,43

2.5. Визначення питомої втрати теплоти на опалення приміщень

Питомі витрати теплоти на опалення споруд визначаємо за формулою для одного приміщення

$$q = k_q \frac{Q_{с.о}}{V_{зов} (t_{вн} - t_{н}^B)}, \quad (2.11)$$

де $V_{зов}$ – відповідно зовнішній об'єм споруди та середня, m^3 ;

$t_{вн}$ – середня температура у приміщеннях споруди, $^{\circ}C$.

Для розрахункового прикладу 1 питома витрата теплоти усієї будівлі з урахуванням коефіцієнту k_q складає:

$$q = \frac{45515,23}{1144,38 \cdot (18 - (-20))} = 0,20 \text{ Вт/м}^3$$

Це значення порівнюємо зі значенням $q_{\text{пит}}$ для адміністративних споруд $q_{\text{пит}} = 0,49$ за нормами, що задовольняє вимогам $q < q_{\text{пит}}$. [6]

Результати занесені в таблицю 2.2.

2.6. Обрання та обґрунтування типу системи опалювання та опалювальних приладів

На цей час системи водяного опалення є найпоширеніші у системах теплопостачання. В нашому випадку приймаємо принципову схему двотрубна з нижнім горизонтальним розведенням труб.

Теплопостачання системи опалення реалізується від ТЕЦ. Схема системи опалення з насосом-змішувачем.

При обранні типу системи опалення за вище приведеними ознаками враховувалися:

- призначення об'єкту, для якого проектується система опалення;
- місце розташування на території об'єкту, на території міста, району, зони;
- особливості функціонування об'єкту;
- технічні, екологічні, санітарні вимоги згідно зі ДБН В.2.5-64:2012.

У даній системі опалення використаємо радіатори чавунні секційні МС-140. Для чавунних радіаторів поверхня теплообміну забезпечується декількома секціями.

2.7. Розрахунок площі поверхонь опалювальних приладів для усіх приміщень. Вибір типу і кількості опалювальних приладів

Для нагрівання повітря у приміщенні передбачається використання опалювальних приладів — чавунних радіаторів типу МС-140, оснащених автоматичними регуляторами температури повітря та повітровідвідниками. Обґрунтування вибору зумовлено високою теплоємністю радіаторів, що дозволяє ефективно організувати необхідну площу нагрівальної поверхні.

У подальшому буде виконано розрахунок теплообмінної поверхні та здійснено обґрунтований вибір типу опалювального приладу.

Проведемо розрахунок поверхні теплообміну приміщення 5. Для інших приміщень розрахунок зводимо у таблицю 2.3. Розраховуємо поверхню нагріву і визначаємо кількість секцій нагрівального приладу з чавунних радіаторів МС-140. Радіатори встановлені біля світлового отвору з нішею під підвіконням на відстані від верху приладу до низу підвіконної дошки 40 мм. Теплове навантаження на приміщення 942,79 Вт. Система опалення двотрубна з нижнім розведенням, температура гарячої води $t_r = 80$ °С, зворотної – $t_o = 60$ °С. Температура в приміщенні $t_{вн} = 18$ °С. Розміщення приладів вказано на аксонометричній проекції системи водяного опалення.

Відкрито прокладені: стояки зовнішнім діаметром $d_{зовн} = 16$ мм, підводки зовнішнім діаметром $d_{зовн} = 16$ мм.

У подавальній частині системи, де $\Delta t = t_r - t_b = ((80+60))/2 - 18 = 52$ °С, для вертикальних труб $d_{зовн} = 16$ мм - $q_b = 43$ Вт/м, для горизонтальних труб $d_{зовн} = 16$ мм - $q_r = 57$ Вт/м (табл. 7.1 додаток 7)[6].

$Q_{тр} = (q_b l_b + q_r l_r) = 140,523$ Вт. навантаження складає

$$Q_{\Sigma пр} = 2351,14 - 0,9 \cdot 140,5225 =$$

На опалювальний прилад теплове навантаження 2224,67 Вт.

Розрахункову густину теплового потоку нагрівального приладу визначаємо:

$$q_{пр} = q_{ном} \left(\frac{\Delta t_{cp}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{пр}}{0,1} \right)^p c_1 = 635,73 \text{ Вт/м}^2, \quad (2.12)$$

де $q_{ном} = 785 \text{ Вт/м}^2$ – номінальна густина теплового потоку приладу при стандартних умовах; $n = 0,3$; $p = 0,02$; $c_{пр} = 1,039$.

$$\Delta t_{cp} = (0,5 (t_r + t_o) - t_b) = 0,5 (80+60) - 18 = 52 \text{ °С} \quad (2.13)$$

Дійсна витрата води в нагрівальному приладі

$$G_{пр} = \frac{Q_{пр}}{c \cdot (t_r - t_o)} = \frac{2224,67}{4187(80 - 60)} = 95,64 \text{ кг/год} . \quad (2.14)$$

Розрахункова поверхня нагріву безпосередньо нагрівального приладу

$$F_p = \frac{Q_{пр}}{q_{пр}} \beta_1 \beta_2 = 3,64 \text{ м}^2, \quad (2.15)$$

де β_1, β_2 – коефіцієнти, що враховуємо додатковий тепловий потік нагрівальних приладів за рахунок округлення розрахункових величин та додаткові втрати теплоти приладами біля зовнішніх огорожень, $\beta_1 = 1,02, \beta_2 = 1,02$.

Розрахункова кількість секцій чавунних радіаторів

$$N_p = \frac{F_p \beta_4}{f_1 \beta_3} = 16,45. \quad (2.16)$$

Для радіатору типу МС-140 f_1 – площа поверхні нагріву однієї секції,
 $f_1 = 0,224 \text{ м}^2$;

β_3 – коефіцієнт, що враховує кількість секцій в одному радіаторі, для радіатора типу МС-140 $\beta_3 = 0,97 + \frac{0,16}{F_{\text{пр}}} = 1,02$;

$\beta_4 = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує спосіб установки радіатора в приміщенні. Кількість секцій округляємо до більшого цілого.

Приймаємо $N_{\text{уст}} = 6$ секцій. Результат вписуємо в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3

Розрахунок опалювальних приладів

Номер приміщення	Теплова потужність Qс.о, Вт	Температура повітря в приміщенні, твн	Температура теплоносія на вході, тв	Температура теплоносія на виході, твих	Температурний напір, Дтср	Витрата теплоносія Gпр, кг/год	Розрахункова густина теплового потоку прилада, qпр	Поправковий коефіцієнт		Тепловідача теплопроводів, Qтр	Qпр = Qс.о - 0,9 Qтр	Розрахункова площа приладу Fр	Поправковий коефіцієнт		Розрахункова кількість секцій Nр	Установлена кількість секцій Nуст
								β_1	β_2				β_3	β_4		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	3362,34	20	80	60	50	133,08	608,14	1,02	1,02	296,499	3095,49	5,30	0,95	1,05	23,59	20
2	2216,41	18	80	60	52	82,05	633,79	1,02	1,02	341,9955	1908,62	3,13	0,97	1,05	14,26	15
3	2216,41	18	80	60	52	82,05	633,79	1,02	1,02	341,9955	1908,62	3,13	0,97	1,05	14,26	15
4	1569,93	18	80	60	52	62,02	630,25	1,02	1,02	141,4508	1442,624	2,38	0,99	1,05	11,02	12
5	2351,14	18	80	60	52	95,64	635,73	1,02	1,02	140,5225	2224,67	3,64	0,96	1,05	16,45	18
6	3482,87	18	80	60	52	132,78	639,92	1,02	1,02	438,1855	3088,50	5,02	0,95	1,05	22,40	24
7	5526,04	18	80	60	52	214,76	646,10	1,02	1,02	589,3205	4995,65	8,04	0,94	1,05	35,44	36
8	3963,87	18	80	60	52	155,73	641,96	1,02	1,02	379,4333	3622,38	5,87	0,95	1,05	26,07	26
9	11840,14	18	80	60	52	475,53	656,46	1,02	1,02	865,2885	11061,38	17,53	0,93	1,05	76,35	77
10	5503,20	20	80	60	50	218,26	614,18	1,02	1,02	473,634	5076,93	8,60	0,94	1,05	37,84	40
11	3482,87	18	80	60	52	132,78	639,92	1,02	1,02	438,1855	3088,50	5,02	0,95	1,05	22,40	23
12	3362,34	20	80	60	50	133,08	608,14	1,02	1,02	296,499	3095,49	5,30	0,95	1,05	23,59	24
13	2216,41	18	80	60	52	82,05	633,79	1,02	1,02	341,9955	1908,62	3,13	0,97	1,05	14,26	15
14	2216,41	18	80	60	52	82,05	633,79	1,02	1,02	341,9955	1908,62	3,13	0,97	1,05	14,26	15
15	1569,93	18	80	60	52	62,02	630,25	1,02	1,02	141,4508	1442,624	2,38	0,99	1,05	11,02	12
16	2351,14	18	80	60	52	95,64	635,73	1,02	1,02	140,5225	2224,67	3,64	0,96	1,05	16,45	18
17	3482,87	18	80	60	52	134,61	640,09	1,02	1,02	390,778	3131,17	5,09	0,95	1,05	22,70	23
18	3963,87	18	80	60	52	157,56	642,11	1,02	1,02	332,0258	3665,05	5,94	0,95	1,05	26,36	26
19	11840,14	18	80	60	52	477,37	656,51	1,02	1,02	817,881	11104,05	17,60	0,93	1,05	76,64	77
20	5503,20	20	80	60	50	218,26	614,18	1,02	1,02	473,634	5076,93	8,60	0,94	1,05	37,84	40
21	3482,87	18	80	60	52	134,61	640,09	1,02	1,02	390,778	3131,17	5,09	0,95	1,05	22,70	23

2.8. Розробка аксонометричної схеми опалення

У системах опалення та внутрішнього теплопостачання як теплоносіїв, як правило, застосовується вода.

У водяних системах опалення теплоносіїв (вода) послідовно циркулює через магістральні трубопроводи, стояки, опалювальні прилади, зворотні стояки та повертається до джерела теплоти.

Для даної двоповерхової будівлі передбачається горизонтальна двотрубна система опалення з нижнім розведенням трубопроводів. Аксонометрична схема системи опалення представлена на відповідному кресленні.

Аксонометричні схеми та робочі креслення вузлів технологічних трубопроводів, як правило, розробляються для об'єктів з великою кількістю трубопроводів і складною схемою розведення.

Такі схеми забезпечують наочне уявлення про просторове розташування трубопроводів у будівлі, визначають діаметри труб, напрямки ухилів, місця встановлення трійників, арматури, кранів, а також вузлів для спуску води із системи.

На основі аксонометричної схеми розподільну мережу поділяють на розрахункові ділянки з подальшим визначенням їх довжин.

У рамках проєктування системи водяного опалення виконується аксонометрична схема з нижнім розведенням труб.

2.9. Розрахунок головного циркуляційного кільця. Підбір циркуляційного насосу за типом та параметрами

Гідравлічний розрахунок системи опалення виконується за методикою питомих втрат тиску.

Основною метою цього розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів у системі, а також перевірка її працездатності шляхом порівняння розрахункового циркуляційного тиску теплоносія із сумарними втратами тиску, що виникають у результаті тертя та подолання місцевих гідравлічних опорів.

Вибираємо головне циркуляційне кільце (ГЦК), що проходить через найвищий і найвіддаленіший опалювальний прилад, як найбільш навантажений. Темпе-

ратура води в подавальній тепловій мережі $t_1 = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$, в зворотній – $t_o = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура води, що подається в систему опалення, $t_r = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, на виході (охолодженої) – $t_o = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кількість води, що проходить по кожній ділянці циркуляційного кільця, визначаємо за формулою:

$$G_{\text{діл}} = \frac{3,6Q_{\text{діл}}}{c(t_r - t_o)}\beta_1\beta_2, \quad G_{\text{діл}} = 45,415 \text{ кг/год.}, \quad (2.17)$$

де $Q_{\text{діл}}$ – теплове навантаження ділянки, Вт;

$c = 4,19 \text{ кДж/(кг }^{\circ}\text{C)}$ – теплоємність води;

$\beta_1 = 1,02$ і $\beta_2 = 1,02$ – коефіцієнти врахування додаткових теплових потоків від округлення та розрахункових величин і від способу установки нагрівальних приладів відповідно. [6];

$p_d = \frac{w^2}{2}\rho$ – динамічний тиск води на даній ділянці теплопроводу, Па.

Втрати тиску на здолаття місцевих опорів Z , Па визначають за формулою

$$Z = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2}\rho = \sum \zeta p_d = 656,38 \text{ Па}, \quad (2.18)$$

де $\sum \zeta$ – сума коефіцієнта місцевих опорів на даній ділянці теплопроводу.

Результати розрахунків по всіх ділянках записуємо у таблицю 2.4 за прийнятою формою.

За результатами розрахунку робимо висновок, що необхідно встановити насос, розрахований на тиск на 10% більше, ніж тиск необхідний системі. На основі цього підбираємо циркуляційний насос, який забезпечує циркуляцію води в системі опалення. За розрахунковими даними по каталогу насосного обладнання Wilo обираємо насос TOP-S 30/10 1- PN 10. Потужність насоса - 180 Вт, число обертів - 2600 об/хв., ККД - 76%.

Результати гідравлічного розрахунку теплопроводів

	За схемою теплопроводів			За попереднім розрахунком							
	Номер ділянки	Qділ, Вт	Іділ, м	Gділ, кг/год	d, мм	w, м/с	R, Па/м	RI, Па	Σξ	Z, Па	(RI+Z), Па
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Головне циркуляційне кільце (через нижній прилад стояка 3). Розрахунковий циркуляційний тиск Δр= 8545 Па											
1	1	1005,58	6,714	35,981	15	0,0514	4,19	28,13	16,8	22,19	50,32
	2	1005,58	0,735	35,981	20	0,028	1	0,74	5,6	2,20	2,93
	3	1005,58	3,675	35,981	20	0,028	1	3,68	5,6	2,20	5,87
	4	1005,58	5,44	35,981	20	0,028	1	5,44	6,2	2,43	7,87
	5	1005,58	3,675	35,981	20	0,028	1	3,68	5,6	2,20	5,87
	6	1005,58	2,793	35,981	20	0,028	1	2,79	5,6	2,20	4,99
	7	1005,58	2,793	35,981	20	0,028	1	2,79	5,6	2,20	4,99
	8	1005,58	3,087	35,981	20	0,028	1	3,09	5,6	2,20	5,28
	9	1005,58	4,851	35,981	20	0,028	1	4,85	5,7	2,23	7,09
	10	1005,58	3,234	35,981	15	0,0514	4,19	13,55	6,6	8,72	22,27
	11	1005,58	3,087	35,981	15	0,0514	4,19	12,93	6,3	8,32	21,26
	12	1005,58	3,381	35,981	15	0,0514	4,19	14,17	6,6	8,72	22,88
	13	1269,23	3,969	45,415	15	0,0651	6,3537	25,22	7,6	16,10	41,32
	14	1269,23	4,41	45,415	15	0,0651	6,3537	28,02	6,6	13,99	42,01
	15	1269,23	3,381	45,415	15	0,0651	6,3537	21,48	5,8	12,29	33,77
	16	1269,23	2,5	45,415	15	0,0651	6,3537	15,88	7,1	15,04	30,93
1 (обратка)	16	1269,23	18,522	45,415	20	0,035	1,4943	27,68	7,6	4,76	32,44
	15	1269,23	3,087	45,415	20	0,035	1,4943	4,61	6,6	4,14	8,75
	14	1269,23	3,675	45,415	20	0,035	1,4943	5,49	5,6	3,51	9,00
	13	1269,23	4,704	45,415	20	0,035	1,4943	7,03	5,6	3,51	10,54
	12	1005,58	4,263	35,981	20	0,028	1	4,26	5,6	2,20	6,46
	11	1005,58	3,263	35,981	15	0,051	4,19	13,67	7,3	9,64	23,32
	10	1005,58	3,381	35,981	15	0,051	4,19	14,17	6,3	8,32	22,49
	9	1005,58	3,528	35,981	15	0,051	4,19	14,78	6,3	8,32	23,10
	8	1005,58	5,145	35,981	15	0,051	4,19	21,56	6,3	8,32	29,88
	7	1005,58	3,381	35,981	15	0,051	4,19	14,17	6,3	8,32	22,49
	6	1005,58	3,087	35,981	15	0,051	4,19	12,93	6,3	8,32	21,26
	5	1005,58	3,087	35,981	15	0,051	4,19	12,93	6,3	8,32	21,26
	4	1005,58	3,822	35,981	15	0,051	4,19	16,01	6,3	8,32	24,34
	3	1005,58	5,88	35,981	15	0,051	4,19	24,64	6,3	8,32	32,96
	2	1005,58	2,646	35,981	15	0,051	4,19	11,09	7,1	9,38	20,47
	1	1005,58	6,174	35,981	15	0,051	4,19	25,87	15,8	20,87	46,74

Σ(RI+Z) 656,38

2.10 Визначення ємності бака розширювача

Якщо система потребує простоти, то використовуються відкриті баки, які встановлюються на даху, або у найвищій точці системи.

На даний момент найчастіше використовуються закриті розширювальні баки або мембранні. Перевага закритого баку в тому, що в ньому не має доступу повітря. Він встановлюється, як правило, в тепловому пункті при тепlopостачанні від теплових мереж чи місцевого автоматизованого джерела тепла.

Робочий об'єм відкритого розширювального баку визначається за формулою:

$$V_{p.б.} = 0,05 \cdot V_{c.o.},$$

де $V_{c.o.}$ – розрахунковий об'єм води в системі опалення, $V_{c.o.} = 1000$ л.

Об'єм системи в літрах знаходимо як ємність труб та ємність радіаторів.

$$V_{p.б.} = 0,05 \cdot 1000 = 50 \text{ л.}$$

Встановлюємо бак на 50 літрів. [3]

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ВІННИЦЬКОГО ЛІЦЕЮ

3.1. Визначення розрахункового повітрообміну

Повітрообмін вибирають за чотирма формулами, з чотирьох значень вибирають найбільше.

По явному теплу

$$G = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{\text{яв.}}}{c(t_{\text{вид}} - t_{\text{н}})} = \frac{3,6 \cdot 5130}{1(32 - 26)} = 3078 \text{ кг/год}, \quad (3.1)$$

де $\Delta Q_{\text{яв.}}$ - надлишки явної теплоти у приміщенні, Вт;

$t_{\text{вид}}$ - температура видаляемого повітря із приміщення, °С;

$t_{\text{н}}$ - температура повітря, що нагнітається, °С;

c – теплоємність повітря кДж/(кг·°С).

По повному теплу

$$G = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{\text{пов.}}}{c(\mathfrak{T}_{\text{вид}} - \mathfrak{T}_{\text{н}})} = \frac{3,6 \cdot 5440}{64,3 - 56,9} = 2646,4 \text{ кг/год}, \quad (3.2)$$

де $\Delta Q_{\text{яв.}}$ - надлишки явної теплоти у приміщенні, Вт;

$\mathfrak{T}_{\text{вид}}$ - кількість видаляемого тепла, Дж;

$\mathfrak{T}_{\text{н}}$ - кількість тепла, що нагнітається, Дж.

За вологонадлишками

$$G = \frac{W}{d_{\text{вид}} - d_{\text{н}}} = \frac{1149}{12,7 - 12,1} = 1915 \text{ кг/год} \quad (3.3)$$

де W - надлишки вологи у приміщенні, г/год;

$d_{\text{вид}}$ - вологовміст видаляемого повітря, г/кг;

$d_{\text{н}}$ - вологовміст повітря, що нагнітається, г/кг.

По газовиділенням:

$$G = \frac{G}{c_{\text{вид}} - c_{\text{н}}} = \frac{89,25}{2 - 0,8} = 446,25 \text{ кг/год} \quad (3.4)$$

де G - вміст газовиділень у приміщенні, г/год;

$c_{\text{вид}}$ - вміст газу у видаляемому повітрі г/кг;

$c_{\text{н}}$ - вміст газу у нагнітаемому повітрі.

Приймаємо розрахункову витрату повітря $G=3078$ кг/год

$$L = \frac{G}{\rho} = \frac{3078}{1,2} = 2565 \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.5)$$

де ρ - щільність повітря, кг/м³.

3.2. Аеродинамічний розрахунок припливної вентиляції

Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції виконують після розрахунку повітрообміну, а також рішення трасування повітроводів та каналів. Для проведення аеродинамічного розрахунку викреслюють аксонометричну схему системи вентиляції, де виділяють фасонні частини повітроводів. За аксонометричною схемою та планами будівельної частини проекту визначають протяжність окремих гілок системи. Розрізняють пряму та зворотну задачі аеродинамічного розрахунку вентиляційних систем. Мета аеродинамічного розрахунку залежить від типу завдання: для прямої - це визначення розмірів перерізів усіх ділянок системи при заданій витраті повітря через них; для зворотної — визначення витрат повітря при заданих розмірах перерізів всіх ділянок.

Таблиця 3.1

Аеродинамічний розрахунок припливної вентиляції

№ діл.	L, м ³ /г	l, м	a×b, мм	d _{зв} , мм	v _ф , м/с	R, Па/м	β	Rlβ Па	h _{дин} Па	Σξ	z	Rlβ+z
П1												
1	348	1,2	150×200	180	3,2	0,7	1	0,84	0,9	4,8	4,32	5,16
1a	496	2,1	200×250	225	2,8	0,67	1	1,41	0,6	4,5	2,7	4,11
2	940	10,4	200×250	225	5,2	2,66	1	27,7	2,3	1,15	2,65	30,31
3	1984	8,3	400×400	400	3,4	1,18	1	9,79	0,5	1,55	0,78	10,57
4	2974	12,9	400×400	400	5,1	2,66	1	34,3	1,16	1,9	2,2	36,5
												Σ86,65 Па
П2												
1	985	3,5	250×300	280	3,6	1,24	1	4,34	0,9	4,8	4,32	8,66
2	1260	37	250×300	315	4,7	1,24	1	45,9	0,78	2,9	2,26	48,14
												Σ56,8 Па

Ділянка 1.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{348}{3600 \cdot 3} = 0,03 \text{ м}^2 \quad (3.6)$$

де L – витрата повітря, $\text{м}^3/\text{год}$;

v – швидкість повітря, $\text{м}/\text{с}$.

Приймаємо повітропровід 150×200 та ґрати P200

Визначаємо швидкість витікання повітря з ґрат.

$$v_{\text{ґрат}} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b \cdot k} = \frac{348 : 3}{3600 \cdot 0,15 \cdot 0,2 \cdot 0,5} = 1,6 \text{ м}/\text{с} \quad (3.7)$$

де $a \times b$ – розміри повітроводу, м ;

k – коефіцієнт живого перерізу решітки.

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 200}{150 + 200} = 171,43 \text{ мм} \quad (3.8)$$

Приймаємо діаметр повітроводу $\varnothing 180 \text{ мм}$

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{348}{3600 \cdot 0,15 \cdot 0,2} = 3,22 \text{ м}/\text{с} \quad (3.9)$$

Найменування	ξ
Жалюзійні ґрати т.8.1 п.8	2,2
Трійник на пов. т.12.39	2,6
	$\Sigma 4,8$

Ділянка 1а.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{496}{3600 \cdot 3} = 0,046 \text{ м}^2$$

приймаємо повітропровід 200×250 та ґрати P200

Визначаємо швидкість витікання повітря з ґрат.

$$v_{\text{ґрат}} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b \cdot k} = \frac{496 : 3}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,25 \cdot 0,5} = 2,29 \text{ м}/\text{с}$$

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 250}{200 + 250} = 222 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр повітроводу $\varnothing 225 \text{ мм}$

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{496}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,25} = 2,76 \text{ м/с}$$

Найменування	ξ
Жалюзійні ґрати т.8.1 п.8	2,2
Трійник на пов. т.12.39	2,3
	Σ4,5

Ділянка 2.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{940}{3600 \cdot 5} = 0,052 \text{ м}^2$$

приймаємо повітропровід 200×250 та ґрати Р200

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 250}{200 + 250} = 222 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр повітроводу Ø225 мм

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{940}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,25} = 5,2 \text{ м/с}$$

Найменування	ξ
Відвід 90° т.12.34	0,35
Трійник на пов. т.12.39	0,8
	Σ1,15

Ділянка 3.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{1984}{3600 \cdot 4} = 0,137 \text{ м}^2$$

приймаємо повітропровід 400×400 та ґрати Р200

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 400}{400 + 400} = 222 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр повітроводу Ø400 мм

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{1984}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,4} = 3,4 \text{ м/с}$$

Найменування	ξ
Відвід 90 ⁰ т.12.34	0,35
Трійник на прох. т.12.39	1,2
	Σ1,55

Ділянка 4.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{2974}{3600 \cdot 6} = 0,138 \text{ м}^2$$

приймаємо повітропровід 400×400 та ґрати Р200

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 400}{400 + 400} = 222 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр повітроводу Ø400 мм

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{2974}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,4} = 5,1 \text{ м/с}$$

Найменування	ξ
Відвід 90 ⁰ т.12.34	0,2
Дифузор	1,7
	Σ1,55

Ділянка 1.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{985}{3600 \cdot 3} = 0,091 \text{ м}^2$$

приймаємо повітропровід 250×300 та ґрати Р200

Визначаємо швидкість витікання повітря з ґрат.

$$v_{\text{ґрат}} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b \cdot k} = \frac{985 : 3}{3600 \cdot 0,25 \cdot 0,3 \cdot 0,5} = 2,28 \text{ м/с}$$

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 300}{250 + 300} = 272 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр повітроводу Ø280 мм

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{985}{3600 \cdot 0,25 \cdot 0,3} = 3,6 \text{ м/с}$$

Найменування	ξ
Жалюзійні ґрати т.8.1 п.8	2,2
Трійник на пов. т.12.39	2,6
	Σ4,8

Ділянка 4.

Визначаємо площу поперечного перерізу повітроводу.

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{1260}{3600 \cdot 5} = 0,07 \text{ м}^2$$

приймаємо повітропровід 250×300 та ґрати P200

Визначаємо еквівалентний діаметр повітроводу.

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 300}{250 + 300} = 272 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр повітроводу Ø315 мм

Визначаємо фактичну швидкість руху повітря.

$$v^{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b} = \frac{1260}{3600 \cdot 0,25 \cdot 0,3} = 4,7 \text{ м/с}$$

Найменування	ξ
Відвід 90° т.12.34	1,2
Дифузор	1,7
	Σ2,9

3.3. Розрахунок та підбір обладнання припливної камери.

3.3.1. Підбір кількості повітрозабірних ґрат.

Визначаємо необхідну площу повітрозабірної решітки.

$$F_{np} = \frac{L}{3600 \cdot v \cdot \kappa_{ж.п.}} = \frac{4234}{3600 \cdot 4 \cdot 0,7} = 0,42 \text{ м}^2 \quad (3.10)$$

де L – витрата повітря, м³/год;

κ – коефіцієнт живого перерізу решітки;

v – швидкість повітря.

Визначаємо кількість ґрат розміром 150×490h.

$$n = \frac{F_{np}}{f} = \frac{0,42}{0,0735} = 5,7 \text{ приймаємо 6 штук.}$$

де F_{np} - необхідна площа повітрозабірної решітки, м²;

f – площа однієї ґрати, м².

Втрати тиску у ґратах.

$$\Delta p_{\text{ґрат}} = \zeta \cdot h_{\text{дин}} = 1,8 \cdot 9,79 = 17,62 \text{ Па} \quad (3.11)$$

де ζ – коефіцієнт місцевих опорів ґрати.

3.3.2. Розрахунок та підбір фільтрів.

Визначаємо необхідну поверхню фільтра.

$$F_{\phi} = \frac{L}{q_{\phi}} = \frac{4234}{7000} = 0,605 \text{ м}^2 \quad (3.12)$$

де L – витрата повітря, м³/год;

q_φ – питоме навантаження фільтра, м³/год·м².

Приймаємо фільтр AzG

$$q_{\phi} = 7000 \text{ м}^3/\text{год м}^2$$

Визначаємо кількість фільтрів

$$n_{\phi} = \frac{F_{\phi}}{f} = \frac{0,605}{0,22} = 2,75 \text{ приймаємо 3 комірки для фільтрів.}$$

де F – потрібна поверхня фільтрів, м²;

f – поверхня одного фільтра, м².

Початковий опір фільтра 60 Па

У процесі роботи фільтр забивається, тому приймаємо рівним 120 Па.

3.3.3. Розрахунок та підбір калориферної установки.

Визначаємо витрату тепла на нагрівання повітря.

$$Q' = G \cdot c \cdot (t_k - t_n) = 5080 \cdot 1(18 - (-16)) = 172720 \text{ кДж} / \text{год} \quad (3.13)$$

де G – масова витрата фільтра, кг/год;

c – теплоємність повітря, кДж/(кг·°C).

Визначаємо масову витрату повітря

$$G = L \cdot \rho = 4234 \cdot 1,2 = 5080 \text{ кг} / \text{год}$$

Перекладаємо кількості тепла в Вт

$$Q = 0,278 \cdot Q' = 0,278 \cdot 172720 = 48016 \text{ Вт}$$

Визначаємо живий переріз калориферу.

$$f_{жс} = \frac{G}{5600 \cdot v_{\rho}} = \frac{5080}{5600 \cdot 7} = 0,13 \text{ м}^2$$

де v – масова швидкість повітря м/год.

Вибираємо тип калорифера за каталогом, КВС6-П

Площа поверхні нагріву $F_{\text{кал}} = 11,4 \text{ м}^2$; площа живого перерізу повітрям $f_d = 0,1392 \text{ м}^2$.

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря.

$$(v_{\rho})_d = \frac{G}{3600 \cdot f_d} = \frac{5080}{3600 \cdot 0,1392} = 10,14 \text{ м} / \text{с}$$

Знаходимо швидкість руху води трубами.

$$w = \frac{Q}{3600 \cdot \rho_{\text{с}} \cdot c_{\text{с}} \cdot f_{\text{мп}} \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{о}})} = \frac{172720}{3600 \cdot 1000 \cdot 4,19 \cdot 0,01159(150 - 70)} = 0,012 \text{ м} / \text{с}$$

Коефіцієнт теплопередачі калориферу КВС6-П $k = 22,73 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Вт}$

Визначаємо необхідну поверхню калориферу.

$$F_p = \frac{(1,1 \div 1,2)Q}{k(t_{\text{ср.в.}} - t_{\text{ср.нов.}})} = \frac{1,1 \cdot 48016}{22,73(110 - 1)} = 21,32 \text{ м}^2$$

Знаходимо кількість калориферів в установці.

$$n = \frac{F_p}{F_{\text{кал}}} = \frac{21,32}{11,4} = 1,87 \text{ приймаємо 2-а калорифера.}$$

Знаходимо фактичну поверхню нагрівання установки.

$$F_{k,уст.} = n \cdot F_{кал} = 2 \cdot 11,4 = 22,8 м^2$$

Визначаємо продуктивність установки.

$$Q_{к,уст.} = F_{к,уст.} \cdot \kappa_0 (t_{ср.в} - t_{ср.нов}) = 22,8 \cdot 22,73(110 - 1) = 56489 Вт$$

Визначаємо запас теплопродуктивності установки.

$$\frac{Q_{к,уст.} - Q}{Q} 100\% = \frac{56489 - 48016}{48016} 100 = 0,18$$

3.4. Підбір вентилятора припливної вентиляції.

Визначаємо розрахункову продуктивність вентилятора.

$$L_{вент1} = \kappa_{під} \cdot L_{сист} = 1,1 \cdot 2974 = 3271,4 \frac{м^3}{год},$$

$$L_{вент2} = \kappa_{під} \cdot L_{сист} = 1,1 \cdot 1260 = 1386 \frac{м^3}{год},$$

де $\kappa_{під}$ – коефіцієнт підсмоктування повітря;

L – витрата повітря системи вентиляції, $м^3/год$.

Необхідний тиск вентилятора

$$P_{вент} = 1,1 \Sigma \Delta P$$

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{нов} + \Delta P_{в.грат} + \Delta P_{фільт} + \Delta P_{кал}$$

$$\Sigma \Delta P_1 = 86,65 + 8,81 + 60 + 40,1 = 195,56 Па, \quad P_{вент1} = 1,1 \cdot 196 = 216 Па$$

$$\Sigma \Delta P_2 = 856,8 + 8,81 + 60 + 40,1 = 965,71 Па, \quad P_{вент2} = 1,1 \cdot 166 = 183 Па$$

Вентилятор для П1 Тип Ц4-70 №5 з колесом 0,9·D_{ном} А5090-1

Тип двигуна А0Л2-12-6; n=930 об/хв; N=0,55кВт; η=0,76; m=111 кг

Вентилятор для П2 Тип Ц4-70 №4 з колесом 0,95D_{ном} А4095-1

Тип двигуна 4А71А6; n=920 об/хв; N=0,1 кВт; η=0,37; m=84 кг

3.5. Аеродинамічний розрахунок витяжної вентиляції.

Таблиця 3.2

Аеродинамічний розрахунок витяжної вентиляції

№ діл.	L, м ³ /г	l, м	a×b, мм	d _{зв} , мм	v _ф , м/с	R, Па/м	β	Rlβ Па	h _{дин} Па	Σξ	z	Rlβ+z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
В1												
1	550	5,1	250×250	250	2,4	0,58	1	2,96	0,53	2,6	1,38	4,34
2	1950	5,3	400×400	400	3,4	1,13	1	5,99	0,53	2,4	1,27	7,26

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
3	2768	4,1	400×400	400	4,8	2,28	1	9,35	1,01	5,7	5,76	15,11
4	2806	10,2	400×400	400	4,9	2,35	1	23,9	1,04	3,5	3,64	27,61
5	144	1,9	150×250	200	1,1	0,11	1	0,21	0,15	2,5	0,38	0,59
6	38	3	100×100	100	1,1	0,12	1	0,36	0,4	4,8	1,92	2,28
											Σ57,19 Па	
B2												
1	225	4,1	100×200	140	3,1	1,03	1	4,22	1,8	2,8	5,04	9,26
2	510	10,1	200×200	200	3,5	1,24	1	12,5	1,37	4,8	6,58	19,1
											Σ28,36 Па	

3.6. Підбір вентилятора витяжної вентиляції.

Визначаємо розрахункову продуктивність вентилятора.

$$L_{\text{вент1}} = \kappa_{\text{під}} \cdot L_{\text{сист}} = 1,1 \cdot 2806 = 3087 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_{\text{вент2}} = \kappa_{\text{під}} \cdot L_{\text{сист}} = 1,1 \cdot 510 = 561 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\kappa_{\text{під}}$ – коефіцієнт підсмоктування повітря;

L – витрата повітря системи вентиляції, $\text{м}^3/\text{год}$.

Необхідний тиск вентилятора

$$P_{\text{вент}} = 1,1 \Sigma \Delta P$$

$$P_{\text{вент1}} = 1,1 \cdot 57,19 = 62,9 \text{ Па}$$

$$P_{\text{вент2}} = 1,1 \cdot 28,36 = 31,2 \text{ Па}$$

Вентилятор для B1 Тип Ц4-70 №4 з колесом $D_{\text{ном}}$ А4100-1

Тип двигуна 4А71А6; $n=920$ об/хв; $N=0,37$ кВт; $\eta=0,76$; $m=85$ кг

Вентилятор для B2 Тип Ц4-70 №4 з колесом $D_{\text{ном}}$ А4100-1

Тип двигуна 4А71А6; $n=920$ об/хв; $N=0,37$ кВт; $\eta=0,76$; $m=85$ кг

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІНОГО АПАРАТУ ТА ТЕПЛОВОГО ВУЗЛА

4.1. Призначення, принцип дії та визначення початкових параметрів

Гаряче водопостачання (ГВП) — це система, що являє собою комплекс пристроїв, призначених для забезпечення споживачів гарячою водою з метою задоволення технологічних, санітарних та гігієнічних потреб.

Для даного об'єкта проектом передбачено закриту систему гарячого водопостачання. У таких системах теплоносій із системи опалення використовується виключно як джерело теплоти у теплообмінниках для підігріву холодної водопровідної води, яка подається в локальну систему ГВП.

Подавання гарячої води у закритих системах тепlopостачання здійснюється через водо-водяні теплообмінники.

Найпоширенішим типом теплообмінних апаратів є кожухотрубні теплообмінники. Залежно від конструкції, вони можуть бути жорсткими, напівжорсткими або нежорсткими; одно- чи багатоходовими; прямоточними, протиточними або з перехресною течією; а також виконаними у горизонтальному чи вертикальному положенні. Їх перевагами є відносна простота конструкції та невисока вартість.

Кожухотрубний теплообмінник складається з пучка труб, жорстко закріплених у трубних дошках (ґратах), кожуха, кришок із фланцями, що утворюють розподільні камери, опор та перегородок, розміщених у міжтрубному просторі. На кожусі та кришках передбачені технологічні штуцери. Конструкція основних вузлів і вибір матеріалів можуть змінюватися залежно від призначення теплообмінника.

Згідно з ДБН В.2.5-64:2012, температура гарячої води в місцях водорозбору має бути не нижче встановленого нормативного значення (зазвичай 60 °C).

Температура холодної води на вході до теплообмінника приймається рівною 5 °C.

Витрату гарячої води для системи ГВП визначають як суму витрат через усі умивальники, встановлені в будівлі.

Згідно ДБН В.2.2-3-97 для навчальних закладів виходячи з витрати води на одну людину $G_0 = 100$ л/добу з урахуванням кількості робочих місць загальна витрата дорівнюватиме $G_1 = 30$ кг/с.

4.2. Розрахунки елемента: тепловий, гідравлічний, міцності

4.2.1. Тепловий розрахунок

Міжтрубний простір

Температура холодної води на вході в підігрівач $T_{1вх} = 5^\circ\text{C}$

Температура холодної води на виході $T_{1вих} = 60^\circ\text{C}$

Тиск води на вході в підігрівач $p_1 = 0,3$ МПа

Витрата води $G_1 = 3$ кг/с

Кількість ходів $z_1 = 6$

Простір всередині труб

Температура гарячої води на вході $T_{2вх} = 110^\circ\text{C}$

Температура гарячої води на виході $T_{2вих} = 70^\circ\text{C}$

Кількість ходів $z_2 = 1$

Холодна вода

Властивості води розраховуються за апроксимаційними формулами або беруться з таблиць [13] (Додаток А):

Середня температура $T_1 = \frac{T_{1вих} + T_{1вх}}{2} + 273 = 305,5\text{K}$

Питома теплоємність води $c_1 = 4,177 \cdot 10^3$ Дж/кг

Густина води $\rho_1 = 994,3$ кг/м³

Коефіцієнт теплопровідності води $\lambda_1 = 0,622$ Вт/(м·К)

Коефіцієнт кінематичної в'язкості води $\nu_1 = 0,791 \cdot 10^{-6}$ м²/с

Гаряча вода

Середня температура води $T_2 = \frac{T_{2вх} + T_{2вх}}{2} + 273 = 363\text{K}$

Питома теплоємність води $c_2 = 4,20710^3 \text{ Дж/кг}$

Густина води $\rho_2 = 970 \text{ кг/м}^3$

Коефіцієнт теплопровідності води $\lambda_2 = 0,679 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості води $\nu_2 = 3,285 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$

Тиск гарячої води на вході в підігрівач повинен бути вище атмосферного тиску тому, що температура води на вході більше 100°C .

З таблиць властивостей води тиск насичення для температури 110°C дорівнює $0,3 \text{ МПа}$. Приймаємо з запасом $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$.

Температура стінки розраховується за формулою:

$$T_{ст} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 334,25\text{K}. \quad (4.1)$$

Матеріал трубок вибирається на підставі рекомендацій [13]. Властивості матеріалів приведені в додатку Б. Обраний матеріал: сталь нержавіюча.

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки трубок $\lambda_2 = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

Параметри поверхні теплообміну.

В якості поверхні теплообміну використовується пучок гладких трубок. Діаметр труб і товщину стінок вибирають за рекомендаціями [13]:

Зовнішній діаметр (прийнято) $d_3 = 12 \text{ мм}$

Товщина стінки (прийнято) $\delta_{ст} = 1,5 \text{ мм}$

Внутрішній діаметр $d_{вн} = d_3 - 2\delta_{ст} = 9 \text{ мм}$

Середній діаметр $d_{ср} = \frac{d_3 + d_{вн}}{2} = 10 \text{ мм}$

За даними [13] по табл. додатка Г обирається тип закріплення труб у трубних дошках і кроки між трубами в пучку (повздовжній s_1 і поперечний s_2). Нехай

повздовжній і поперечний кроки рівні між собою ($s_1 = s_2 = s_t$). Тоді приймаємо $s_t = 1,4d_3$; $s_t = 17$ мм.

Тепловий потік через поверхню теплообміну:

$$Q_{TO} = G_1 \cdot c_1 \cdot (T_{1вх} - T_{1вх}) = 30 \cdot 10^3 \text{ кВт.} \quad (4.2)$$

Витрата гарячої води розраховується:

$$G_2 = \frac{Q_{TO}}{c_2 \cdot (T_{2вх} - T_{2вх})} = 0,17 \text{ кг/с.} \quad (4.3)$$

Визначення середнього температурного перепаду між теплоносіями

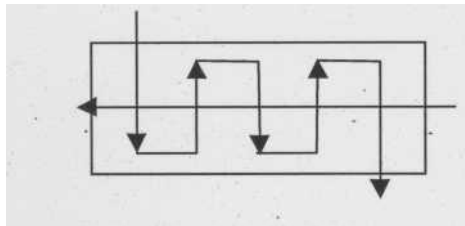


Рис 4.1 Схема руху середовищ

Схема руху середовищ - багаторазова перехресна течія: гарячий теплоносій, (вода, 1 хід, тече по трубах) не переміщується; холодний теплоносій (вода, 5 ходів, тече між трубами) переміщується безупинно; загальний напрямок - протиток.

Розрахунок по залежностям.

Водяні еквіваленти для теплоносіїв:

$$W_1 = G_1 \cdot C_1 = 545,45 \text{ Вт/К}$$

$$W_2 = G_2 \cdot C_2 = 750 \text{ Вт/К}$$

Максимальний і мінімальний водяні еквіваленти:

$$W_{\min} = \min(W_1, W_2) = 545,45 \text{ Вт/К}$$

$$W_{\max} = \max(W_1, W_2) = 750 \text{ Вт/К}$$

Зміна температур теплоносіїв:

$$\Delta T_1 = T_{1вх} - T_{1вх} \text{ К} = 55$$

$$\Delta T_2 = T_{2ex} - T_{2вх} = 40K$$

Мінімальна зміна температур:

$$\Delta T_{\min} = \min(\Delta T_1, \Delta T_2) = 40K. \quad (4.4)$$

Допоміжні функції:

$$A = \frac{W_{\max}}{W_{\min}} = 1,375, \quad (4.5)$$

$$R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = 0,727, \quad (4.6)$$

$$P = \frac{\Delta T_{\min}}{T_{2ex} - T_{1ex}} = 0,381, \quad (4.7)$$

$$p_3 = 0,982 \quad (\text{див. додаток Д-5})$$

$$z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4 \cdot p_3 \cdot A} = 0,46. \quad (4.8)$$

Розраховуємо середній температурний перепад:

$$\Delta t_{cp} = \frac{z_t \cdot P \cdot R \cdot (T_{2ex} - T_{1ex})}{\ln \left[\frac{2 - P \cdot R \cdot [(A+1) - z_t]}{2 - P \cdot R \cdot [(A+1) + z_t]} \right]} = 70,24K. \quad (4.9)$$

За рекомендаціями [7] приймаємо швидкість гарячої води $\omega_2 = 0,05 \text{ м/с}$.

Визначаємо основні конструктивні розміри теплообмінника.

Кількість трубок у пучку, необхідних для проходу води (в одному ході теплоносія)

$$n_{1x} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot \omega_2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{вн}^2}{4}} = 57,80. \quad (4.10)$$

Кількість трубок у теплообміннику

$$n_{mp} = z_2 \cdot n_{1x} = 57,80. \quad (4.11)$$

Кількість трубок в одному ряду (прийнято, що кількість труб у ряді дорівнює кількості рядів)

$$n_{1p} = \sqrt{n_{mp}} = 7,6. \quad (4.12)$$

Призначаємо кількість труб в одному ряду

для коридорного компоновання труб $n_{1p} = 8$

для шахового компоновання труб $n_{1p} = 7,5$

Примітка: при шаховому розташуванні труб у непарних рядах може бути на одну трубку більше ніж у парних. Отже, при кількості трубок у непарному ряду 14, у парному буде 13, а середня кількість трубок 13,5.

Кількість рядів $n_p = 7$

Кількість отворів у трубній дошці

$$n_0 = n_{1p} \cdot n_p = 56$$

Уточнюємо кількість трубок у теплообміннику (з урахуванням того, що один отвір у центрі трубної дошки буде використовуватися під стяжний стрижень, на якому будуть кріпитися перегородки)

$$n_{mp} = n_0 - 1 = 55$$

Уточнюємо швидкість гарячої води в трубах:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_{mp} \cdot \pi \cdot \frac{d_{вн}^2}{4}} = 0,0525 \text{ м/с}. \quad (4.13)$$

Визначення діаметра корпусу [13]

Приймаємо коефіцієнт заповнення трубної дошки (0,7...0,95) $\eta_{тр} = 0,8$

Діаметр гнізда трубок

$$D = 1,05 \cdot s_t \cdot \sqrt{\frac{n_0}{n_{mp}}} = 0,149 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр корпусу повинний бути більше величини $D + d_s = 0,384 \text{ м}$ на величину конструктивного зазору (60...180 мм) [7].

Виходячи з цього в якості кожуха можна використати трубу з умовним діаметром 240 мм [7]:

Зовнішній діаметр кожуха $D_3 = 0,24 \text{ м}$

Товщина стінки кожуха $\delta_k = 0,004 \text{ м}$

Внутрішній діаметр кожуха $D_0 = D_3 - 2\delta_k = 0,232 \text{ м}$

Визначення коефіцієнту тепловіддачі води, що тече в середині трубок [13]

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = \frac{d_{\text{вн}} \cdot w_2}{\nu_2} = 1,369 \cdot 10^4. \quad (4.14)$$

Оскільки $\text{Re} > 10\,000$, то режим течії теплоносія турбулентний.

Число Прантдля при температурі теплоносія [7] $\text{Pr}_2 = 1,98$

Число Нуссельта для турбулентного режиму

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} = 9,101. \quad (4.15)$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = 0,686 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4.16)$$

Приймаємо швидкість води, що нагрівається у міжтрубному просторі при поперечному обтіканні трубок (початкове наближення):

$$w_1 = 0,0217 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі води, що обтікає трубки зовні (поперечне обтікання пучка труб) [13].

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{d_3 \cdot w_1}{\nu_1} = 0,33 \cdot 10^3$$

Число Прантдля при температурі теплоносія $\text{Pr}_1 = 5,326$

Число Прантдля при температурі теплоносія рівній температурі стінки [7]

$$\text{Pr}_{\text{cm}} = 2,932$$

Поправочний коефіцієнт, що залежить від кроку пучка (для шахового пучка):

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_t}{d_3} \right)^{-0,15} = 1. \quad (4.17)$$

Коефіцієнт, що враховує турбулізацію потоку перед і-м рядом труб:

для I ряду $\varepsilon_{n1} = 0,6$

для II ряду $\varepsilon_{n2} = 0,7$

для III і наступного рядів $\varepsilon_{ni} = 1$

Коефіцієнти для критеріального рівняння тепловіддачі:

$$C = 0,41; n = 0,6$$

Значення числа Нуссельта для кожного ряду [7]:

$$Nu_1 = C Re_1^n Pr_1^{0,33} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} (\varepsilon_n \varepsilon_s), \quad (4.18)$$

для I ряду $Nu_{11} = 16,47$

для II ряду $Nu_{12} = 19,22$

для III і наступного рядів $Nu_{13} = 27,45$

Коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб [7]

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_3} \quad (4.19)$$

для I ряду $\alpha_{11} = 4724 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

для II ряду $\alpha_{12} = 7086 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

для III і наступного рядів $\alpha_{13} = 7874 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

Середній коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб:

$$\alpha_{1cp} = \frac{\sum \alpha_{1i}}{n_p} = 1,298 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (4.20)$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішнього діаметру [13]

$$k_{TA} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_{\text{вн}}}{2 \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \left(\frac{d_3}{d_{\text{вн}}} \right) + \frac{d_{\text{вн}}}{\alpha_{1cp} \cdot d_3}} = 0,25 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (4.21)$$

Необхідна поверхня теплообміну

$$F_{TA} = \frac{Q}{k_{TA} \cdot \Delta t_{cp}} = 1,7 \text{ м}^2 \quad (4.22)$$

Поверхня теплообміну, що приходить на одну трубку

$$F_{TA1} = \frac{F_{TA}}{n_{mp}} = 0,031 \text{ м}^2. \quad (4.23)$$

Довжина трубки

$$L_{mp} = \frac{F_{TA1}}{\pi \cdot d_{en}} = 0,67 \text{ м}. \quad (4.24)$$

Довжина трубки між перегородками

$$L = \frac{L_{mp}}{z_1} = 0,183 \text{ м}. \quad (4.25)$$

Перевірка швидкості води при обтіканні трубного пучка

Площа перетину для проходу води між трубками

$$S_1 = L \cdot (s_t - d_3) \cdot (n_{1p} - 1) = 0,006 \text{ м}^2. \quad (4.26)$$

Уточнення швидкості води:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_1} = 0,0217, \quad (4.27)$$

$$\frac{w'_1 - w_1}{w_1} \cdot 100 = 0.$$

Температура стінки.

Температура стінки визначається з рішення рівняння теплового балансу:

$$d_{BH} \cdot \alpha_2 \cdot (T_2 - T_{CT}) - d_3 \cdot \alpha_{1cp} \cdot (T_{CT} - T_1) = 0. \quad (4.28)$$

Температура стінки

$$T_{cm2} = \frac{d_{BH} \cdot \alpha_2 \cdot T_1 + d_3 \cdot \alpha_{1cp} \cdot T_2}{d_{BH} \cdot \alpha_2 + d_3 \cdot \alpha_{1cp}} = 321,8 \text{ К}. \quad (4.29)$$

Отримане значення температури стінки необхідно порівняти з прийнятим.

Якщо розбіжність більш ніж 5% необхідно повторити розрахунок.

Патрубки для підводу і відводу гарячої води [13]

Швидкість води в патрубку $w_2 = 0,3 \text{ м/с}$

Діаметр патрубка для підводу і відводу гарячої води

$$d_{2n} = \sqrt{\frac{G_2}{w_{2n} \cdot \rho_2 \cdot \frac{\pi}{4}}} = 0,027 \text{ м.} \quad (4.30)$$

За додатком В підбираємо для патрубка трубу 150 x 5 мм

Патрубки для підводу і відводу холодної води [13]

Швидкість води в патрубку $w_1 = 0,1 \text{ м/с}$

Діаметр патрубка для підводу і відводу води

$$d_{1n} = \sqrt{\frac{G_1}{w_{1n} \cdot \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4}}} = 0,04 \text{ м}$$

За додатком В підбираємо для патрубка трубу 140 x 5 мм.

4.2.2. Гідравлічний розрахунок

Розрахункова схема для визначення втрат тиску у теплообмінному апараті наведена на рис. 2.2.

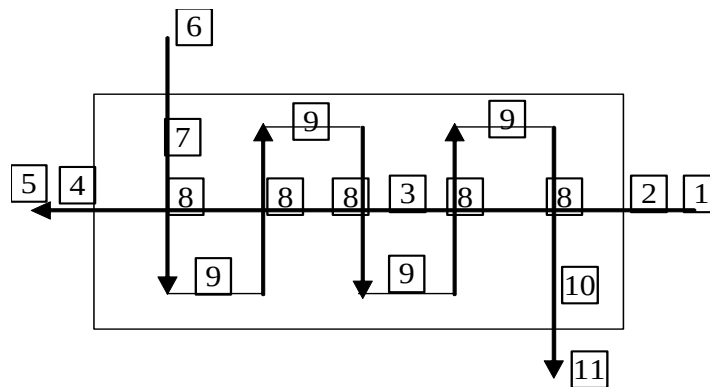


Рис 4.2 Розрахункова схема для визначення втрат тиску у теплообмінному апараті

Визначення втрат напору гарячої води (рух у трубах).

Втрати на тертя при русі води в трубах (на рис.4.2 точка 3) [13]

Коефіцієнт опору тертю при русі води в трубах (при турбулентному русі рідини)

$$\xi_{mp2} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_2}} = 0,052. \quad (4.31)$$

Втрати на тертя при русі води в трубках

$$\Delta P_{mp2} = \xi_{mp2} \cdot \frac{L_{mp}}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 7,68 \text{ Па}. \quad (4.32)$$

Втрати при вході і виході води з труб (т.2, 4):

$\xi_{ex2} = 1$ коефіцієнт опору при вході і виході води з труб

$$\Delta P_{ex2} = \xi_{ex2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 2,42 \text{ Па}. \quad (4.33)$$

$$\Delta P_{вих2} = \Delta P_{ex2}$$

Втрати при русі води в патрубках і в середині кришок (т.1, 5) [7]:

$\xi_{n2} = 1,5$ коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу води

$$\Delta P_{n2} = \xi_{n2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2n}^2}{2} = 7,275 \text{ Па}$$

Сумарні втрати тиску при русі води

$$\Delta P_{\Sigma 2} = z_2 \cdot (\Delta P_{ex2} + \Delta P_{вих2} + \Delta P_{mp2}) + \Delta P_{n2} \cdot 2 = 27,089 \text{ Па}. \quad (4.34)$$

$$\text{Відносні втрати тиску, \%} \quad \frac{\Delta P_{\Sigma 2}}{\rho_2} \cdot 100 = 0.2708$$

Визначення втрат напору холодної води (рух у міжтрубному просторі)

Втрата напору на вході в міжтрубний простір і вихід з нього [7]:

$\xi_{1ex} = 1,5$ - коефіцієнт опору при вході в пучок (т.7)

$$\Delta P_{ex1} = \xi_{ex1} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 0,353 \text{ Па}$$

$\xi_{1вих} = 1$ коефіцієнт опору при виході з пучка (т.10)

$$\Delta P_{вих1} = \xi_{вих1} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 0,235 \text{ Па}$$

Втрата напору при русі в міжтрубному просторі (т.8),[7]

Втрата напору на тертя в пучку

$$\xi_{1mp_m} = (4 + 9 \cdot n_{1p}) \cdot \left(\frac{s}{d_3} \right) \cdot \text{Re}_1^{-0,28} = 10,67. \quad (4.35)$$

$$\Delta P_{1_mp_m} = \xi_{1_mp_m} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 2,512 \text{ Па}$$

Місцевий опір

$$\xi_{1mp_m} = 3 \cdot n_{1p} \cdot \text{Re}_1^{-0,2} = 7,14. \quad (4.36)$$

$$\Delta P_{1_mp_m} = \xi_{1_mp_m} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 1,682 \text{ Па}$$

Втрата напору при обтіканні перегородок (т.9) [7]

Висота вікна в перегородці

$$b_{nep} = \frac{D_0 - n_p \cdot s_t - d_3}{2} = 0,0505 \text{ м}. \quad (4.37)$$

Центральний кут сегмента в перегородці [7]

$$\psi_{nep} = 2 \cdot \arccos \left(\frac{\frac{D_0}{2} - b_{nep}}{\frac{D_0}{2}} \right) = 1,94 \text{ рад}. \quad (4.38)$$

Площа вікна в перегородці (площа сегмента)

$$F_{nep} = \frac{(D_0 / 2)^2}{2} \cdot (\psi_{nep} - \sin(\psi_{nep})) = 0,068 \text{ м}^2. \quad (4.39)$$

Швидкість води при огинанні перегородок

$$w_{1p} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot F_{nep}} = 0,019 \text{ м/с}. \quad (4.40)$$

Коефіцієнт опору $\xi_{np1} = 1,5$

$$\Delta P_{1np} = \xi_{1np} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{1p}^2}{2} (z_1 - 1) = 1,394 \text{ Па.} \quad (4.41)$$

Втрати при русі води в патрубках, вхідній та вихідній камерах (т.6, 11)

$\xi_{n1} = 1,5$ - коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу води

$$\Delta P_{n1} = \xi_{n1} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{1n}^2}{2} = 7,45 \text{ Па}$$

Сумарні втрати при русі води в міжтрубному просторі

$$\Delta P_{\Sigma 1} = \Delta P_{1ex} + \Delta P_{1eux} + 2\Delta P_{n1} + (\Delta P_{1mp_m} + \Delta P_{1mp_m}) z_1 + \Delta P_{1np} = 42,063 \text{ Па}$$

Відносні втрати тиску 0,14%.

4.2.3. Розрахунок на міцність

У розрахунку прийнято, що корпус навантажений тільки внутрішнім тиском теплоносія. Всі інші навантаження не враховуються.

Визначення примусової напруги [7]

Матеріал корпусу - сталь X18H9T

Для сталі X18H9T $\sigma_{\epsilon} = 490 \text{ МПа}; k = 2,6$

Визначення припустимої напруги $\sigma_{дон} = \frac{\sigma_{\epsilon}}{k} = 189 \text{ МПа}$

Поправочний коефіцієнт $\eta_k = 1$

Визначення збільшення товщини корпусу

Оскільки корпус виготовлений із труби, то величина збільшення c складає:

$c = 1 \text{ мм}$

При найбільшому мінусовому допуску 10% $A = 0,11$

$$c = A \cdot (\delta_{\kappa} - c) = 0,33 \text{ мм.} \quad (4.42)$$

Визначення розрахункового коефіцієнта міцності:

Коефіцієнт міцності зварених з'єднань $\varphi_{зв} = 1$

Коефіцієнт міцності поперечного звареного з'єднання при вигині $\varphi_u = 0,6$

$$\varphi = \min(\varphi_{36}, \varphi_{36.6}) = 0,6$$

Максимальний тиск, що може витримати корпус

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot (\delta_k - c) \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{дон}}}{D_0 + (\delta_k - c)} = 3,52 \text{ МПа.} \quad (4.43)$$

Максимальний тиск набагато більше робочого тиску, товщину корпусу збільшувати не потрібно.

Найбільший припустимий діаметр неукріпленого отвору в корпусі

$$\varphi_0 = \frac{p_1 \cdot [D_0 + (\delta_k - c)]}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{дон}} \cdot (\delta_k - c)} = 0,085. \quad (4.44)$$

$$d_{\max} = 2 \cdot \left(\frac{1}{\varphi_0} - 1 \right) \cdot \sqrt{(D_0 + \delta_k) \cdot (\delta_k - c)} = 6,85 \text{ м.} \quad (4.45)$$

Діаметри отворів під патрубки набагато менше, ніж $d_{\max}$, отвори в корпусі можна не зміцнювати.

Зображення кожухотрубного водо-водяного теплообмінного апарата потужністю 30 кВт для забезпечення потреб в гарячому водопостачанні школи приведено на кресленні.

4.3. Складання принципової схеми, режими роботи теплового вузла

Тепловий пункт (ТП) — це комплекс пристроїв, розміщений у спеціально відведеному приміщенні, що включає елементи теплових енергоустановок, які забезпечують приєднання до теплової мережі, регулювання та керування параметрами теплоносія, розподіл теплової енергії між споживачами відповідно до їх потреб, а також підтримання ефективної та безперебійної роботи системи теплоспоживання.

ТП призначений для підключення залежних систем опалення та гарячого водопостачання (ГВП) об'єктів різного функціонального призначення. Найбільшого поширення набули саме залежні схеми підключення, які є конструктивно простими. У таких схемах вода з теплової мережі подається безпосередньо до опалювальних приладів, що забезпечує гідравлічний зв'язок системи опалення з зовнішньою тепловою мережею. Циркуляція води відбувається завдяки різниці тисків у подавальному та зворотному трубопроводах.

У складі індивідуального теплового пункту (ІТП) змішувальним пристроєм є кожухотрубний теплообмінник, який забезпечує підмішування охолодженої води із зворотної магістралі системи опалення до гарячої води, що надходить із теплової мережі. Це дозволяє отримати теплоносії з необхідною температурою.

Якість теплоносія є критично важливою для забезпечення надійної роботи насосів, витратомірів, автоматичних регуляторів теплогідравлічних параметрів, терморегуляторів, а також штампованих сталевих радіаторів. Для цього необхідно виключити наявність твердих домішок у воді та уникати спуску води із системи в літній період. Забезпечити такі умови можливо лише при незалежному приєднанні системи до тепломережі через теплообмінник.

У рамках проєктного рішення доцільно застосувати кожухотрубний теплообмінник, оскільки він є ефективним і зручним в експлуатації. Передбачається, що вода в тепловій мережі та системі опалення пройшла відповідну підготовку для запобігання утворенню накипу у теплообміннику.

Запірна арматура (кульові крани, поворотні заслінки, засувки) має бути передбачена для можливості відключення теплообмінника. У деяких випадках автоматичні регулятори виконуються багатофункціональними — із вбудованою запірною функцією, що дозволяє спростити схему, відмовившись від окремого запірного клапана. Для зручності експлуатації рекомендується також використовувати запірну арматуру з вбудованими дренажними кранами.

Взаємне розташування насоса і теплообмінника не є принциповим, оскільки сучасні циркуляційні насоси можуть ефективно працювати як на подаючому, так і на зворотному трубопроводі. Водночас, насос, встановлений на зворотному тру-

бопроводі, має певні переваги — зокрема, кращий кавітаційний запас і тепловідведення від двигуна з мокрим ротором. Проте слід зазначити, що при цьому він перекачує більш щільний теплоносій, що призводить до незначного збільшення енергоспоживання.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

Згідно із Законом України «Про охорону праці», кожен працівник має право на безпечні та здорові умови праці. Закон визначає основні положення реалізації конституційного права працівників на охорону життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, а також регламентує відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки праці, гігієни виробничого середовища та організації охорони праці.

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності працівників у процесі трудової діяльності.

Основні принципи державної політики в галузі охорони праці:

- пріоритет життя і здоров'я працівників перед результатами виробничої діяльності;
- повна відповідальність роботодавця за створення безпечних умов праці;
- комплексне вирішення питань охорони праці на основі державних, галузевих і регіональних програм;
- підвищення рівня промислової безпеки та технічного контролю за технологіями і обладнанням;
- соціальний захист працівників, включаючи повне відшкодування шкоди у разі нещасного випадку;
- встановлення єдиних вимог з охорони праці для всіх суб'єктів господарювання незалежно від форм власності;
- адаптація трудових процесів до можливостей працівника;
- залучення державних і недержавних ресурсів на фінансування заходів з охорони праці;
- інформування, навчання, підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці;

- координація діяльності органів влади, підприємств і громадських організацій у сфері охорони праці;
- використання міжнародного досвіду щодо поліпшення умов і безпеки праці.

6.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів у приміщенні ІТП

У приміщенні, де розміщені теплообмінні апарати та допоміжне обладнання, на працівників можуть впливати наступні шкідливі та небезпечні виробничі фактори:

Фізичні фактори:

- теплове випромінювання (від нагрітих поверхонь обладнання і трубопроводів);
- підвищена температура повітря;
- знижена вологість (менше 40 %);
- підвищений рівень шуму (від роботи клапанів, фланцевих з'єднань, аеродинамічних процесів у трубах);
- вібрація від насосного обладнання;
- недостатнє освітлення.

Хімічні фактори:

- наявність оксидів азоту (NO_x);
- оксид вуглецю (CO).

Травмонебезпечні фактори:

- обладнання, що працює під тиском;
- поверхні з високою температурою (трубопроводи гарячої води).

Біологічні фактори:

- у звичайних умовах — відсутні;
- можливе біологічне забруднення (грибки, бактерії) за умов високої вологості.

6.2. Несприятливий вплив фізичних факторів

Мікроклімат

Мікроклімат виробничого приміщення — це поєднання температури, вологості та швидкості руху повітря, яке впливає на самопочуття працівників. Порушення мікрокліматичних параметрів може призвести до перевтоми, зниження працездатності та професійних захворювань.

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99, оптимальні параметри мікроклімату для робочої зони:

- температура повітря: 18...21 °С;
- відносна вологість: 40...60 %;
- швидкість повітря: не більше 0,5 м/с.

Шум

Шум негативно впливає на центральну нервову і серцево-судинну системи людини. Тривалий вплив призводить до підвищеного артеріального тиску, зниження слуху, підвищеної втомлюваності та зниження уваги.

Рівень шуму в приміщенні ІТП не повинен перевищувати 80 дБ (відповідно до ДБН В.1.1-31:2013).

Вібрація

Вібрація спричиняє розвиток професійних захворювань, знижує точність показань приладів і надійність обладнання. Частота коливань у межах 4–31,5 Гц регламентує допустиму віброшвидкість в межах 90–92 дБ (згідно з ДБН В.1.2-10:2021).

Механічні небезпеки

Зниження товщини труб через корозію може призвести до їх розриву при надлишковому тиску, що становить загрозу опіків або отруєнь.

6.3. Технічні заходи з безпеки

Для зниження рівня небезпеки передбачено такі захисні пристрої:

- манометри — для контролю тиску води;
- повітровказівні прилади — для контролю рівня води;

- водозапірна арматура — для регулювання витрати води;
- спускні і продувні вентиля — для очищення системи;
- повітряні клапани — для видалення повітря з системи;
- запобіжні клапани — для автоматичного скидання надлишкового тиску.

ВИСНОВКИ

У ході виконання даного проекту повністю вирішено завдання з розробки системи теплопостачання для двоповерхової будівлі ліцею загальною площею 1200 м².

В результаті роботи:

- обґрунтовано та обрано систему водяного опалення;
- визначено опір теплопередачі зовнішніх огорожень приміщень;
- складено тепловий баланс і розраховано теплові втрати на опалення будівлі;
- визначено необхідну теплову потужність системи опалення;
- обрано опалювальні прилади — чавунні радіатори типу MC-140, розраховано їхню теплообмінну поверхню відповідно до теплового навантаження приміщень.

Для об'єкта прийнято двотрубну систему опалення з нижнім горизонтальним розведенням трубопроводів. На основі проведених розрахунків складено аксонометричну схему опалювальної системи, визначено головне циркуляційне кільце та виконано гідравлічний розрахунок. За результатами розрахунку встановлено, що для забезпечення ефективної циркуляції теплоносія необхідне встановлення насоса, оскільки природної циркуляції недостатньо.

Крім того, розроблено систему припливно-витяжної вентиляції з механічним спонуканням, яка забезпечує нормативний повітрообмін та створення оптимального мікроклімату в приміщеннях.

Також виконано розрахунок теплообмінного апарата для системи гарячого водопостачання, що забезпечить необхідну температуру води відповідно до діючих норм.

Таким чином, було спроектовано ефективну, надійну та сучасну систему теплопостачання для навчального закладу, що відповідає чинним нормативам і забезпечує комфортні умови перебування в будівлі протягом опалювального періоду.

У проекті передбачено низку технічних та організаційних заходів, спрямованих на підвищення енергоефективності систем тепlopостачання, опалення, вентиляції та гарячого водопостачання будівлі навчального закладу. До основних заходів належать:

- Застосування автоматичних регуляторів температури повітря в приміщеннях.
- Установка терморегуляторів на опалювальні прилади дозволяє підтримувати задану температуру та знижувати витрати теплової енергії в періоди зниження зовнішньої температури.
- Інсталяція циркуляційного насоса з частотним регулюванням обертів.
- Регулювання продуктивності насоса дозволяє оптимізувати роботу системи залежно від теплового навантаження, що знижує електроспоживання та втрати в мережі.
- Застосування сучасних теплоізоляційних матеріалів для трубопроводів.
- Ізоляція трубопроводів систем опалення та гарячого водопостачання зменшує втрати тепла в магістральних лініях.

Використання ефективних теплообмінників у тепловому пункті.

Вибрані кожухотрубні теплообмінники характеризуються високим коефіцієнтом тепловіддачі та знижують втрати тепла під час передачі енергії від зовнішньої тепломережі до внутрішніх систем будівлі.

Встановлення приладів обліку теплової енергії та води.

Комерційний облік стимулює економне використання ресурсів, дозволяє оперативно виявляти нераціональне споживання та проводити аналіз ефективності роботи систем.

Проведення регламентного обслуговування систем опалення та вентиляції.

Своєчасна перевірка герметичності систем, очищення фільтрів, балансування стояків дозволяють уникати зайвих тепловтрат.

Можливість інтеграції з альтернативними джерелами енергії.

Проектні рішення допускають у подальшому встановлення геліосистем для підігріву води в системі гарячого водопостачання.

Зазначені заходи дозволяють знизити споживання теплової енергії на 10–20 % у порівнянні з типовими проектами, забезпечити стабільну роботу інженерних систем та створити комфортні умови перебування в приміщеннях із мінімальними експлуатаційними витратами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Слаутіна Т. Г. Проектування систем водяного опалення : навч. посіб. / Т. Г. Слаутіна, С. А. Кузнецова. – Миколаїв : НУК, 2011. – 68 с.
2. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціювання. – К. : Мінрегіон України, 2013. – 240 с.
3. Шаповалов Ю. О. Проектування теплообмінних апаратів теплотехнологічних установок : метод. вказівки / Ю. О. Шаповалов, Д. М. Соломонюк. – Миколаїв : НУК, 2009. – 72 с.
4. Глушко Ю. Ю. Опалення : навч. посіб. 2019 рік. Автор-упорядник: Глушко Ю. Ю., над навч. посіб. працювали: Безпалько Н. О., Боброва Т. Б., Високос С.М., Гусєв П.С., Засєдательєв І. В., Лебєдєв С. О., Сашко В. О., Семироз М. В., Терещенко Т. М., Черниш В. В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/ 2020/04/28 /2opalennya.pdf](https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/2opalennya.pdf) 34
5. Жувагіна, І. О., & Флакей, М. Д. (2023, March). Визначення пріоритетів у промисловості України. In *The 3rd International scientific and practical conference “Innovations and prospects in modern science” (March 13-15, 2023) SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2023. 350 p.* (p. 331).
6. Chorna, M., Bezghinova, L., Dorokhov, O., Zhuvahina, I., & Volosov, A. (2021). Efficiency of Retail Enterprises in Context of Achievement of Competitive Advantages: Ukrainian Realities. *TEM Journal*, 10(3), 1072.
7. 1. Taranenko, I., Chychun, V., Korolenko, O., Goncharenko, I., & Zhuvahina, I. (2021). Management of the Process of E-Commerce Development in Business on the Example of the European Union. *Studies of Applied Economics*, 39(5).
8. Шаповалов Ю.О. Проектування теплообмінних апаратів теплотехнологічних установок : метод. вказ. / Ю.О.Шаповалов, Д.М. Соломонюк. Миколаїв : Вид-во НУК, 2009. 72с.
9. 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.

10. ДСТУ Б А.2.4-1:2009. СПДБ. Умовні зображення і позначки трубопроводів та їх елементів. – К. : Мінрегіонбуд України, 2009. – 12 с.
- ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель. [Електронний ресурс]. – 11.Режимдоступу:<https://gazobeton.org/sites/default/files/sites/all/uploads/DBN-V.2.6-31-2016-Teplova-izolyatsiyabudivel.pdf>
12. Taranenko, I., Chychun, V., Korolenko, O., Goncharenko, I., & Zhuvahina, I. (2021). Management of the Process of E-Commerce Development in Business on the Example of the European Union. *Studies of Applied Economics*, 39(5).
13. Zhuvahina, I., Naumenko, V., & Naumenko, M. (2017). THE STATE OF DIGITALIZATION OF UKRAINE'S ECONOMY ON THE PATH TO EUROPEAN INTEGRATION.
14. ДБН В.2.5.-77:2014. Котельні. [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=59086.
15. 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>.