

**ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ ТА
БІОТЕХНОЛОГІЙ ім. С.З.ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ЕНЕРГЕТИКИ**

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Рівень вищої освіти – перший «бакалаврський» рівень

на тему: **«Аналіз параметрів системи
енергопостачання житлового будинку з
обґрунтуванням параметрів електромеханічного
водострумінного змішувача системи опалення»**

Виконав: студент 5 курсу групи Ен-41
Спеціальності 141 «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка»
(шифр і назва)

Малиш Денис Дмитрович
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Я.В. Шолудько
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент: д.т.н., проф. А.М. Тригуба
(підпис) (прізвище та ініціали)

Дубляни 2025

ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ ТА
БІОТЕХНОЛОГІЙ ім. С.З.ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ЕНЕРГЕТИКИ

Рівень вищої освіти – перший «бакалаврський» рівень
Спеціальність: 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Завідувач кафедри енергетики
доцент, к.т.н. С.В.Сиротюк

“ ____ ” _____ 202_ р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу студенту

Малишу Денису Дмитровичу .

1. Тема роботи: «Аналіз параметрів системи енергопостачання житлового будинку з обґрунтуванням параметрів електромеханічного водоструминного змішувача системи опалення»

Керівник роботи: Шолудько Ярослав Васильович, канд. техн. наук, доцент

затверджені наказом по університету від 25.02.2025 року № 123/к-с.

2. Термін подання студентом завершеної кваліфікаційної роботи 13.06.2025р.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: матеріали літературного огляду, патентного пошуку та аналізу існуючих схем систем енергопостачання, довідкова та спеціальна література, аналіз останніх досягнень науки і техніки, передових методів роботи новаторів виробництва.

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які необхідно розробити)____
Вступ

1 Аналіз існуючих схем та обладнання теплових уводів

2 Розрахунок параметрів системи опалення житлової споруди

3 Обґрунтування конструкції та параметрів розробленого електромеханічного водоструминний змішувача

4 Охорона праці та довкілля

5 техніко-економічний розрахунок

Висновки

Список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Графічний матеріал подається у вигляді презентації

6. Консультанти з розділів:

Розділ, № _	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
4	Городецький І.М., доцент кафедри інженерної механіки	25.02.25р.	25.02.25р.

7. Дата видачі завдання

25 лютого 2025 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Написання першого розділу	25.02.25-16.03.25	
2	Виконання другого розділу	17.03.25-13.04.25	
3	Виконання третього розділу	14.04.25-11.05.25	
4	Виконання розділу «Охорона праці та довкілля»	12.05.25-18.05.25	
5	Розрахунок економічної ефективності розробок кваліфікаційної роботи	19.05.25-25.05.25	
6	Завершення оформлення графічної частини кваліфікаційної роботи	26.05.25-01.06.25	
7	Завершення кваліфікаційної роботи в цілому	02.06.25-13.06.25	

Студент

_____ (підпис)

Малиш Д. Д.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Шолудько Я. В.

УДК 697.1 (075.8)

Кваліфікаційна робота: XX ст. текстової частини, XX рис., XX табл., XX найменувань бібліографічних джерел.

Аналіз параметрів системи енергопостачання житлового будинку з обґрунтуванням параметрів електромеханічного водоструминного змішувача системи опалення. Малиш Денис Дмитрович. – Кваліфікаційна робота. Кафедра енергетики. – Львів-Дубляни, Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С.З.Гжицького, 2025.

Проведено розрахунок тепловтрат житловою будівлею на основі яких розроблено систему опалення з визначенням кількості нагрівальних елементів для кожного з приміщень та систему вентиляції. Для кількісного регулювання параметрів теплоносія в роботі передбачено, монтаж індивідуального теплового пункту, який забезпечує тонке регулювання температури теплоносія, в залежності від вимог споживача і повну незалежність від температурного режиму теплоносія мережі в регулюванні параметрів теплоносія в системі опалення. Проаналізовано існуючі системи регулювання параметрів теплоносія, розроблено схему та визначено параметри електромеханічного водоструминного змішувача для регулювання температури теплоносія в теплопроводах системи опалення. Детально обговорено питання охорони навколишнього середовища та охорони праці, внесено пропозиції щодо вдосконалення. Техніко-економічні розрахунки підтвердили доцільність запропонованої системи опалення.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СХЕМ ТА ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВИХ УВОДІВ	7
1.1 Огляд існуючих схем та обладнання теплових пунктів	7
1.2 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	11
2 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВОЇ СПОРУДИ	12
2.1 Визначення термічного опору зовнішньої огороджуючої конструкції	12
2.2 Схема запропонованої системи опалення та розрахунок технологічних параметрів її роботи	28
3 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ПАРАМЕТРІВ РОЗРОБЛЕНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ВОДОСТРУМИННИЙ ЗМІШУВАЧА	35
3.1 Опис розроблених систем теплопостачання житлової споруди та розробленого місцевого теплового уводу	35
3.2 Опис конструкції розробленого електромеханічного водоструминного змішувача та принцип його роботи	37
3.3 Обґрунтування системи регулювання параметрів електроприводу розробленого електромеханічного водоструминного змішувача	39

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ	48
4.1 Структурно-функціональний аналіз системи теплопостачання	48
4.2 Правила охорони праці при обслуговуванні котлів, тепломережі і системи опалення	49
4.3 Розробка заходів безпеки у надзвичайних ситуаціях	50
4.4 Шляхи покращення екологічного стану	51
 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК	 52
 ВИСНОВКИ	 55
 СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	 56

ВСТУП

Проектування інженерних систем будинку є наслідком спільної творчої діяльності архітекторів, технологів, теплотехніків і а електроенергетиків. У цьому колективі спеціалісти з теплогазопостачання і вентиляції займають значне місце, оскільки вони створюють і забезпечують комфортні умови для людей і задані умови для технологічних процесів.

Основним завданням систем енергопостачання і забезпечення мікроклімату є створення найсприятливіших умов для життя і праці людей, потрібних умов для забезпечення довговічності будинків та споруд, їх будівельних конструкцій та кращого збереження внутрішньою облицювання приміщень.

Системи забезпечення мікроклімату, а в окремих випадках і системи теплопостачання, мають суттєвий, а інколи і вирішальний вплив на об'ємно-планувальні рішення будинків та інтер'єр їх приміщень, витрату теплоенергетичних ресурсів.

Нині третина споживаної в будинках енергії припадає на системи їх опалення. Річна витрата на ці потреби в житлових будинках при перерахунку на рідке паливо становить приблизно 30...40 літрів нафти на 1м² площі житла. Тоді як застосування сучасних технологій і матеріалів уможливило зменшення кількості споживаної для цієї мети енергії до 4...5 літрів нафти на 1м² площі житла.

Отже, системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату займають значне місце в інженерному оснащенні будинків та споруд і вимагають належної уваги не тільки на стадії проектування і будівництва, але й експлуатації.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СХЕМ ТА ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВИХ УВОДІВ

1.1 Огляд існуючих схем та обладнання теплових пунктів

Пристрої для регулювання температури теплоносія в опалювальних трубах системи опалення є основними складовими опалювальної системи. Пункти теплового вводу – це вузли приєднання споживачів тепла до теплової мережі. Їх також називають блоками підготовки тепла або точками введення користувача.

Пункти тепловведення поділяються на індивідуальні пункти тепловведення (ІТП), призначені для кожної будівлі, і пункти групового тепловведення (ГТП), призначені для групи будівель і споруд. Групові пункти тепловведення використовуються в основному на промислових підприємствах і великих житлових комплексах.

Сільські будинки, тваринницькі ферми, тепличні споруди, тощо переважно обігріваються за допомогою автономних точок (ІТП).

Системи опалення будівель і споруд підключаються до теплової мережі за незалежною або залежною схемою [5, 12, 14, 16]. Система опалення підключається до теплової мережі за незалежною схемою (рисунок 3.1), коли температура води в системі не обмежена (пральня, санвузол, підприємства громадського харчування, виробничі приміщення тощо), [9, 14].

Якщо розрахункова температура води системи опалення нижча за розрахункову температуру теплоносія в тепломережі, то гаряча точка змішує теплоносії (гарячу та холодну воду) за допомогою змішувального пристрою (елеватора, водяного насоса тощо) (рисунок 3.2), [14].

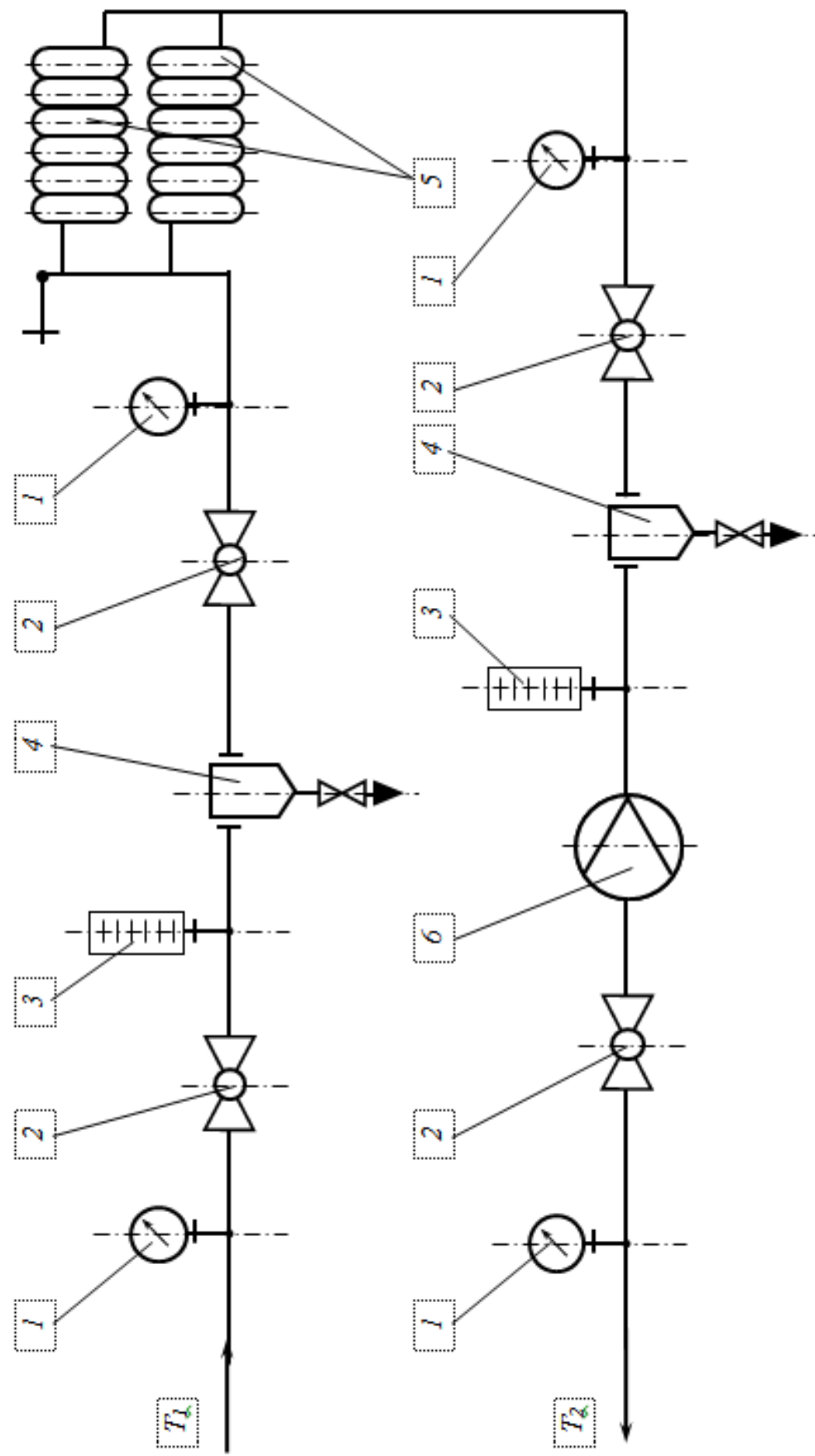


Рисунок 1.1 – Схема безпосереднього приєднання водяної системи опалення до теплової мережі [14]:

1 – манометр; 2 – засувка; 3 – термометр; 4 – грязьовик; 5 – опалювальні прилади; 6 – водомір.

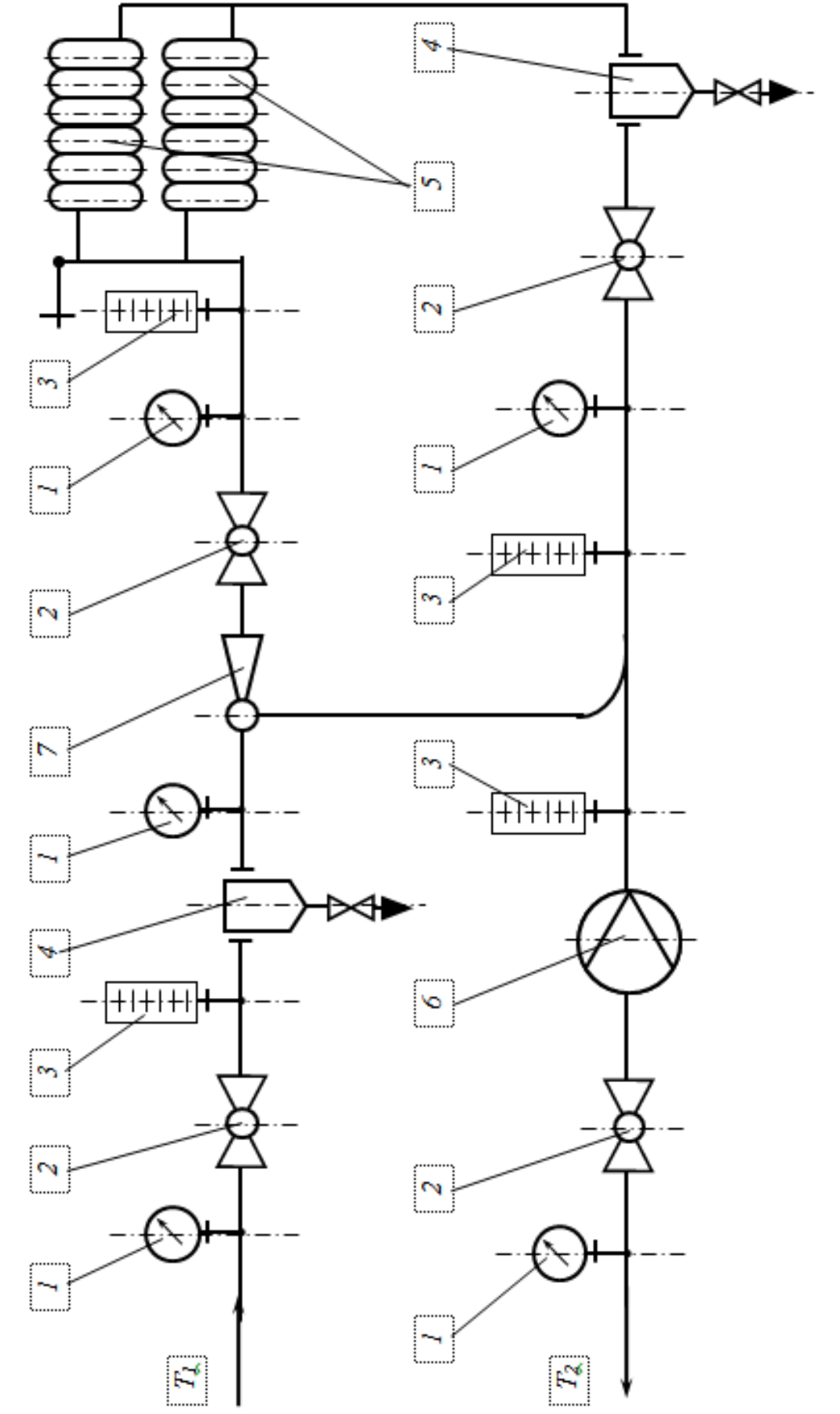


Рисунок 1.2 – Схема приєднання водяної системи опалення до теплової мережі через елеватор [14]:

1 – манометр; 2 – засувка; 3 – - засувка; 4 – грязьовик; 5 – опалювальні прилади; 6 – водомір; 7 – елеватор.

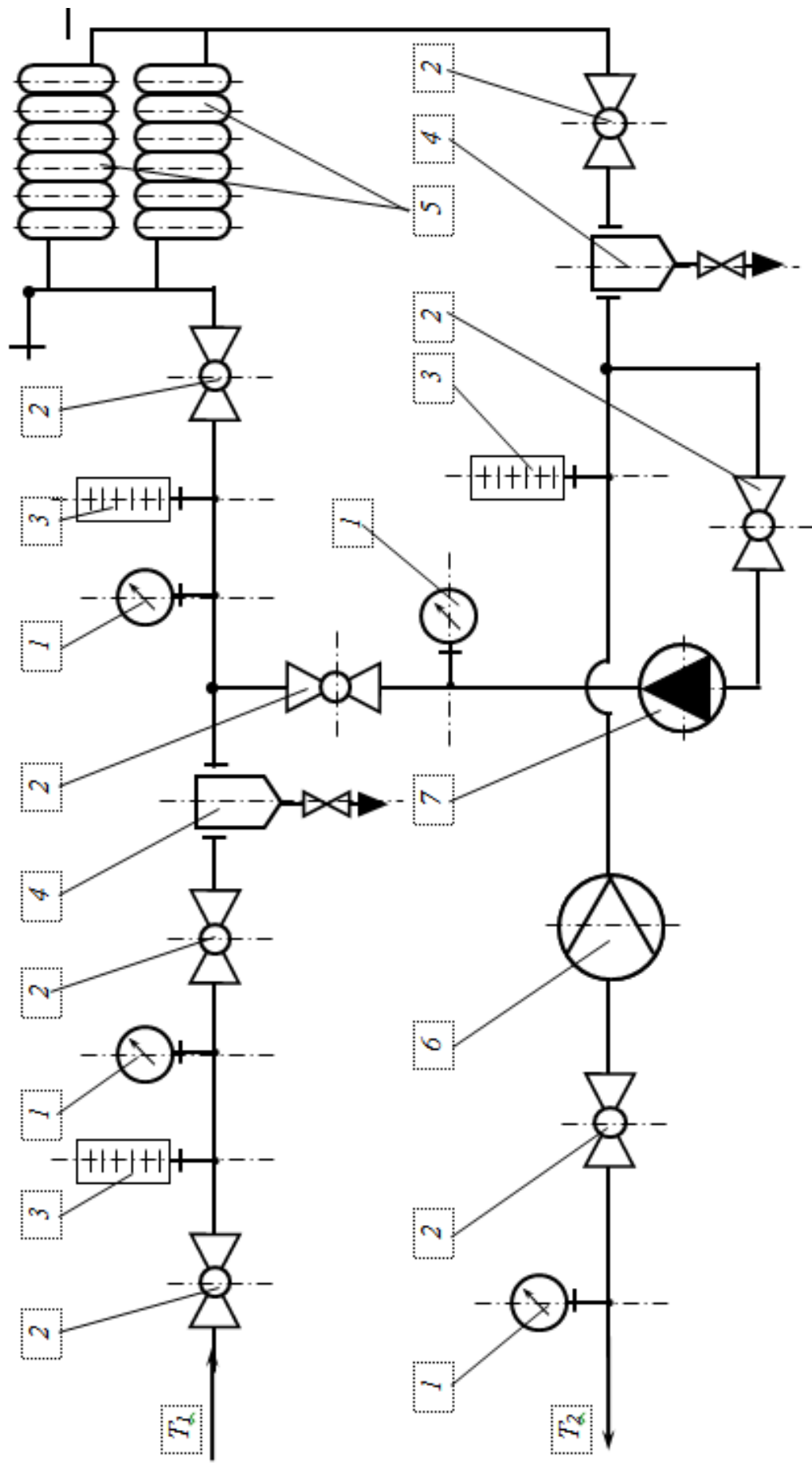


Рисунок 1.3 – Схема приєднання водяної системи опалення до теплової мережі через змішувальну відцентрову водяну помпу [14]: 1 – манометр; 2 – засувка; 3 – - термометр; 4 – грязьовик; 5 – опалювальні прилади; 6 – водомір; 7 – водяна по мпа.

На гарячій точці встановлено наступне обладнання: водоструминний змішувач, відцентровий водяний насос, водонагрівач, підігрівач для системи гарячого водопостачання та опалення (з окремою схемою підключення системи опалення до тепломережі), грязьовий збірник, фільтр, запірна арматура та пристрій контролю та автоматичного регулювання тепловіддачі.

При великому перепаді тиску в місцевій системі опалення елеватор не може забезпечити необхідне співвідношення гарячого і холодного теплоносія в суміші, в цьому випадку використовується відцентровий водяний насос (рисунок 3.3).

1.2 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

Аналіз типових систем теплопостачання показав неефективність обслуговування споживачів тепла з різною схемою теплоспоживання.

Температурні профілі споживачів тепла сильно відрізнялися, наприклад, температура внутрішнього повітря в приміщеннях, де перебували люди, відповідно до санітарно-гігієнічних вимог повинна становити $t_e = 18 \pm 2^\circ\text{C}$, а у виробничих цехах – $t_e = 10^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}$. Неефективність роботи такої системи опалення буде очевидною, оскільки для будівель і споруд необхідно було використовувати однакову температуру теплоносія, що призводить до значної перевитрати теплоти.

У зв'язку з цим у кваліфікаційній роботі на прикладі окремого житлового будинку ми спробували продемонструвати доцільність використання локальних теплових уводів з відповідним налаштуванням параметрів теплоносія для кожного споживача тепла. Крім того, тепловтрати тепломережі великі, а її робота часто незадовільна, тому вважаємо, що при проектуванні та будівництві теплової мережі необхідно використовувати сучасні технології, матеріали та обладнання.

2 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВОЇ СПОРУДИ

2.1 Визначення термічного опору зовнішньої огорожувальної конструкції

Значення теплового опору зовнішньої огорожувальної конструкції має бути більше або дорівнювати необхідному опору теплопередачі R_0^H , яке визначається за формулою [1-3,5]:

$$R_0^H = \frac{n \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}})}{\Delta t^H \cdot \alpha_{\text{в}}}, \quad (2.1)$$

де n – безрозмірний поправочний коефіцієнт для розрахунку різниці температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{з}})$;

$t_{\text{в}}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, °C;

$t_{\text{з}}$ – розрахункова зимова температура зовнішнього повітря, °C;

Δt^H – нормативна різниця температур між внутрішньою температурою повітря та температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції приміщення, °C;

$\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт теплопередачі на внутрішній площині огорожувальної конструкції, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°K})$.

Значення $t_{\text{з}}$ враховує теплову інерцію D конструкції оболонки.

Теплова інерція конструкції визначається за формулою [1,3,9]:

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \dots + R_n S_n \quad (2.2)$$

де $R_1, R_2, \dots, R_n$ – термічний опір кожного шару в одиницях $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$;

$S_1, S_2, \dots, S_n$ – розрахункові коефіцієнти теплопоглинання кожного шару матеріалу в одиницях $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°K})$;

n – кількість шарів структури огорожі.

Термічний опір кожного шару визначається за формулою:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (2.3)$$

де λ_i – теплопровідність i -го шару матеріалу конструкції оболонки, в одиницях $Вт/(м \cdot ^\circ K)$;

δ_i – товщина i -го шару оболонки, $м$.

Підставляючи значення теплового опору, визначене формулою (2.3), можна отримати:

$$D = \frac{\delta_1}{\lambda_1} S_1 + \frac{\delta_2}{\lambda_2} S_2 + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} S_n \quad (2.4)$$

Спочатку визначаємо термічний опір зовнішньої стіни.

Принципова схема конструкції зовнішньої огорожувальної стіни показана на рисунку 2.1.

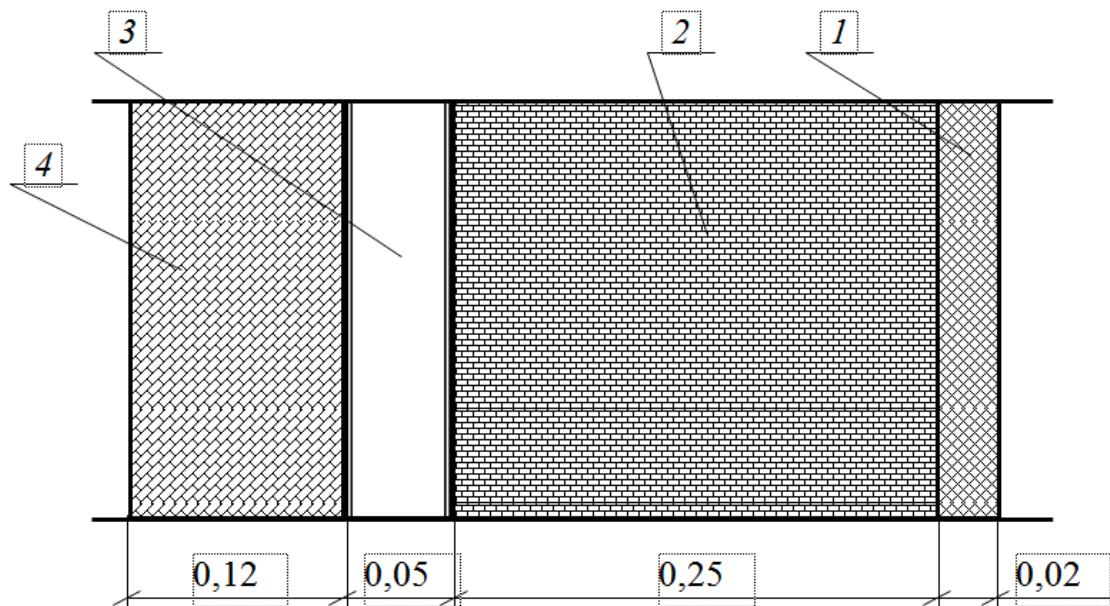


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема зовнішньої стіни: 1 – вапняно-піщаний розчин; 2 – цегла глиняна звичайна; 3 – повітряний прошарок; 4 – цегла силікатна

Термічний опір зовнішньої стіни житлового будинку буде визначатися за теплотехнічними параметрами, представленими в таблиці 2.1.

Термічний опір зовнішньої стіни житлового будинку буде визначатися за теплотехнічними параметрами, представленими в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Теплотехнічна характеристика зовнішніх стін житлової споруди

№ шару	Матеріал шару огорожувальної конструкції	Об'ємна маса (густина) γ , кг/м^3	Товщина шару, δ , м	Розрахункові коефіцієнти		Термічний опір шару $R_s(\text{м}^2\text{K/Вт})$
				Теплопровідності, λ , $\text{Вт/(\text{м}\cdot^\circ\text{K})}$	Теплозасвоєння, S , $\text{Вт/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{K})}$	
1. Зовнішня стіна						
1	цегла силікатна	1800	0,12	0,89	10,90	0,135
2	повітряний прошарок	1,2	0,05		0	0,340
3	цегла глиняна звичайна	1800	0,25	0,83	10,12	0,301
4	вапняно-піщаний розчин	1600	0,02	0,81	9,76	0,025
2. Горищне перекриття						
1	цементно-піщана стяжка	1800	0,03	0,93	11,09	0,032
2	гравій	400	0,14	0,14	2,03	1
3	руберойд	600	0,003	0,17	3,53	0,018
4	залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	16,95	0,109

Використовуючи формулу (2.4) і дані таблиці 2.1, можна визначити теплову інерцію зовнішньої стіни.

$$D = \frac{0,12}{0,89} \cdot 10,90 + \frac{0,25}{0,83} \cdot 10,12 + \\ + \frac{0,02}{0,81} 9,76 = 4,759$$

За формулою (2.1) можна визначити необхідне значення термічного опору та попередньо визначити значення його складових, (взявши методику [3,15] для умов, зазначених вище):

$$n = 1; \quad t_g = 18^\circ C \quad t_3 = -22^\circ C \\ \Delta t^H = 6^\circ C \quad \alpha_g = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Тобто:

$$R_0^H = \frac{1 \cdot (18 - (-22))}{6 \cdot 8,7} = 0,766 \text{ (м}^2\text{°K)}/\text{Вт}.$$

Опір передачі теплової енергії огорожувальної конструкції визначається за формулою [15]:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + \sum R + \sum R_{n.n.} + \frac{1}{\alpha_3} \quad (2.5)$$

де, α_3 – зимовий коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°K})$;

α_g – коефіцієнт теплопередачі внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°K})$;

$\sum R$ – сума значень термічного опору кожного шару огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$:

$$\sum R = R_1 + R_2 + \dots + R_n, \quad (2.6)$$

де $R_1, R_2, \dots, R_n$ – значення термічного опору кожного шару відповідної конструкції огороження, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$;

$\sum R_{n.n.}$ – сума значень термічного опору повітряного шару, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$;

$$\sum R_{n.n.} = R_{n.n.1} + R_{n.n.2} + \dots + R_{n.n.n}, \quad (2.7)$$

де $R_{n.n.1}, R_{n.n.2}, \dots, R_{n.n.n}$ – тепловий опір відповідного повітряного прошарку закритої конструкції, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$;

Для полегшення теплорозрахунку структури огорожі та подальшого використання даних заповнюємо таблицю 2.2.

За формулою (2.5) в поєднанні з даними [15] і схемою до розрахунку (рисунок 2.1) визначаємо тепловий опір зовнішньої стіни.

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_{n.n.} + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_3} \quad (2.8)$$

Тут,

$$R_{n.n.} = 0,34(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт} [15];$$

$$\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}) [15].$$

$$\alpha_6 = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}) [15];$$

тому

$$R_0 = \frac{1}{8,7} + 0,135 + 0,340 + 0,301 + 0,025 + \frac{1}{23} = 0,959(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}.$$

Видно, що тепловий опір зовнішньої стіни більше необхідного теплового опору, тобто виконуються наступні умови:

$$0,959 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°K}}{\text{Вт}} = R_0 > R_0^H = 0,766 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°K}}{\text{Вт}}$$

Визначаємо термічний опір горищного перекриття.

Схема перекриття мансардного поверху показана на рисунку 2.2.

Теплова інерція горищної плити буде визначена за рівнянням (2.4) і даними таблиці 2.1.

$$D = \frac{0,03}{0,93} \cdot 11,09 + \frac{0,14}{0,14} \cdot 2,03 + \frac{0,003}{0,17} \cdot 3,53 + \frac{0,22}{2,04} \cdot 16,95 = 4,28$$

Потрібний опір передачі теплової енергії:

$$R_0^H = \frac{1 \cdot (18 - (-22))}{4 \cdot 8,7} = 1,15(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}.$$

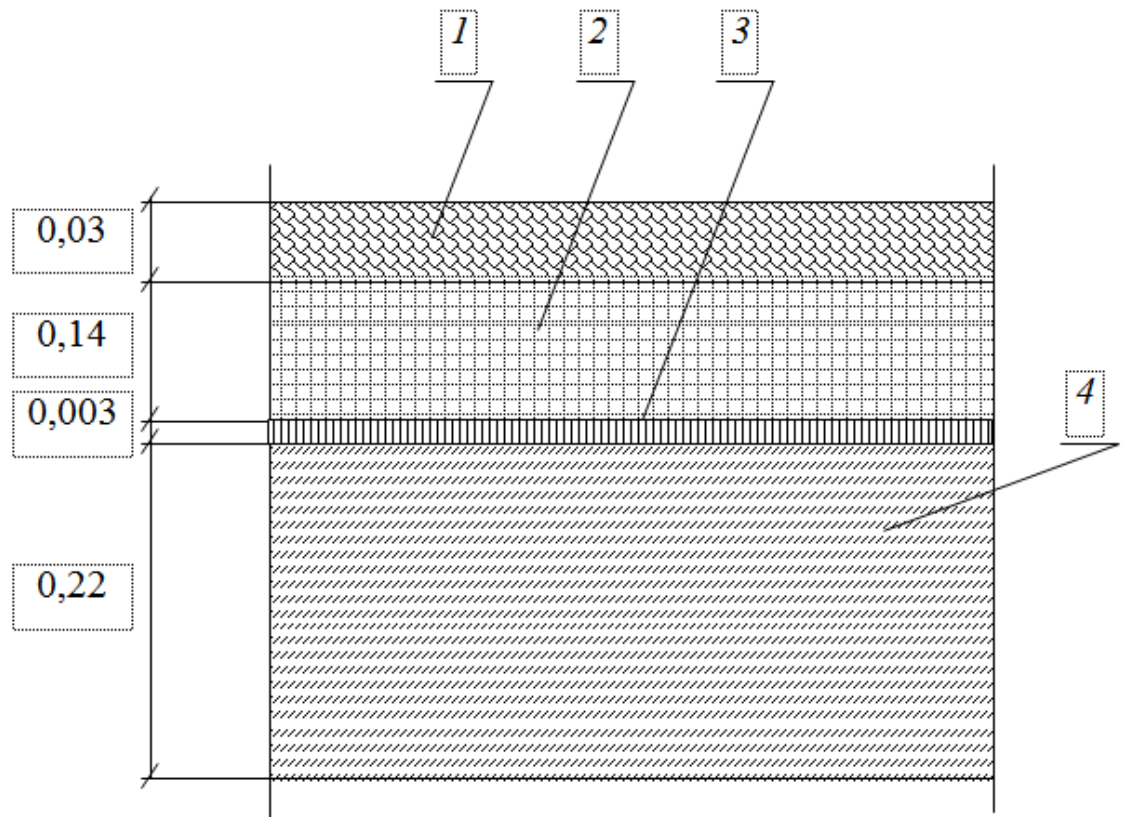


Рисунок 2.2 – Схема переkritтя горища: 1 – цементно-піщана стяжка 2 – гравій шунгізовий; 3 – руберойд; 4 – залізобетонна плита

Опір передачі теплової енергії горищної плити буде визначатися з наступного рівняння:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_3} \quad (2.9)$$

тут,

$$\alpha_3 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}) [9,15].$$

$$\alpha_6 = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}) [9,15];$$

Звідси,

$$R_0 = \frac{1}{8,7} + 0,032 + 1 + 0,018 + 0,109 + \frac{1}{12} = 1,35 (\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}.$$

Отже, значення термічний опір конструкції переkritтя горища є більшим необхідного теплового опору, тобто виконуються такі умови:

$$1,35 \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{Bm} = R_0 \rangle R_0^H = 1,15 \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{Bm}.$$

При стабільному тепловому режимі тепловтрати кожного приміщення через огорожувальні конструкції визначаються за формулами [1,2,9,15]:

$$Q = Q_0 + Q_\partial = Q_0(1 + \sum \eta), \quad (2.10)$$

Де Q_0 – основні втрати тепла, Вт;

Q_∂ – додаткові втрати тепла, Вт

$\sum \eta$ – сума часток додаткових тепловтрат до основних тепловтрат, %.

Основні втрати тепла визначають за виразом [1, 9, 15]:

$$Q_0 = kF(t_e - t_z)n \quad (2.11)$$

де $k = \frac{1}{R_0}$ – коефіцієнт теплопередачі корпусу, $Bm/(m^2 \cdot ^\circ K)$;

F – площа поверхні огородження (вікна, стелі, стіни, дверей та ін.), через які відбуваються втрати тепла, m^2 ;

$$F = a \cdot b. \quad (2.12)$$

де a і b – геометричні розміри огородження, m .

Додаткові втрати тепла визначають із виразу [15]:

$$Q_\partial = Q_0 \cdot \sum \eta, \quad (2.13)$$

де $\sum \eta = \eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_n$ – сума часток додаткових тепловтрат до основних тепловтрат, %.

Для полегшення розрахунку втрат тепла в таблиці 2.2 зведені вихідні та фактичні розрахункові дані.

Оскільки визначення площі стіни не враховує наявності дверей і вікон, то наступні значення:

$$k_{табл.} = k_{вік.} - k_{стін.} = \frac{1}{R_{0вік.}} - k_{стін.} \quad (2.14)$$

де $k_{вік.}$ і $R_{0вік.}$ – коефіцієнт теплопередачі та опір теплопередачі вікна (береться з [15]).

Розраховуємо тепловтрати підземної частини зовнішньої стіни будинку (див. рис. 2.3-2.8) та підлоги опалювального шару підвалу за методикою, зазначеною в [15].

Формула для розрахунку тепловтрат підлоги ($Q_{пл}$) дорівнює [1,9]:

$$Q_{пл} = \left(\frac{F_I}{R_{н.п.}^I} + \frac{F_{II}}{R_{н.п.}^{II}} + \frac{F_{III}}{R_{н.п.}^{III}} + \frac{F_{IV}}{R_{н.п.}^{IV}} \right) (t_6 - t_3), \quad (2.15)$$

де $(t_6 - t_3)$ – розрахункова різниця температур в $^{\circ}C$;

$F_I, F_{II}, F_{III}, F_{IV}$ – площі зон I, II, III, IV у m^2 ;

$R_{н.п.}^I, R_{н.п.}^{II}, R_{н.п.}^{III}, R_{н.п.}^{IV}$ – тепловий опір кожної зони підлоги в $(m^2 \cdot ^{\circ}K)/Bm$.

Використовуючи формулу (2.15), можна визначити:

– Втрати тепла підлоги пральні:

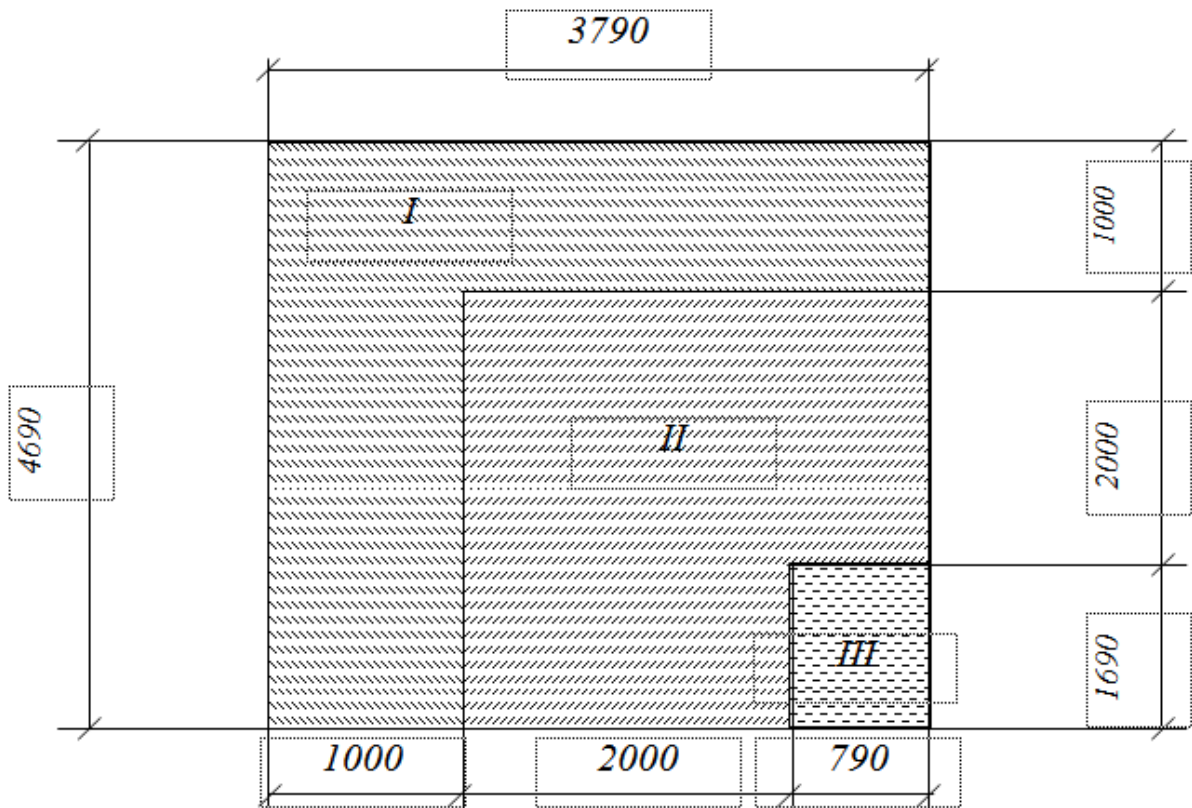


Рисунок 2.3 – Схема розбивки підлоги пральні

$$F_I = 3,79 \cdot 2 + 4,69 \cdot 2 = 16,96 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = 2,79 \cdot 2 + 1,69 \cdot 2 = 8,96 \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 1,69 \cdot 0,79 = 1,34 \text{ м}^2;$$

$$Q_{nl}^{np.} = \left(\frac{16,96}{2,15} + \frac{8,96}{4,30} + \frac{1,34}{8,60} \right) \cdot 40 = 405,1 \text{ Вт}.$$

Підземна частина зовнішньої стіни 1 м.

– втрати тепла підлогою санвузла:

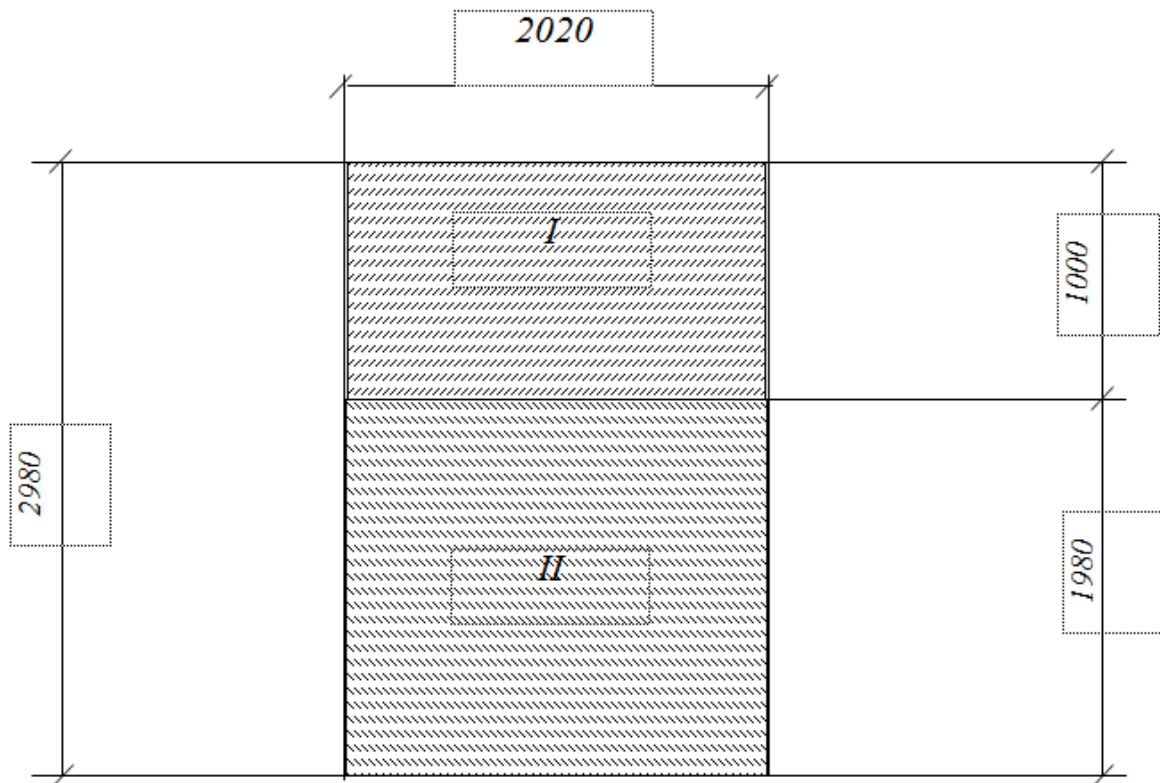


Рисунок 2.4 – Схема розбивки підлоги санітарного вузла

$$F_I = 2 \cdot 2,02 = 4,04 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = 2 \cdot 1,98 = 3,96 \text{ м}^2;$$

$$Q_{nl}^{np.} = \left(\frac{4,04}{2,15} + \frac{3,96}{4,30} \right) \cdot 47 = 131,6 \text{ Вт}.$$

– втрати тепла для підлоги майстерні:

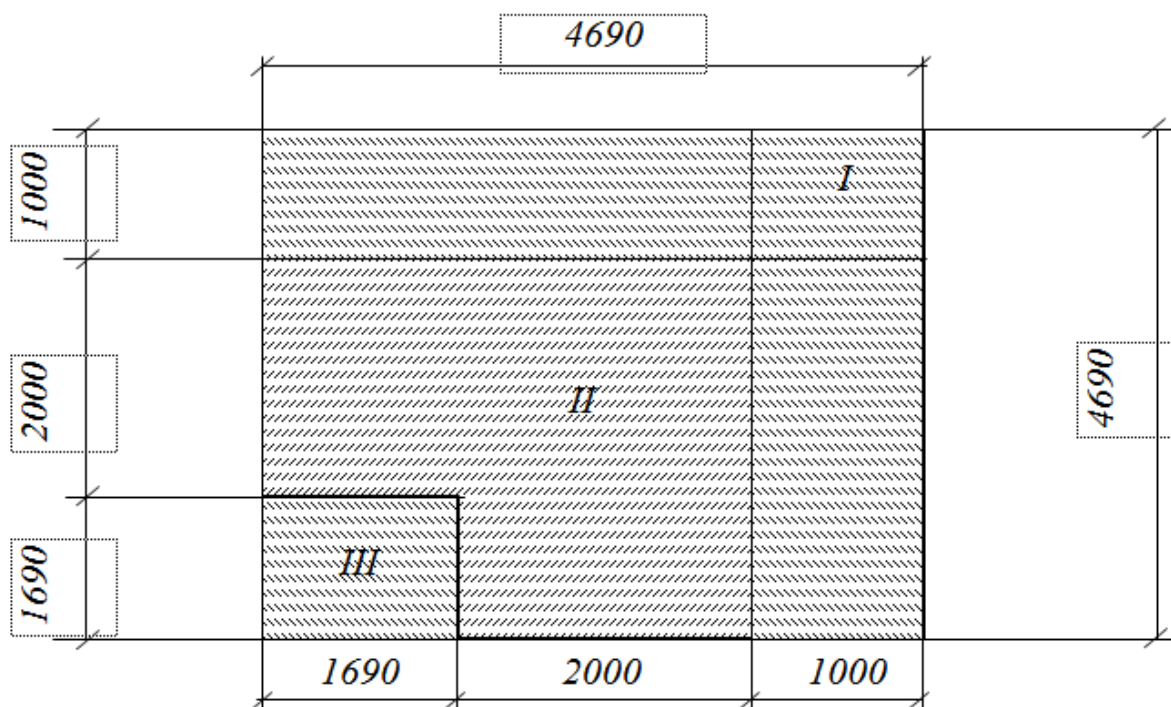


Рисунок 2.5 – Схема розбивки підлоги майстерні

$$F_I = 4,69 \cdot 2 + 4,69 \cdot 2 = 18,76 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = 3,69 \cdot 2 + 1,69 \cdot 2 = 10,76 \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 1,69 \cdot 1,69 = 2,86 \text{ м}^2;$$

$$Q_{nl}^{np.} = \left(\frac{18,76}{2,15} + \frac{10,76}{4,30} + \frac{2,86}{8,60} \right) \cdot 40 = 462,4 \text{ Вт}.$$

– втрати тепла для підлоги гаража:

$$- F_I = 4,69 \cdot 2 + 6,0 \cdot 2 = 21,5 \text{ м}^2;$$

$$- F_{II} = 3,69 \cdot 2 + 3,06 \cdot 2 = 13,5 \text{ м}^2;$$

$$- F_{III} = 3,06 \cdot 1,69 = 5,17 \text{ м}^2;$$

$$- Q_{nl}^{np.} = \left(\frac{21,5}{2,15} + \frac{13,5}{4,30} + \frac{5,17}{8,60} \right) \cdot 36 = 494,7 \text{ Вт}.$$

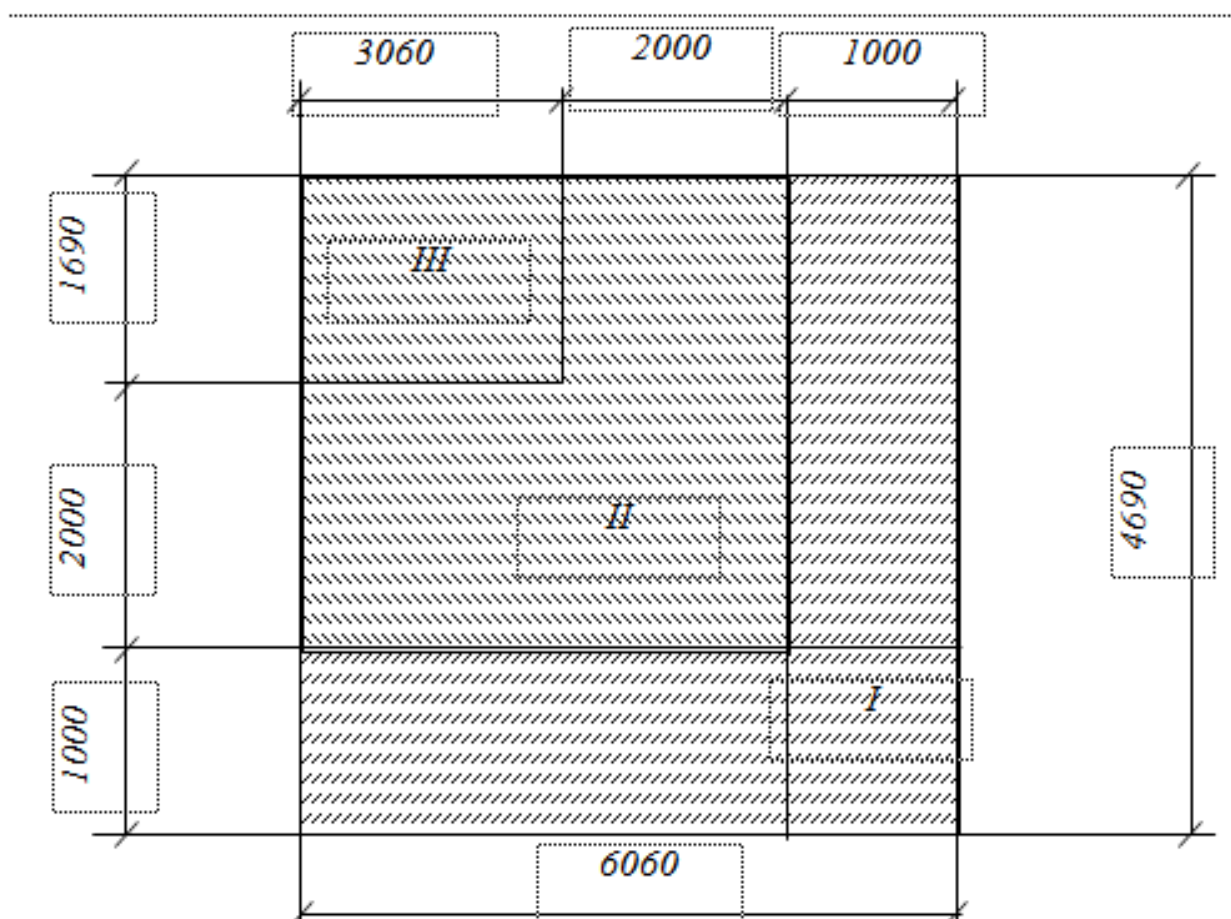


Рисунок 2.6 – Схема розбивки підлоги гаража

– втрати тепла для підлоги кладової:

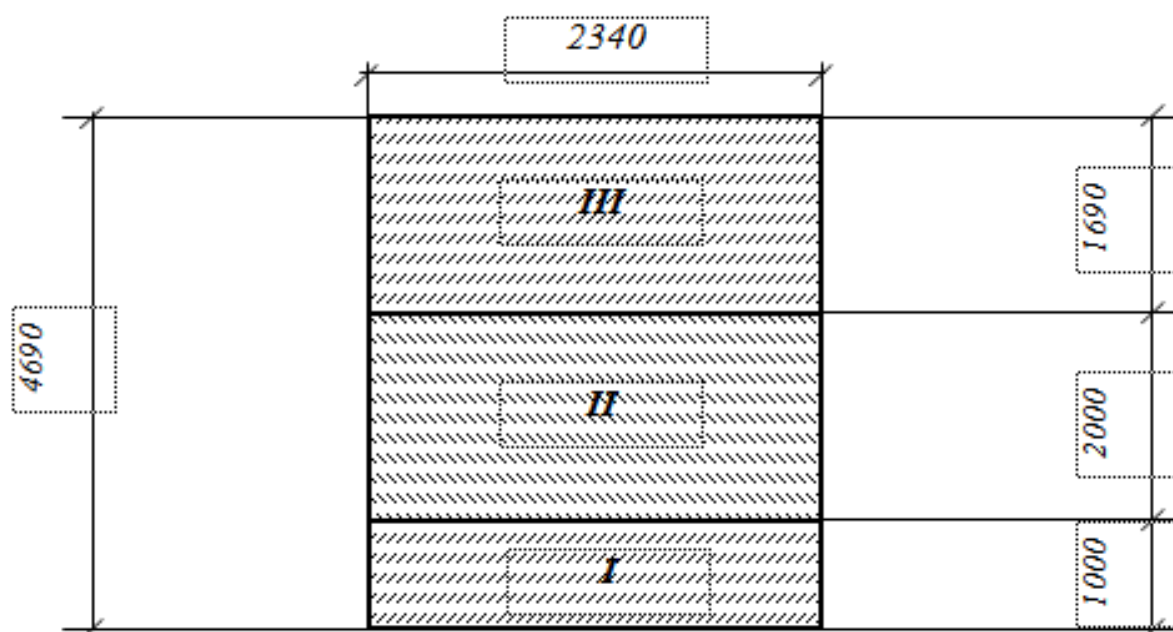


Рисунок 2.7 – Схема розбивки підлоги кладової

$$F_I = 2,34 \cdot 2 = 4,68 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = 2,34 \cdot 2 = 4,68 \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 1,69 \cdot 2,4 = 3,95 \text{ м}^2;$$

$$Q_{nl}^{np.} = \left(\frac{4,68}{2,15} + \frac{4,68}{4,30} + \frac{3,95}{8,60} \right) \cdot 36 = 134,1 \text{ Вт}.$$

– втрати тепла для підлоги коридору:

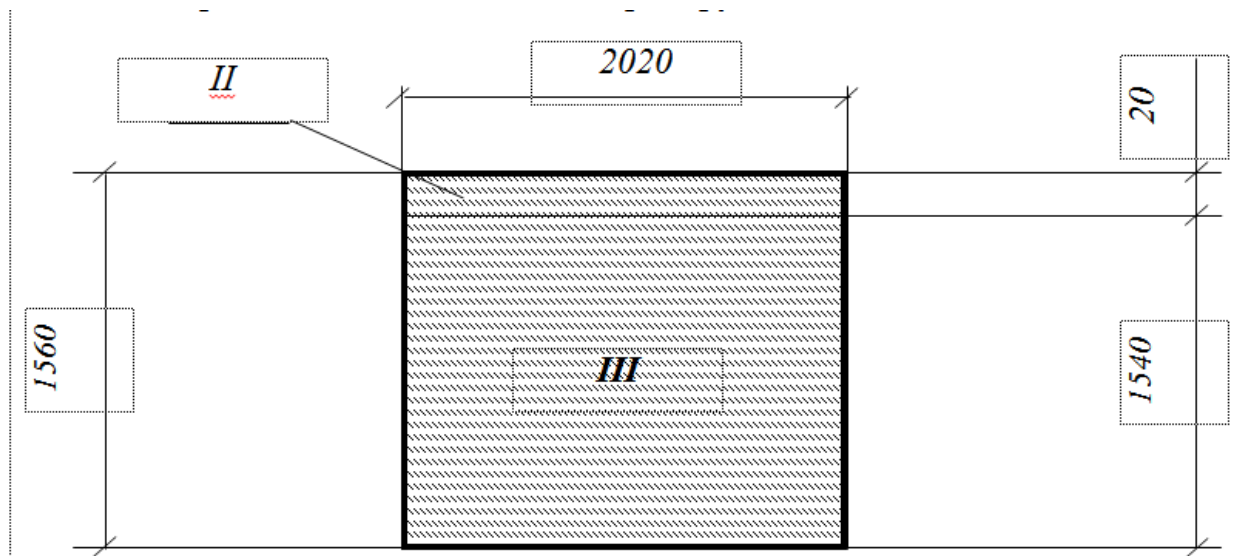


Рисунок 2.8 – Схема розбивки підлоги коридору

$$F_{II} = 0,02 \cdot 1,56 = 0,03 \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 2,02 \cdot 1,54 = 3,11 \text{ м}^2;$$

$$Q_{nl}^{np.} = \left(\frac{0,03}{4,30} + \frac{3,11}{8,60} \right) \cdot 38 = 14,0 \text{ Вт}.$$

Розрахункові дані заповнимо в таблиці 2.3 з урахуванням тепловтрат домогосподарства 21 Вт на квадратний метр площі та кухні [15]:

$$Q_{ноб.} = 21 F_n, \quad (2.16)$$

де F_n – площа відповідного приміщення в квадратних метрах.

Таблиця 2.2 – Розрахунок тепловтраг житлової будівлі

№ приміщення	Температура приміщення $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Поверхня огородження						$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	Основні тепловтрати $Q_{ог}, \text{Вт}$	Доповнення в частках на:			$I + \Sigma \eta$	Загальні втрати тепла $Q_{заг}, \text{Вт}$
		Назва огородження	Орієнтація до сторони світу	Розміри, (а×б) м	Площа, $F, \text{м}^2$	$\Delta, ^\circ\text{C}$	Нормативний коефіцієнт, n			Оптимізація	Інфільтрація	Інш		
01	18	3С1	Пд.	2,1×2,5	6,3	40	0,6	9	10	11	12	13	14	15
		ДО2	Пд.	0,91×2,1	1,9		0,6	1,03	155,7	—	0,20	—	1,20	186,8
		3С2	Зх.	5,09×1,5	7,6		1	1,35	61,6	—	—	0,05	1,05	64,7
		ДО1	Зх.	0,91×2,1	1,9		1	1,03	313,1	0,05	0,20	—	1,25	391,4
		3С3	Пн.	4,19×1,5	6,3		1	1,35	102,6	0,05	0,20	0,55	1,90	194,4
		ВД1	Пн.	0,78×0,6	0,5		1	1,03	259,6	0,10	0,20	—	1,30	337,5
02	25	ПД	—	3,79×4,69	17,8	47	—	—	405,1	—	—	—	1,00	405,1
		3С3	Пн.	2,02×1,5	3,0		1	1,35	145,2	0,10	0,20	—	1,20	174,2
		ПД	—	2,02×2,98	6,0		—	—	131,6	—	—	—	1,00	131,6
		3С3	Пн.	5,09×1,5	7,6		1	1,03	313,1	0,10	0,20	—	1,30	407,0
03	18	ВД1	Пн.	0,78×0,6	0,5	40	1	1,35	27,0	0,10	0,20	—	1,30	35,1
		3С4	Сх.	5,09×1,5	7,6		1	1,03	313,1	0,10	0,20	—	1,30	407,0
		ВД1	Сх.	0,18×0,6	0,5		1	1,35	27,0	0,10	0,20	—	1,30	35,1
		ПД	—	4,69×4,69	22,0		—	—	462,4	—	—	—	1,00	462,4

Продовження таблиці 2.2

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
05	14	3С7	Пд.	2,74×1,5	4,1	36	1	1,03	152,0	—	0,20	—	1,20	182,4
		ВД1	Пд.	0,78×0,6	0,5		1	1,35	24,3	—	0,20	—	1,20	29,2
		3С8	Зх.	5,24×2,5	13,1		0,9	1,03	437,2	—	0,20	—	1,20	524,6
		ПД	—	2,34×4,69	11,0		—	—	134,1	—	—	—	1,00	134,1
06	16	ПД	—	2,02×1,56	3,2	38	—	—	14,0	—	—	—	1,00	14,0
11	17	3С1	Пд.	2,1×3,0	6,3	39	1	1,03	253,1	—	0,20	—	1,20	303,7
		ДД1	Пд.	0,72×2,1	1,5		1	1,35	79,0	—	0,20	0,65	1,85	146,2
		3С2	Зх.	5,34×3,0	16,0		1	1,03	642,7	0,05	0,20	—	1,25	803,4
		ВД3	Зх.	1,95×1,445	2,8		1	1,35	147,4	0,05	0,20	—	1,25	184,3
12	25	3С3	Пн.	4,23×3,0	12,7	47	1	1,03	510,2	0,10	0,20	—	1,30	663,3
		3С3	Пн.	2,02×3,0	6,1		1	1,03	295,3	0,10	0,20	—	1,30	383,9
		ВД1	Пн.	0,78×0,6	0,5		1	1,35	31,7	0,10	0,20	—	1,30	41,2
		3С3	Пн.	5,13×6,1	31,3		1	1,03	1290,0	0,10	0,20	0,02	1,32	1702,8
13	18	ВД2	Пн.	1,38×4,845	6,7	40	1	1,35	361,8	0,10	0,20	0,02	1,32	477,6
		3С4	Сх.	5,09×6,1	31,0		1	1,03	1277,2	0,10	0,20	0,02	1,32	1685,9
		ВД3	Сх.	1,95×4,845	9,4		1	1,35	507,6	0,10	0,20	0,02	1,32	670,0
		СТ	—	4,69×4,65	21,8		1	0,74	645,3	—	0,20	—	1,20	774,4
14	16	3С4	Сх.	3,2×3,0	9,6	38	1	1,03	375,7	0,10	0,20	—	1,30	488,4
		ВД2	Сх.	1,38×1,445	2,0		1	1,35	102,6	0,10	0,20	—	1,30	133,4
		3С5	Пд.	2,49×3,0	7,5		1	1,03	293,6	—	0,20	—	1,20	352,3
		ВД3	Пд.	1,4×2,1	2,9		1	1,27	140,0	—	0,20	1,30	2,50	350,0
15	20	3С6	Сх.	2,11×3,0	6,3	42	1	1,03	272,5	0,10	0,20	—	1,30	354,3
		3С7	Пд.	6,79×3,0	20,4		1	1,03	882,5	—	0,20	—	1,20	1059,0

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
21	20	ВД2	Пð.	1,38×1,445	2,0	42	1	1,35	113,4	—	0,20	—	1,20	135,1
		ВД2	Пð.	1,38×1,445	2,0		1	1,35	113,4	—	0,20	—	1,20	135,1
		ЗС8	Зх.	5,06×3,0	15,2		1	1,03	657,6	0,05	0,20	—	1,25	822,0
		ДД1	Зх.	0,72×2,1	1,5		1	1,35	85,1	0,05	0,20	0,65	1,90	161,7
		ЗС1	Пð.	2,1×3,1	6,5		1	1,03	281,2	—	0,20	—	1,20	337,4
22	25	ЗС2	Зх.	5,34×3,1	16,6	47	1	1,03	718,1	0,05	0,20	—	1,25	897,6
		ВД3	Зх.	1,95×1,445	2,8		1	1,35	158,8	0,05	0,20	—	1,25	198,5
		ЗС3	Пн.	4,23×3,1	13,1		1	1,03	566,7	0,10	0,20	—	1,30	736,7
		СТ	—	3,79×4,65	17,6		1	0,74	547,0	—	0,20	—	1,20	656,4
		ЗС3	Пн.	2,02×3,1	6,3		1	1,03	305,0	0,10	0,20	—	1,30	396,5
23	20	ВД1	Пн.	0,78×0,6	0,5	42	1	1,35	31,7	0,10	0,20	—	1,30	41,2
		СТ	—	2,02×2,98	6,0		1	0,74	208,7	—	0,20	—	1,20	250,4
		ЗС4	Сх.	5,09×3,1	15,8		1	1,03	683,5	0,10	0,20	—	1,30	888,6
		ВД2	Сх.	1,38×1,445	2,0		1	1,35	113,4	0,10	0,20	—	1,30	147,4
		ЗС7	Пð.	4,64×3,1	14,4		1	1,03	622,9	—	0,20	—	1,20	747,5
24	20	ВД3	Пð.	1,95×1,445	2,8	42	1	1,35	158,8	—	0,20	—	1,20	190,6
		СТ	—	1,20×4,65	19,5		1	0,74	606,1	—	0,20	—	1,20	727,3
		ЗС7	Пð.	4,64×3,1	14,4		1	1,03	622,9	—	0,20	—	1,20	747,5
		ЗС8	Зх.	4,9×3,1	15,2		1	1,03	657,6	0,05	0,20	—	1,25	822,0
		ВД2	Зх.	1,38×1,445	2,0		1	1,35	113,4	0,05	0,20	—	1,25	141,8
25	16	ДД1	Зх.	0,72×2,1	1,5	38	1	1,35	85,1	0,05	0,20	—	1,25	106,4
		СТ	—	4,2×4,65	19,5		1	0,74	606,1	—	0,20	—	1,20	727,3
		СТ	—	2,02×1,56	3,2		1	0,74	90,0	—	0,20	—	1,20	108,0

Таблиця 2.3 – Зведені тепловтрати приміщень житлової споруди

№ приміщення	$\underline{Q}_{\text{поб.}}, \text{Вт}$	$Q - \underline{Q}_{\text{поб.}}, \text{Вт}$			Всього $\Sigma Q = \underline{Q}_{\text{п.}} + \underline{Q}_1 + \underline{Q}_2, \text{Вт}$
		Підвалу, $\underline{Q}_{\text{п.}}, \text{Вт}$	Першого поверху, $\underline{Q}_1, \text{Вт}$	Другого поверху, $\underline{Q}_2, \text{Вт}$	
01		1615			1615
02		306			306
03		1347			1347
04		2575			2575
05		870			870
06		14			14
11	374		1353		1353
12			425		425
13			5311		5311
14			1324		1324
15	605		1459		1459
21	370			2087	2087
22				688	688
23	410			1882	1882
24	410			1726	1726
25				108	108
Σ	2169	6727	9872	6491	23090

2.2 Схема запропонованої системи опалення та розрахунок технологічних параметрів її роботи

Для двоповерхового житлового будинку прийmemo, що використовується двотрубна водопровідна система опалення з верхнім підведенням води, її параметри: $t_z = 95^\circ\text{C}$; $t_o = 70^\circ\text{C}$.

Розрахункові та довідкові дані наведені в таблиці 2.4.

Витрата води визначається тепловим навантаженням і різницею температур теплоносія в системі опалення за формулою [15]:

$$G = \frac{3.6Q}{C(t_z - t_o)} = \frac{3.6Q}{4,19(t_z - t_o)} = 0,86 \frac{Q}{t_z - t_o}, \quad (2.17)$$

де G – витрата води проектною площею, кг/год ;

C – масова питома теплоємність води ($C \approx 4,19 \text{ кДж/кг } ^\circ\text{K}$);

t_z – температура гарячої води (95°C);

t_o – температура охолоджуючої води (70°C);

Q – теплове навантаження будівлі, Вт .

Витрата змішаної води в елеваторі визначається різницею між витратою оборотної води в системі опалення та витратою з тепломережі з параметром ($110/70^\circ\text{C}$).

$$G = \frac{3.6}{4,19} \left(\frac{23090}{95 - 70} - \frac{23090}{110 - 70} \right) = 298 \text{ кг / год.}$$

Визначаємо розрахунковий циркуляційний тиск основного контуру за формулою [15]:

$$\Delta p_{p.ц.} = 80 \cdot \sum l + B(\Delta p_e + \Delta p_{e.тр.}) \quad (2.18)$$

де B – коефіцієнт врахування максимальної частки гравітаційного тиску
(для двотрубно́ї системи $B = 0,4 \dots 0,5$);

Таблиця 2.4 – Гідрравлічний розрахунок трубопроводів головного циркуляційного кільця

№ ділянки	Температура на виході з насосної станції $t_{\text{вх}}$	Витрата води через ділянку G , кг/год	Довжина ділянки, l м	Результати розрахунку						Зміни в розрахунку								$(Rl+Z)$, Па
				d , мм	v , м/с	R , Па	Rl , Па	$\Sigma \xi$	Z , Па	$(Rl+Z)$, Па	d , мм	G , кг/год	v , м/с	R , Па	Rl , Па	$\Sigma \xi$	Z , Па	$(Rl+Z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Розрахунок головного циркуляційного кільця через нагрівальний прилад А (перший поверх)																		
1	2575	89	1,0	15	0,132	27	27,0	1,0	8,7	35,7								
2	5867	202	3,6	20	0,155	24	86,4	2,5	28,2	114,6								
3	8922	308	5,0	20	0,235	52	260,0	2,5	68,8	328,8								
4	13977	482	4,0	25	0,240	45	180,0	12,5	355,5	535,5								
5	18212	628	0,5	25	0,305	70	35,0	1,0	45,5	80,5								
6	23090	796	0,5	32	0,220	26	13,0	1,0	23,5	36,5								
7	---	298	0,6	25	0,150	18	10,8	1,5	16,6	27,4								
8	23090	796	14,4	32	0,220	26	374,4	13,0	305,5	679,9								
9	18212	628	1,6	25	0,305	70	112,0	10,5	477,8	589,8								
10	13156	454	2,1	25	0,225	39	81,9	1,5	36,8	118,7								
11	8922	308	5,0	20	0,235	52	260,0	1,5	41,3	301,3								
12	5457	188	3,9	20	0,143	21	81,9	2,5	26,3	108,2	15	188	0,27	108	421,2	2,5	90,8	512
13	3575	123	3,0	15	0,185	50	150,0	1,0	16,0	166,0								
14	2575	89	2,1	15	0,132	27	56,7	4,0	34,8	91,5								
$\Sigma l=46,7 \text{ м}$				$\Sigma (Rl+Z)=3214,4 \text{ Па}$						$\Sigma (Rl+Z)=3618,2 \text{ Па}$								

$$\Delta = \frac{3811 - 3618,2}{2} \cdot 100 = 5,1\%$$

Σl – довжина кожної ділянки основного циркуляційного контуру, м,
($\Sigma l = 46,7$ м);

$$\Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_z),$$

де h – відстань від центра розрахункового приладу до центру підіймача гарячої точки, м ($h = 0,3$ м);

g – прискорення сили тяжіння, м/с² ($g = 9,81$ м/с²);

$\Delta p_{e.mp.}$ – додатковий тиск охолоджуючої води в трубі, згідно з діаграмою [2] ($\Delta p_{e.mp.} = 140$ Па при $l = 6,7$ м).

$(\rho_o - \rho_z)$ – різниця густини теплоносія при 95°C і 70°C (кг/м³);

Звідси маємо:

$$\Delta p_{p.ц.} = 80 \cdot 46,7 + 0,4(9,81 \cdot 0,3 \cdot 15,91 + 140) = 3811 \text{ Па}.$$

Використовуємо формулу [2] для визначення приблизної питомої втрати тиску на тертя R_{op} на метр довжини кільця:

$$R_{op} = \frac{0,9 \cdot k \cdot \Delta p_{p.ц.}}{\Sigma l}, \quad (2.19)$$

де k – коефіцієнт втрат тиску на тертя ($k = 0,65$ [2]).

$$R_{op} = \frac{0,9 \cdot 0,65 \cdot 3811}{46,7} = 48 \text{ Па/м}.$$

Щоб визначити втрату тиску в місцевому опорі, ми спочатку створюємо список місцевих опорів для кожної ділянки та беремо значення коефіцієнта місцевого опору відповідно до діаметра трубопроводу. Перелік усіх місцевих опорів для кожної секції головного циркуляційного кільця наведено в таблиці 2.5.

Використовуючи дані з [2-15], ми визначаємо втрату тиску місцевої опори на ділянці з при швидкості v .

Маючи Rl і z для кожної ділянки, визначаємо загальні втрати тиску $\Sigma(Rl + z)_{г.ц.к.}$ всіх ділянок головного циркуляційного контуру системи.

Порівнюємо отримане значення $\Sigma(Rl + z)_{г.ц.к.}$ За умовами [15], приймаємо, що запас тиску, необхідний для гідравлічної системи становить 5...10%. Розрахована раніше втрата тиску менша, ніж необхідна для отримання достатнього резерву. Отже, змінюючи діаметр перерізу 12 з 20 мм до 15 мм, отримуємо запас тиску 5,1% (див. табл. 2.4).

Розрахуємо опалювальні прилади.

Теплота, що виділяється системою опалення через обладнання та відкриті труби для опалення приміщення, визначається за формулою:

$$Q = Q_{np.} + Q_{mp.} \quad (2.20)$$

де Q – сумарна тепловіддача обладнання та труб системи опалення, $Вт$;

$Q_{mp.}$ – тепловіддача неізолюваних труб, прокладених у відкритих трубах, $Вт$;

$Q_{np.}$ – тепловіддача опалювального обладнання, $Вт$.

Тепловіддача неізолюваних труб, прокладених у відкритих трубах у приміщенні, визначається за формулою:

$$Q_{mp.} = \Sigma [F_{mp.} \cdot k_{mp.} \cdot (t_{mp.} - t_{в.}) \cdot b_{mp.}], \quad (2.21)$$

$$\text{або } Q_{mp.} = \Sigma (f_{mp.} \cdot l \cdot q'_0 \cdot b_{mp.}), \quad (2.22)$$

де: $t_{mp.}$ – температура теплового носія в трубі, $^{\circ}C$;

$k_{mp.}$ – коефіцієнт теплопередачі гладкої труби, $Вт/(м^2 \cdot ^{\circ}K)$;

$b_{mp.}$ – безрозмірний коефіцієнт, що враховує положення труби, який для входу в обладнання становить 1, для вертикальних труб (стояків) – 0,5, для труб над підлогою приміщення – 0,75, для труб під стелею приміщення – 0,25.

$F_{mp.}$ – площа зовнішньої поверхні постійної труби діаметром довжиною 1 м, $м^2$;

$f_{mp.}$ – площа неізолюваної сталевий магістральної труби, стояка, вводу і стиків довжиною 1 м (з урахуванням номінального діаметра труби), $екм$.

$$q'_0 = (5,6 + 0,035 \cdot \Delta t) \cdot \Delta t = 506 \text{ Вт/е.к.м.}$$

Кількість секцій радіатора розраховується, згідно [15]:

$$n = \frac{F_0}{f_0}. \quad (2.24)$$

де $f_{mp.}$ – площа поверхні нагріву секції опалювального обладнання, в екм, (приймається за [15]).

F_0 – площа поверхні теплопередачі обладнання $F_{mp.}$, м^2 , екм.;

$$F_0 = \frac{Q_{np.}}{q_0} \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4, \quad (2.25)$$

де q_0 – теплопередача на екм поверхні обладнання;

b_1 – коефіцієнт для врахування перепаду температури при протіканні води в трубі (для двох шарів, $b_1 = 1,05$);

b_2 – коефіцієнт для врахування розташування обладнання ($b_2 = 1$, приймається за [15]);

b_3 – коефіцієнт для врахування способу підключення теплоносія до обладнання (приймається за [15]);

b_4 – коефіцієнт для врахування кількості сегментів:

$b_4 = 1,1$, якщо кількість сегментів нагрівача перевищує 20.

$b_4 = 1,05$, коли кількість сегментів становить від 10 до 20,

$b_4 = 1,0$, коли кількість сегментів становить від 5 до 10,

$b_4 = 0,95$, якщо кількість сегментів не перевищує 5.

Для прикладу розрахуємо опалювальне обладнання для приміщення 01 за наведеною вище методикою та звернемося до даних у таблиці 2.3.

Теплове навантаження для приміщення 01 становить:

$$Q = 1615 \text{ Вт},$$

Довжина теплової труби:

$$\varnothing 15_{\text{мм}} - 5000_{\text{мм}},$$

$$\varnothing 20_{\text{мм}} - 1000_{\text{мм}}.$$

Використовуючи формулу (2.21), ми можемо розрахувати тепло, яке надходить у кімнату 01 від відкритого теплопроводу.

$$\begin{aligned} Q_{\text{тр.}} &= (0,12 \cdot 5 \cdot 506 \cdot 0,5) + (0,15 \cdot 1 \cdot 506 \cdot 0,75) = \\ &= 152 + 57 = 209 \text{ Вт} \end{aligned}$$

Потім за рівнянням (2.20) визначимо тепло, необхідне для обігріву приміщення.

$$Q_{\text{пр.}} = Q - Q_{\text{тр.}} = 1615 - 209 = 1406 \text{ Вт}.$$

Використовуючи рівняння (2.25), визначимо площу поверхні нагріву обладнання:

$$F_0 = \frac{1406}{506} \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 2,918 \approx 3,0 \text{ екм.}$$

Використовуючи рівняння (2.24) і параметри до розрахунку з [15], визначаємо кількість сегментів радіатора М-140АО.

$$n = \frac{3,0}{0,31} = 9,68 \text{ шт.}$$

Прийmemo, що радіатор М-140АО має 10 сегментів.

Аналогічно виконуємо розрахунки для інших кімнат і заповнюємо дані в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Основні дані розрахунків нагрівальних приладів

№ приміщення	Назва, тип, марка приладу	Кількість секцій приладу, шт.	Габаритні розміри приладу, мм		
			Довжина	Ширина	висота
01	Радіатор чавунний, секційний М-140АО	10	960	140	582
02		2	192	140	582
03		2	192	140	582
04	Радіатор чавунний, секційний М-140АО	16	1536	140	582
05		2	192	140	582
11		8	768	140	582
12		2	192	140	582
13		16	1536	140	582
13		21	2016	140	582
14		9	864	140	582
15		2	192	140	582
15		6	576	140	582
21		13	1248	140	582
22		4	384	140	582
23		13	1248	140	582
24		3	288	140	582
24		7	672	140	582

3 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ПАРАМЕТРІВ РОЗРОБЛЕНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ВОДОСТРУМИННИЙ ЗМІШУВАЧА

3.1 Опис розроблених систем теплопостачання житлової споруди та розробленого місцевого теплового вводу

Прийнятий для прикладу розрахунку, житловий використовує тепло від централізованої котельні. В житловому будинку використовується закрите теплопостачання, система опалення підключена до тепломережі 110/70°C в автономному варіанті через локальні джерела тепла, обладнана індивідуальним вводом, системою автоматичного обліку теплової енергії та системою регулювання температури в житловому будинку.

Система опалення житлового будинку являє собою двотрубну водопровідну систему з верхнім розподілом теплоносія і параметрами теплоносія 95/70°C. Опалювальне обладнання - чавунні радіатори М-140АО. Опалювальне обладнання регулює тепловіддачу через радіаторні клапанні регулятори. Викид повітря з системи опалення здійснюється через повітряні крани Маєвського. Система опалення складається із сталевих водопровідних і газових труб. Характеристики системи опалення наступні: річна витрата палива для теплопостачання (т у.п.) житлових будинків становить 8,46 т/рік; встановлена потужність теплового обладнання – 25156 Вт.; розрахункові витрати теплової енергії на опалення – 23090 Вт. Основною відмінністю запропонованого місцевого теплового вводу (див. рисунок 3.1) є спосіб його підключення до теплової мережі, тобто якщо типовий тепловий ввід підключається до теплової мережі за підпорядкованою схемою, то запропонований теплоувід підключається до тепломережі за незалежною схемою.

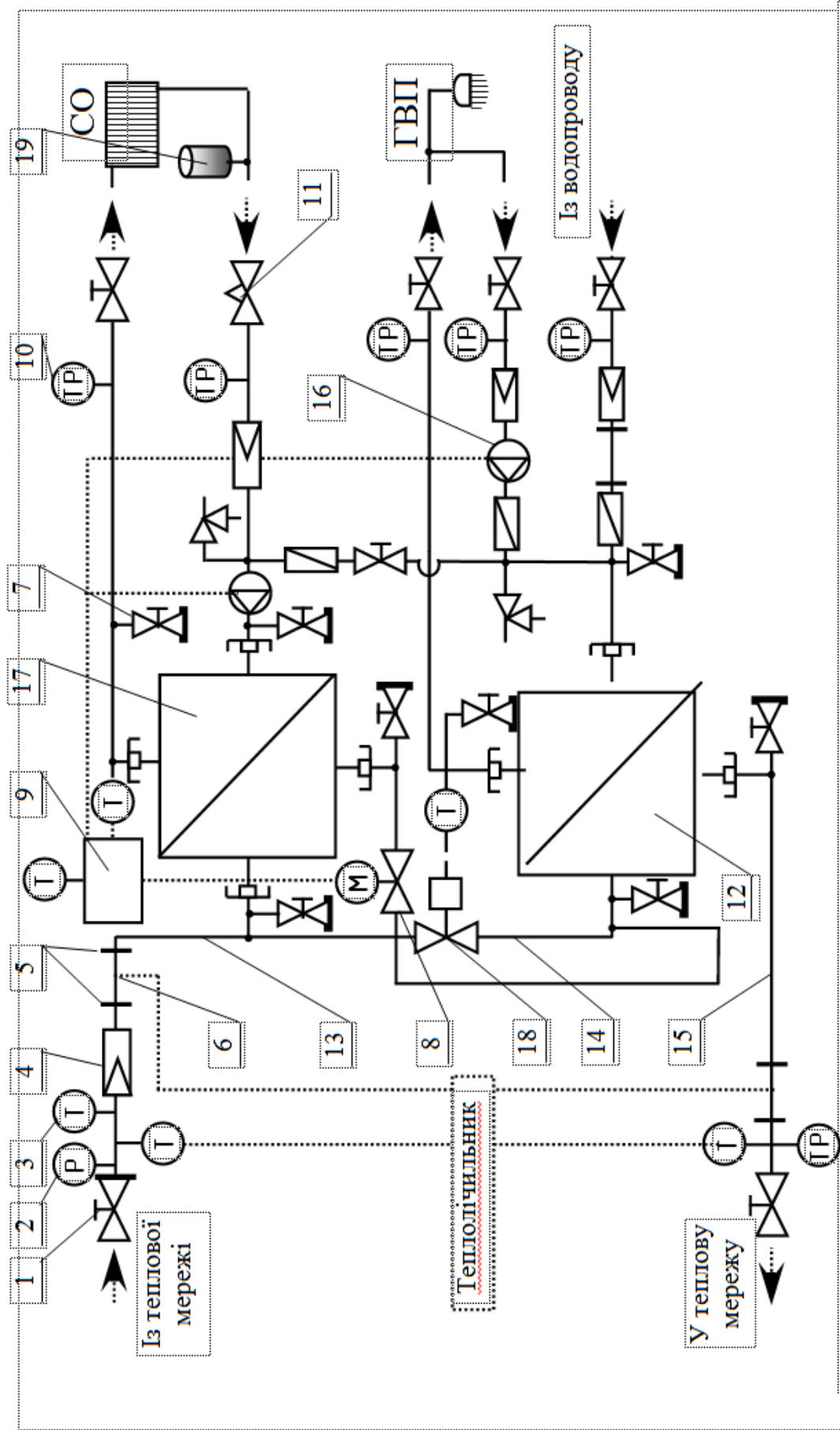


Рисунок 3.1 – Схема теплового пункту з водоструминним змішувачем і двоступеневим змішувачем. 1 – кран кульовий; 2 – датчик тиску; 3 – датчик температури; 4 – фільтр; 5 – котушка; 6 – термопатчик; 7 – теплолічильник; 8 – автоматично-регулюваний клапан; 9 – контролер; 10 – датчик сумісний; 11 – вентиль регулювально-запірний; 12 – теплообмінник ГВП; 13 – лінія опалення; 14 – лінія ГВП; 15 – зворотний теплопровід; 16 – насос; 17 – теплообмінник СО; 18 – двоходовий регулюваний клапан; 19 – розширювальний резервуар

Система місцевого теплопостачання також оснащена другим теплообмінником 17 системи опалення, і замість використання триходового автоматичного регулюючого клапана, встановленого на теплопроводі 13, використовується більш простий і надійний двоходовий автоматичний регулюючий клапан 8 (див. рис. 3.1), який також встановлений на теплопроводі 13, перед теплообмінником 17.

Система місцевого теплопостачання також змушує теплоносії в системі опалення циркулюють через мережевий насос 16, встановлений на зворотному теплопроводі системи опалення. Автоматичне керування мережевим насосом 16 здійснюється контролером 9.

Незалежна схема підключення системи опалення до теплової мережі забезпечує її більш стабільну роботу, точне налаштування кількісних і якісних параметрів теплоносія відповідно до вимог споживача і повну незалежність від температурного стану теплоносія мережі при регулюванні параметрів теплоносія в системі опалення.

3.2 Опис конструкції розробленого електромеханічного водоструминного змішувача та принцип його роботи

Загальний вигляд запропонованого електромеханічного водоструминний змішувача подано на малюнку 3.2.

Проточний автоматичний регулюючий клапан складається з корпусу 1, сідла 2, конуса 3, штока 4, пружини 5, направляючого пристрою 6 і сервопривода 7.

Принцип роботи прохідного електромеханічного водоструминний змішувача полягає в наступному: вода тече через односідельний прохідний клапан у напрямку, зазначеному стрілкою (див. рисунок 3.2).

Положення штока 4 клапанного конуса 3 визначає площу перерізу струменя охолоджуючої рідини між конусом 3 і сідлом 2 клапана.

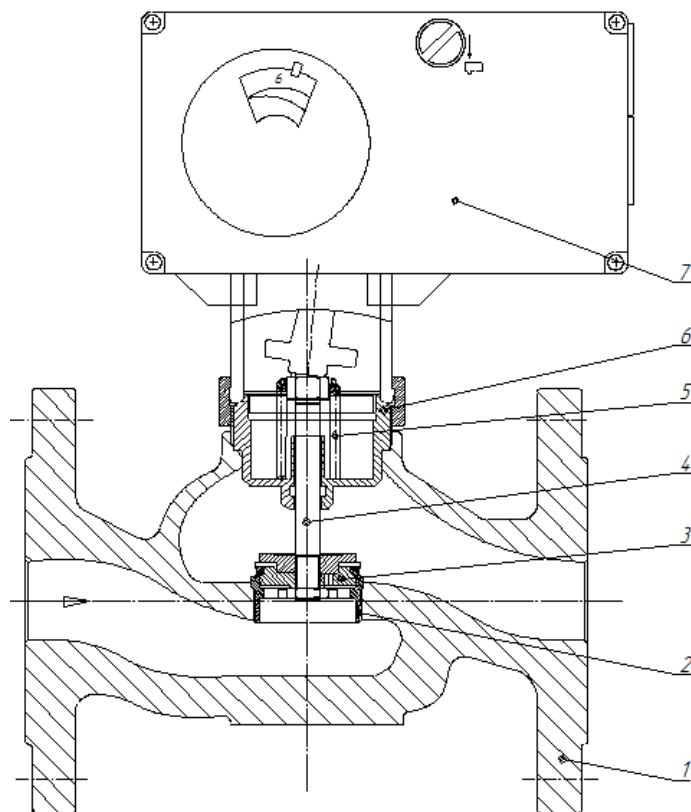


Рисунок 3.2 – Загальний вид запропонованого електромеханічного водострумний змішувача: 1 – корпус; 2 – сідло клапана; 3 – конус клапана; 4 – шток конуса; 5 – пружина клапана; 6 – направляюча; 7 – сервопривід

Сервопривод 7 проточного автоматичного регулюючого клапана управляється термостатом 2 (див. рисунок 3.1). На термостат 2 надходять сигнали від кліматичного датчика 9 і датчика температури 1, встановлених на теплопроводі повернення теплоносія.

Різниця в значенні електричного сигналу (різниця температур), що генерується в термостаті, порівнюється з заданим значенням. Якщо різниця велика, термостат посиляє сигнал сервоприводу, який змушує шток клапана рухатися вниз, блокуючи ділянку каналу, тим самим зменшуючи кількість теплоносія, що надходить у котел 11.

Якщо різниця температур невелика, то сервопривод почне діяти в протилежному напрямку, і шток клапана 4 під дією пружини клапана 5 буде рухатися вгору, тим самим збільшуючи перетин каналу струменя води, тобто збільшуючи кількість води, що надходить в котел.

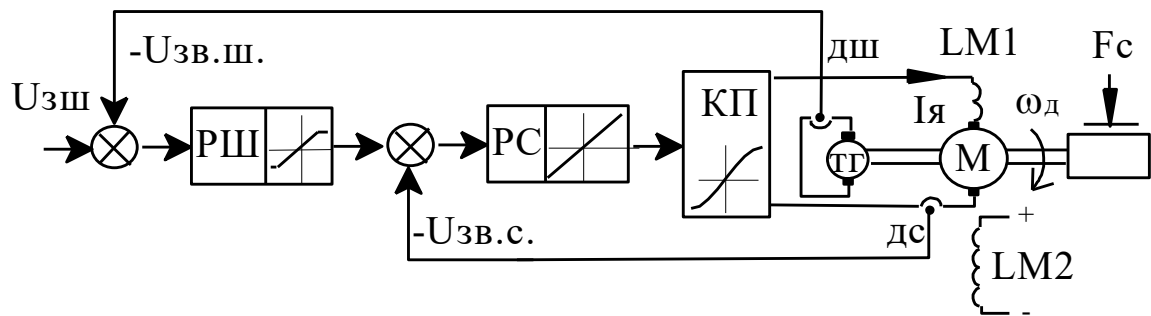
3.3 Обґрунтування системи регулювання параметрів електроприводу розробленого електромеханічного водоструминного змішувача

Для регулювання параметрів електроприводу розробленого електромеханічного водоструминного змішувача використаємо систему підпорядкованого регулювання (СПР).

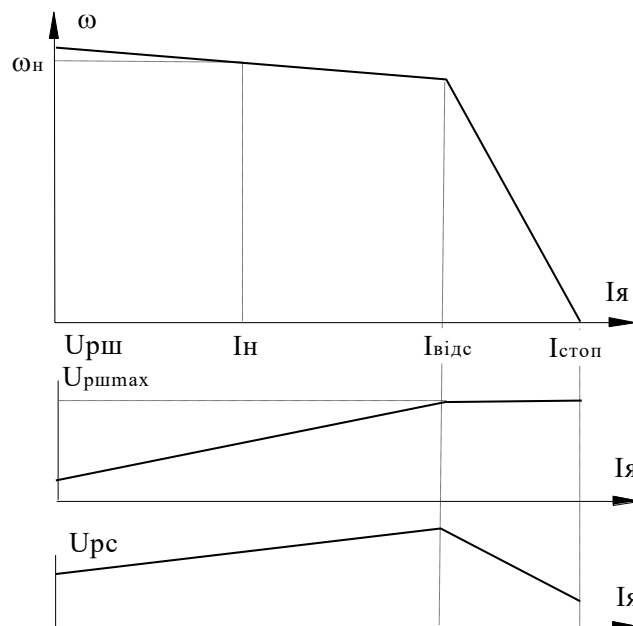
В системах цього типу кожна регульована координата регулюється окремим регулятором. Усі регулятори окремих координат з'єднані між собою послідовно, а на вході кожного регулятора порівнюються сигнали пропорційні заданому і дійсному значенням регульованої координати. Вихідний сигнал регулятора є задаючим сигналом для регулятора внутрішнього контуру регулювання, а обмеження регульованої координати досягається обмеженням сигналу завдання цієї координати.

На рисунку 3.3,а приведена функціональна схема двоконтурної СПР з електроприводом КП-ДПС з регулюванням координат струму якірного кола $I_{\text{я}}$ та швидкості $\omega_{\text{д}}$ двигуна. Внутрішнім контуром регулювання є контур струму з регулятором РС, зовнішнім – контур швидкості з регулятором РШ. Вихідна напруга регулятора РШ обмежується значенням $U_{\text{рш.мах}}$. Оскільки вихідний сигнал РШ є задаючим для регулятора РС, то сигнал $U_{\text{рш.мах}} = U_{\text{з.рс.мах}}$ визначає максимально допустимий струм двигуна $I_{\text{я.мах}}$.

На рис.3.3,б приведені електромеханічна характеристика $\omega_{\text{д}}(I_{\text{я}})$, а також характеристики регуляторів швидкості $U_{\text{рш}} = f(U_{\text{зш}} - U_{\text{зв.ш}})$ і струму $U_{\text{рс}} = f(I_{\text{я}})$, які показують, що відрізок стабілізації швидкості АВ формується одночасною дією контурів струму і швидкості, а відрізок обмеження струму ВС – тільки контуром струму. Таким чином, формування відрізка стабілізації швидкості вимагає також компромісного налагодження контурів регулювання, як і структура першого типу при формуванні відрізка обмеження струму.



а)



б)

Рисунок 3.3 – Схема та характеристики системи з електроприводом КП-ДПС з регулюванням координат струму якорного кола $I_{я}$ та швидкості $\omega_{д}$ двигуна

Але, якщо в системах першого типу проблема розрахунку параметрів регулятора та його налагодження в динамічних режимах значно ускладнюється і не має інженерної методики розрахунку, то для розрахунку параметрів регуляторів в СПР розроблена інженерна методика розрахунку, яка полягає в налагодженні контурів за швидкодією. Звичайно, в зв'язку з тим, що контури включені послідовно, загальна швидкодія системи зменшується.

В системах третього типу так званих систем з паралельним ввімкненням регуляторів, як і в системах з підпорядкованим керуванням, кількість регуляторів відповідає кількості регульованих координат. Але, на відміну від СПР, регулятори цієї системи з'єднані не послідовно, а паралельно і в роботі в будь-який момент часу може знаходитись тільки один регулятор, координата якого знаходиться на граничному рівні. Вибір регулятора, який в даний момент часу здійснює керування, забезпечує ланка вибору режиму (ланка ВР). В найпростішому варіанті функцію ланки ВР може виконувати логічна ланка “вибір меншого з сигналів”.

Запропонована двоконтурна схема систему підпорядкованого регулювання (СПР) з тиристорним перетворювачем зображена на рис. 3.4.

Система здійснює регулювання швидкості в першій зоні з номінальним потоком двигуна ($\Phi_D = \Phi_{ДН}$) і забезпечує

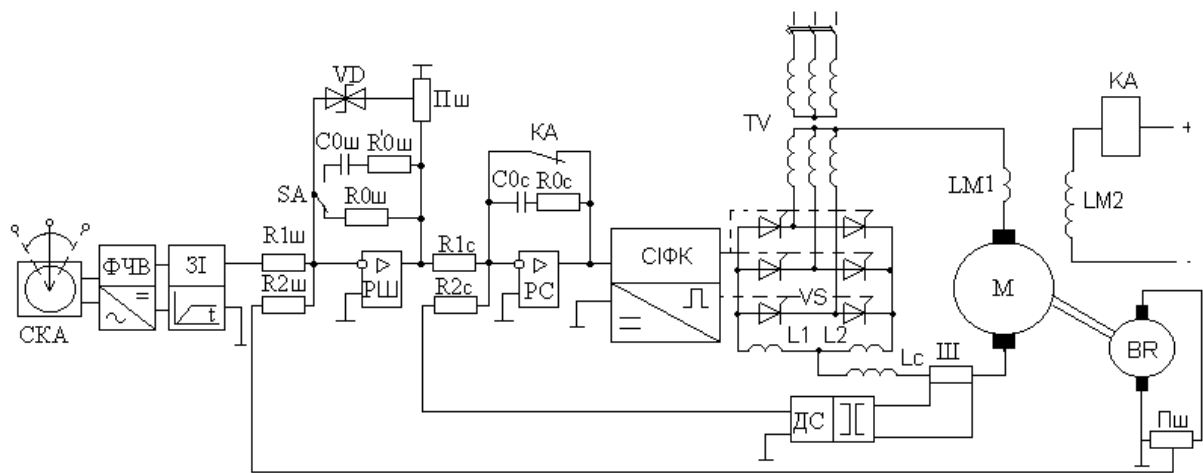
- формування пуско-гальмівних характеристик;
- обмеження струмів (моментів) допустимими значеннями;
- формування статичних характеристик з заданим статизмом;
- заданий діапазон регулювання швидкості.

В системі всі зворотні зв'язки лінійні і тому, з метою обмеження струму в пуско гальмівних режимах і режимах навантаження допустимими значеннями ($I_a \leq I_{a, \text{доп}}$), регулятор РШ виконаний з обмеженням величини вихідного сигналу. Для цього регулятор РШ охоплено нелінійним зворотним від'ємним зв'язком типу “зона нечутливості”.

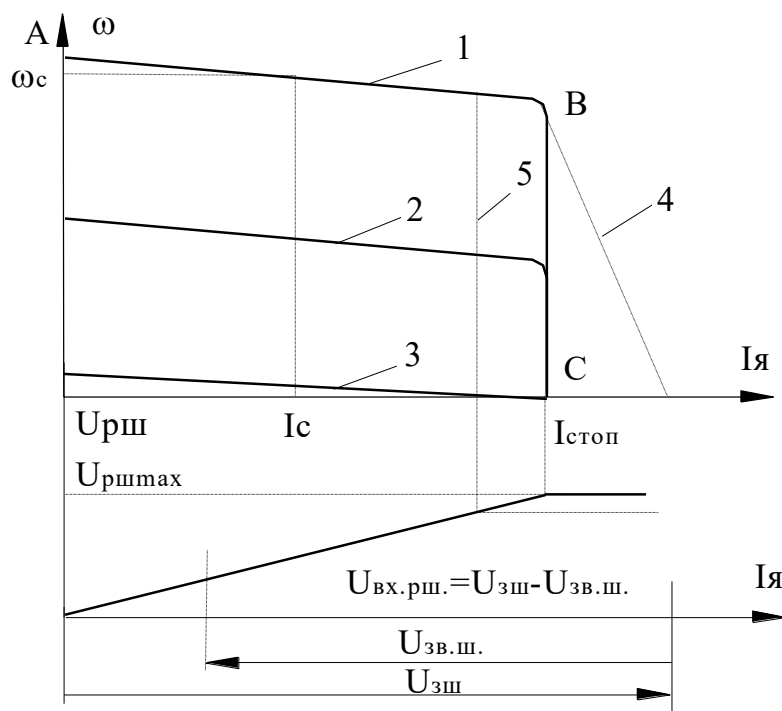
В схемі на рис.3.4 це реалізовано за допомогою стабілітронів VD і потенціометра $P_{рш}$ на виході РШ. Потенціометр $P_{рш}$ дозволяє регулювати напругу відкриття стабілітронів VD і відповідно регулювати напругу обмеження регулятора:

$$U_{РШ, \text{max}} = U_{VD} / \alpha \quad (3.1)$$

де $\alpha \leq 1$ – коефіцієнт потенціометра $P_{рш}$.



а)



б)

Рисунок 3.4 – Запропонована двоконтурна схема систему підпорядкованого регулювання (СПР) з тиристорним перетворювачем

В схемі на рис.3.4 це реалізовано за допомогою стабілітронів VD і потенціометра $\Pi_{рш}$ на виході РШ. Потенціометр $\Pi_{рш}$ дозволяє регулювати напругу відкриття стабілітронів VD і відповідно регулювати напругу обмеження регулятора:

$$U_{PII.max} = U_{VD}/\alpha \quad (3.1)$$

де $\alpha \leq 1$ – коефіцієнт потенціометра PII .

Характеристика регулятора PII без урахування інвертування, зображена на рис. 3.4,б. Така характеристика забезпечує формування статичних характеристик $\omega_d(I_a)$ електроприводу типу “екскаваторних”, варіант якої зображений на рис. 3.4,б. Сигнал завдання $U_{зш}$ на вході PII вибирається з умови, щоб за відсутності сигналу зворотного зв'язку $U_{зв.ш}$, регулятор PII перебував в насиченні (ділянка В-С). В режимі роботи приводу на ділянці стабілізації швидкості (ділянка А-В) сигнал $U_{зв.ш}$ діє зустрічно сигналу $U_{зш}$ і регулятор PII працює на лінійній ділянці (А-В) характеристики $U_{PII}=f(U_{зш}-U_{зв.ш})$. Зі збільшенням навантаження швидкість двигуна зменшується і, відповідно, зменшується $U_{зв.ш}$. Оскільки сигнал $U_{зш}$ залишається незмінним, то різниця сигналів $U_{вх.ш}=U_{зш}-U_{зв.ш}$ зростає. Зростає і сигнал на виході регулятора PII , збільшуючи тим самим жорсткість відрізка стабілізації А-В. Якщо струм двигуна досягне значення $I_a=I_{стоп}$, то його швидкість досягне швидкості відсічки $\omega_{відс}$, що відповідає точці В на характеристиці. Подальше зменшення швидкості переводить регулятор PII в режим насичення і ділянка струмообмеження В-С формується лише контуром струму, на вхід регулятора якого поступає сигнал $U_{з.с.max}=U_{p.c.max}$.

Круто падаючий характер ділянки струмообмеження формується дією інтегральної складової пропорційно-інтегрального регулятора струму РС (ПІ–регулятор). У випадку застосування пропорційного регулятора струму (П–регулятор) ділянка струмообмеження позначена індексом 4. На рис. 3.4,а зображені також проміжні характеристики, позначені індексами 2, 3, які відповідають сигналам завдання $U_{зш3} < U_{зш2} < U_{зш1}$ і забезпечуються змінною кута обертання $\Delta\phi$ СКА. Характеристика 5 – відповідає зменшенню обмеження PII ($\alpha_5 > \alpha_1$).

Вибір типу і розрахунок параметрів регуляторів контурів регулювання можна здійснити скориставшись методикою, викладеною в розділі 3. Для цього, у відповідності за схемою рис. 3.4,а, записуємо в операторній формі рівняння динаміки силової частини;

$$\begin{aligned}\omega_d(p) &= \frac{1}{p} \cdot \frac{1}{cT_{\text{ем}}} \left[R_{\text{як}} I_{\text{я}}(p) - \frac{R_{\text{як}}}{c} M_c(p) \right]; \\ I_{\text{я}}(p) &= [E_{\text{да}}(p) - E_d(p)]; \\ E_{\text{да}}(p) &= \frac{K_{\text{тп}}}{pT_{\text{тп}} + 1} U_{\text{pc}}(p); \\ E_d(p) &= c \cdot \omega_d(p);\end{aligned}\tag{3.2}$$

де $T_{\text{ем}} = J_{\Sigma} R_{\text{як}} / c^2$ – електромеханічна стала часу приводу;

$c = (U_{\text{дн}} - I_{\text{ян}} R_{\text{якд}}) / \omega_n$ – стала двигуна, яка визначається за номінальними параметрами – напруги $U_{\text{дн}}$, струму $I_{\text{ян}}$, опору якорного кола двигуна $R_{\text{якд}}$ і кутової швидкості ω_n ;

$J_{\Sigma} = J_d + J_{\text{пм}}$ сумарний момент інерції, складовими якого є момент інерції двигуна J_d і приведений до валу двигуна момент інерції механізму $J_{\text{пм}}$;

M_c – момент навантаження на валу двигуна;

$R_{\text{як}} = R_{\text{якд}} + R_{\text{тп}}$ – активний опір кола системи ТП-Д; складовими якого виступають активний опір якорного кола двигуна $R_{\text{якд}} = R_{\text{яд}} + R_{\text{ко}} + R_{\text{дп}}$ і еквівалентний опір силового кола тиристорного перетворювача. $R_{\text{тп}} = k_r R_{\text{тр}} + k_x X_{\text{тр}} + R_d + R_{\text{др}} + R_{\text{зр}}$; $R_{\text{яд}}$; $R_{\text{ко}}$; $R_{\text{дп}}$ – активні опори якоря двигуна, компенсаційної обмотки і обмотки додаткових полюсів двигуна;

$R_{\text{тр}}$, $X_{\text{тр}}$, R_d , $R_{\text{др}}$, $R_{\text{зр}}$ – активний і реактивний опори трансформатора, динамічний опір тиристорів; опори згладжувального дроселя і зрівнювальних реакторів;

$k_R = 0.48$, $k_x = 1$ – коефіцієнти тиристорного перетворювача;

$T_{\text{як}} = L_{\text{як}} / R_{\text{як}}$ – стала часу силового кола системи ТП-Д;

$L_{\text{як}}+L_{\text{тп}}$ – сумарна індуктивність силового кола системи ТП-Д;

$L_{\text{якд}}= L_{\text{яд}}+L_{\text{ко}}+L_{\text{дп}}$ – індуктивність якірного кола двигуна, компенсаційних обмоток і додаткових полюсів;

$L_{\text{тп}}=L_{\text{тр}}+L_{\text{др}}$ – індуктивність силового кола тиристорного перетворювача ТП, складовими частинами якої є приведена індуктивність трансформатора і згладжувального дроселя;

$k_{\text{тп}}= \Delta(E d\alpha)/\Delta U_k$ – коефіцієнт посилення ТП за напругою;

$T_{\text{тп}}=T_k+\tau$ - еквівалентна стала часу ТП, складовими частинами якої є стала часу СІФК T_k і час запізнення $\tau=1/(m_\alpha f_m)$ (див. розділ 3.).

Структурна схема СПР з електроприводом при урахуванні невідомих передавальних функцій регуляторів $W_{\text{рш}}(p)$ і $W_{\text{рс}}(p)$ зображена на рис. 3.5.

На схемі позначено $K_{\text{зв.с}}=K_{\text{дс}}K_{\text{ш}}$ (В/А) – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку за струмом, складовими частинами якого є коефіцієнт посилення давача струму $K_{\text{дс}}=U_{\text{дс.н}}/U_{\text{ш.н}}$ і коефіцієнт передачі шунта $K_{\text{ш}}=U_{\text{ш.н}}/I_{\text{ш.н}}$; $U_{\text{дсн}}$ - номінальне значення вихідної напруги ДС; $I_{\text{шн}}$ – номінальний струм шунта;

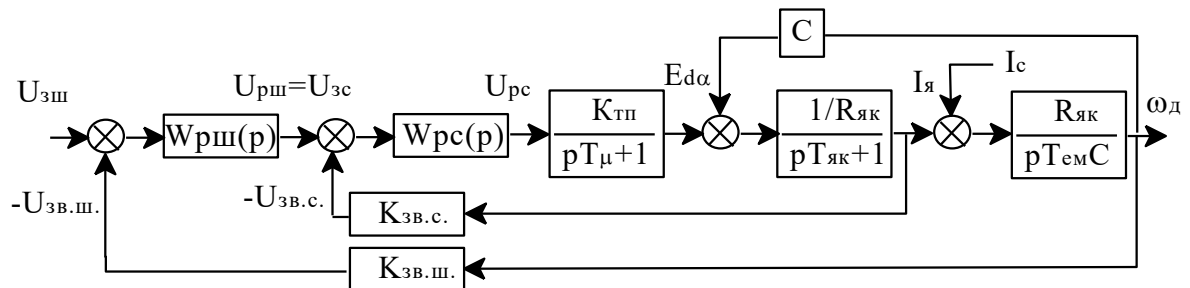


Рисунок 3.5 – Структурна схема СПР з електроприводом при урахуванні невідомих передавальних функцій регуляторів $W_{\text{рш}}(p)$ і $W_{\text{рс}}(p)$.

$K_{\text{зв.ш}}=U_{\text{пш.н}}/\omega_{\text{дн}}$ (Вс/рад) - коефіцієнт передачі зворотного зв'язку за швидкістю; $U_{\text{пш.н}}$ – напруга на виході потенціометра $\Pi_{\text{ш}}$, яка відповідає $\omega_{\text{н}}$. Для більшості систем $U_{\text{пш.н}}<10\text{В}$.

Вибір типу і розрахунок параметрів регуляторів, як правило, проводиться за спрощеною схемою, без урахування внутрішнього зворотного зв'язку за ЕРС двигуна. Помилка визначення запасу стійкості за фазою контуру струму, при цьому не перевищує $\Delta\varphi \leq (10^\circ \div 12^\circ)$.

Загальна теорія синтезу СПР передбачає починати вибір регулятора з першого внутрішнього контуру. Відповідно зі схемою рис.3.4 внутрішнім контуром є контур струму. Суттєвою сталою часу цього контуру, яка підлягає компенсації, є стала часу якірного кола $T_{\text{як}}$ системи ТП-Д. Малою некомпенсованою сталою часу контуру приймаємо еквівалентну сталу часу тиристорного перетворювача $T_{\mu c} = T_{\text{тп}}$.

Передавальна функція розімкненого оптимізованого контуру відповідно до (3.13) при заміні $T_{\mu 1} = T_{\mu c}$, має вигляд:

$$W_{\text{оптс}}^p(p) = \frac{1}{p \cdot a_c T_{\mu c} (p \cdot T_{\mu c} + 1)}, \quad (3.3)$$

де a_c – коефіцієнт оптимізації контура.

Передавальна функція контуру струму, розімкненому в точці між входом регулятора струму РС і давачем ДС (одиничний зворотний зв'язок), за невідомої передавальної функції РС, має вигляд:

$$W_c^p(p) = \frac{U_{\text{дс}}(p)}{U_{\text{зс}}(p)} = W_{\text{рс}}(p) \cdot \frac{K_{\text{тп}}}{p T_{\mu c} + 1} \cdot \frac{1}{p T_{\text{як}} + 1} \cdot K_{\text{зв.с}}, \quad (3.4)$$

де $U_{\text{зс}}(z)$ – завдання на вході регулятора струму.

Порівнюючи передавальні функції (3.3) і (3.4) знайдемо передавальну функцію регулятора РС, яка оптимізує контур струму

$$W_{\text{рс}}(p) = \frac{(p T_{\text{як}} + 1) R_{\text{як}}}{p \cdot a_c T_{\mu c} K_{\text{зв.с}} K_{\text{тп}}} = \frac{T_{\text{як}}}{p T_{\text{іс}}} + \frac{1}{p T_{\text{іс}}}, \quad (3.5)$$

де $T_{\text{іс}} = a_c T_{\mu c} K_{\text{зв.с}} K_{\text{тп}} / R_{\text{як}}$ – стала часу інтегрування регулятора струму.

Таким чином, для стабілізації контуру струму необхідно застосувати ПІ-регулятор. Значення його вихідної напруги U_{pc} при дії сигналів U_{zc} і $U_{zv,ш}$ можна записати у вигляді

$$U_{pc}(p) = -\frac{pT_{як} + 1}{pT_{іс}} [K_{пр.с} U_{zc}(p) - U_{zv,ш}(p)], \quad (3.6)$$

$$\text{де} \quad K_{пр.с} = K_{зв.с} I_{стоп} / U_{zc,мах} \quad (3.7)$$

- коефіцієнт приведення сигналу завдання до сигналу зворотного зв'язку. Співвідношення (3.13) описує стан контуру в режимі стопоріння двигуна, коли сигнал завдання $U_{zc,мах}$ врівноважується сигналом по каналу зворотного зв'язку за струмом.

Вирази (3.6) і (3.7) дозволять визначити параметри вхідних елементів і елементів зворотних зв'язків регулятора РС через коефіцієнти цих рівнянь

$$\begin{aligned} R_{ос} C_{ос} &= T_{як}; \\ R_{2с} C_{ос} &= T_{іс}; \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$R_{2с} / R_{1с} = K_{пр.с}.$$

Задаючи значення ємності $C_{ос}$ визначаємо решту параметрів РС: $R_{ос} = T_{як} / C_{як}$; $R_{2с} = T_{іс} / C_{ос}$; $R_{1с} = R_{2с} / K_{пр.с}$.

Оптимізована передавальна функція замкненого контуру струму, при вибраних відповідно до виразу (3.5) параметрів регулятора РС набуває вигляду:

$$W_{оптс}^3(p) = \frac{K_{пр.с} / K_{зв.с}}{p \cdot a_c T_{мс} (p \cdot T_{мс} + 1) + 1}. \quad (3.9)$$

Для випадку оптимізації контура за умови “технічного оптимуму” коефіцієнт $a_c = 1$.

У цьому випадку перехідна характеристика струму $I_{я}(t)$ має перерегулювання $\sigma_c \% \cong 4.3\%$ і час регулювання $t_{pc} = 4.1 T_{мс}$.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ

4.1 Структурно-функціональний аналіз системи теплопостачання

Технологічний процес теплопостачання включає в себе наступні операції: виробництво теплоносія; транспортування теплоносія; розподіл теплоносія на тепловому ввіді; розподіл теплоносія на нагрівальних приладах споживача; контроль параметрів теплоносія; облік теплової енергії

При виконанні цих операцій можливі наступні травмонебезпечні та аварійні ситуації: вибух парового котла; опіки від паропроводів і теплопроводів; ураження електричним струмом; поранення від користування несправним інструментом при виконанні робіт з ремонту та технічного обслуговування котлів, арматури і теплопроводів теплової мережі; виникнення пожежі при порушенні правил користування газо- і електрозварювальними апаратами.

Змоделюємо процес виникнення і формування небезпечних ситуацій при експлуатації парового котла (рис. 4.1).

Аналіз блок-схеми показує, що при експлуатації парового котла внаслідок трьох небезпечних умов (HU_1 , HU_2 , і HU_3) може виникнути небезпечна ситуація – вибух котла. Неправильні дії оператора (HD_1 і HD_2) можуть також привести до вибуху котла котельної установки.

Небезпечна ситуація HC (вибух котла), в свою чергу, може викликати аварію (A) котельної установки, травмування або загибель працівників (T) або просто припинити подачу теплоносія споживачам не викликаючи аварії чи травмування і загибелі обслуговуючого персоналу.

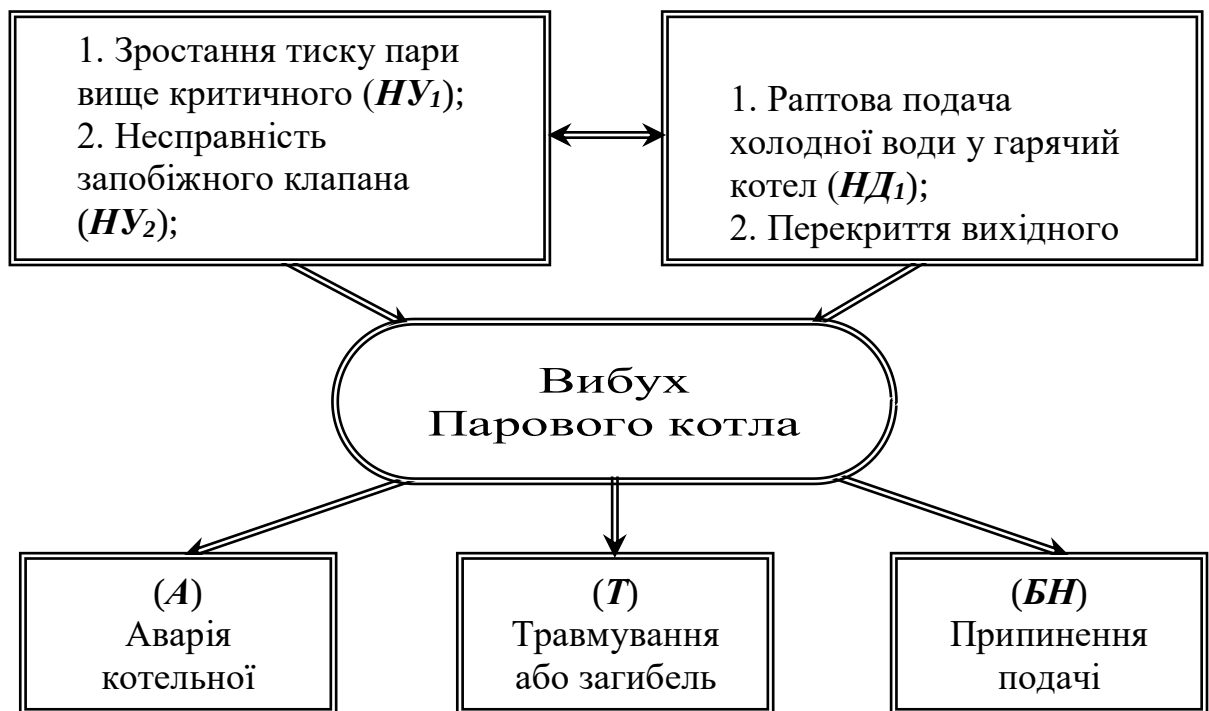


Рисунок 4.1 – Блок-схема взаємозв'язків між небезпечними подіями у процесі формування та виникнення небезпечних ситуацій при експлуатації парового котла

4.2 Правила охорони праці при обслуговуванні котлів, тепломережі і системи опалення

При експлуатації теплотехнічного обладнання необхідно дотримуватись наступних заходів безпеки [4, 14]:

- експлуатацію парового котла і паропроводів необхідно проводити, дотримуючись вимог держстандартів “Правил монтажу і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском” і “Правил монтажу і безпечної експлуатації трубопроводів водяної пари і гарячої води”;
- для обслуговування технологічного обладнання, до якого підведено електричний струм, допускаються особи, що мають допуск до обслуговування електроустановок напругою до 1000 вольт;
- запуск, зупинку і експлуатацію парового котла проводити згідно вимог інструкції до котла;

- забороняється експлуатація парового котла і тепломережі при тисках, що перевищують робочий тиск і робочу температуру;
 - забороняється допускати до обслуговування котла і тепломережі осіб, які не пройшли виробниче навчання, атестацію і інструктаж з безпечного обслуговування котлів і теплопроводів;
- забороняється користуватись несправним інструментом при ремонті і технічному обслуговуванні теплотехнічного обладнання;
- забороняється користуватись відкритим вогнем, особливо, як котел працює на газовому паливі;

4.3 Розробка заходів безпеки у надзвичайних ситуаціях

Розробка заходів безпеки у разі виникнення надзвичайних ситуацій є одним із важливих завдань, які покладаються на службу охорони праці сільськогосподарського підприємства.

Для успішного захисту населення необхідно строго дотримуватись виконання системи заходів, що передбачені на даному виробництві, а саме: організаційних і інженерно-технічних; санітарно-гігієнічних; протиепідемічних та інших заходів для запобігання та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій.

У випадку виникнення загрози та надзвичайної ситуації (епідемія, масове отруєння, пожежа, природні катаклізми і т.п. служба охорони праці та захисту населення повинна організувати евакуацію людей і тварин із небезпечної зони, забезпечити їх лікування та догляд, оголосити, в разі необхідності карантин, заборонити доступ по сторонніх в небезпечну зону, створити пропускні пункти, де передбачити дезинфекцію осіб і речей, що перебували у небезпечній зоні.

Для виконання покладених завдань і функцій на формування цивільної оборони у їх структурі створені такі служби і підрозділи: служба оповіщення

і зв'язку, яка своєчасно інформує керівний склад, працівників і все населення про загрозу і виникнення надзвичайних ситуацій; медична служба, яка забезпечує комплектування і готовність медичних формувань; служба охорони громадського порядку; служба енергопостачання, забезпечує безперебійне постачання газу, тепла, електроенергії на об'єкт; аварійно-технічна служба, здійснює заходи по підвищенню стійкості інженерного обладнання, роботи по розбиранню завалів, локалізація і ліквідація аварій на об'єктах господарства; служба сховищ і укриттів, забезпечує разом з транспортною службою евакуацію та укриття населення, та участь в рятувальних роботах; служба матеріально-технічного постачання, своєчасно забезпечує формування цивільної оборони всіма необхідними матеріально-технічними ресурсами.

4.4 Шляхи покращення екологічного стану

У сфері енергетики пріоритетними завданнями регіональної екологічної політики є наступні [1]: упровадження процесів видобутку вугілля без видачі відпрацьованої породи на поверхню; максимальне використання метану, що виділяється з вугільних пластів; забезпечення збагачення всього обсягу добутого вугілля для потреб енергетики з метою зменшення викидів двоокису сірки; відновлення системи профілактики самозаймання і гасіння палаючих породних відвалів, шахт і вуглезбагачувальних фабрик; упровадження методів спалювання палива в псевдозрідженому (киплячому) шарі; розробка і впровадження комбінованих методів придушення окислів азоту і сірки при роботі котлоагрегатів.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Термін окупності капіталовкладень, економічна ефективність, і рівень рентабельності є основними техніко-економічними показниками.

Відстань від котельні до житлового будинку за схемою прокладання тепломереж становить 53 м. Трубопроводи тепломережі виготовлені із сталевих труб діаметром 70 мм. Вартість одного погонного метра ізоляованих труб тепломережі становить 186 грн.

Вартість трубопроводів тепломережі визначиться за формулою:

$$v_{тр.} = (l_{п.} + l_{зв.}) \cdot C_{п.м.} \quad (5.1)$$

де $l_{п.}$ і $l_{зв.}$ – відповідно довжини подавального і зворотного теплопроводів, м;

$C_{п.м.}$ – вартість одного погонного метра труб, грн./п.м.

$$v_{тр.} = (53 + 53) \cdot 186 = 19716 \text{ грн.} \approx 19,7 \text{ тис.грн.}$$

В обладнання теплопроводів входять пристрої переміщення трубопроводів внаслідок їх температурного розширення а також контрольно-вимірювальні прилади. Вартість обладнання трубопроводів тепломережі визначиться за формулою:

$$v_{обл.тр.} = C_{п.п.} \cdot n_{п.п.} + C_{к.в.п.} \cdot n_{к.в.п.} \quad (5.2)$$

де $C_{п.п.}$ – ціна компенсаторів, грн.; $n_{п.п.}$ – кількість компенсаторів, шт.;

$C_{к.в.п.}$ – вартість контрольно-вимірювальних приладів грн.; $n_{к.в.п.}$ – кількість контрольно-вимірювальних приладів, шт.

$$v_{обл.тр.} = 890 \cdot 3 + 190 \cdot 2 + 240 \cdot 2 = 3530 \text{ грн.} \approx 3,5 \text{ тис.грн.}$$

Вартість інсталяції тепломережі, становить від 55 до 65 тис.грн. за один кілометр мережі такого типу і визначається за формулою:

$$v_{м.} = C_{п.м.} \cdot l_{м.} \quad (5.3)$$

де $C_{п.м.}$ – вартість одного погонного кілометра тепломережі, тис.грн.;

$l_{м.}$ – довжина тепломережі, км.

$$в_{м.} = 60 \cdot (0,053 \times 2) \approx 6,4 \text{ тис.грн.}$$

Загальна вартість обладнання ІТП, а також його монтажу становить близько 5,3 тис.грн.

Визначимо загальну вартість тепломережі.

$$B_{\text{тепл}} = 19,7 + 3,5 + 6,4 = 29,6 \text{ тис.грн.}$$

Вартість приміщення теплового пункту визначиться за формулою [23]:

$$B_{\text{буд}} = C_{\text{буд.}} \cdot V_{\text{пр}} = 1,3 \cdot 15 \approx 19,5 \text{ тис.грн.}$$

де $C_{\text{буд.}}$ – вартість 1м^3 будівлі, (за даними [23] $C_{\text{буд.}} = 1,3 \text{ тис.грн.}$), тис.грн.;

$V_{\text{пр}}$ – об'єм приміщення теплового пункту, м^3 ;

Скориставшись формулою [23] визначимо капіталовкладення:

$$K_{\text{кан}} = 29,6 + 5,3 + 19,5 = 54,4 \text{ тис.грн.}$$

Економічну ефективність експлуатації системи теплопостачання житлового будинку визначимо за формулою [23]:

$$E_p = K_{\text{гр}} - C \quad (5.4)$$

де $K_{\text{гр}}$ – сума грошових надходжень, тис.грн.; C – річна собівартість транспортування і розподілу теплоносія, тис.грн.

Суму грошових надходжень визначимо, користуючись формулою [23]:

$$K_{\text{гр}} = 843 \cdot 0,51 \cdot 211 = 90715,23 \approx 90,7 \text{ тис.грн.}$$

Річну собівартість транспортування і розподілу теплоносія визначимо за формулою [23]:

$$З_{\text{пр}} = (25,0 + 6,8 + 2,1 + 4,2 + 3,9 + 6,0) \times 1,1 \approx 52,8 \text{ тис.грн.}$$

Напрямі затрати визначаємо за формулою [23]:

$$З_{\text{непр}} = 52,8 \times 0,35 \approx 18,5 \text{ тис.грн.}$$

Вартість теплоносія буде становити, згідно [23]:

$$C_{\text{сир}} = 0,5 \cdot 750 = 375 \text{ грн.} = 0,375 \text{ тис.грн.}$$

Підставивши отримані результати розрахунків у формулу (5.10) отримаємо річну собівартість транспортування і розподілу теплоносія.

$$C = 52,8 + 18,5 + 0,375 \approx 72,0 \text{ тис.грн.}$$

Прибуток з експлуатації тепломережі і теплового пункту визначимо за формулою (5.8):

$$E_p = 90,7 - 72,0 = 18,7 \text{ тис.грн.}$$

Термін окупності визначаємо за формулою (5.1):

$$T = 54,4 / 18,7 \approx 2,91 \text{ року}$$

Рівень рентабельності буде становити:

$$P_p = (E_p / C) \times 100 = (18,7 / 72,0) \times 100 \approx 26,0 \%$$

Отримані основні розрахункові дані заносимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Техніко-економічні показники експлуатації системи теплопостачання

Показники	Позначення	Одиниці виміру	Значення
Площа опалення	$F_{оп.}$	$м^2$	843
Вартість опалення	$Ц_{оп.}$	$грн. (м^2 \cdot добу)$	0,51
Тривалість опалювального сезону	$n_{оп.дiб}$	$доба$	211
Грошові надходження	$K_{гр.}$	$тис. грн.$	90,7
Капітальні затрати	$K_{кап.}$	$тис. грн.$	54,4
Собівартість транспортування і розподілу теплоносія	C	$тис. грн.$	72,0
Прибуток	$E_p.$	$тис. грн.$	18,7
Термін окупності	T	$роки$	2,91
Рівень рентабельності	$P_p.$	$\%$	26,0

Отже, розроблена система теплопостачання житлових будівель економічно вигідна, бо при капітальних затратах в сумі 54,4 тис.грн., внаслідок її експлуатації, буде отримано річний прибуток в сумі 18,7 тис.грн. при терміні окупності 2,91 року і рівні рентабельності 26,0%.

ВИСНОВКИ

Аналіз системи опалення різних об'єктів теплоспоживання показав, що обслуговувати споживачів тепла з різною схемою споживання тепла неефективно, оскільки температурний режим споживачів тепла сильно різниться, наприклад, якщо відповідно до гігієнічних вимог температура внутрішнього повітря в приміщеннях, де перебувають люди, має становити, в основному, $t_g = 18 \pm 2^\circ\text{C}$, то у виробничих приміщеннях – від $t_g = 10^\circ\text{C}$ до 15°C .

Неефективність експлуатації таких систем опалення очевидна, оскільки використання теплоносіїв однакової температури для будівель і споруд, що не є обов'язковою умовою, призводить до значного перевитрати теплової енергії. У зв'язку з цим, під час оціночної роботи на прикладі житлового будинку було продемонстровано доцільність використання окремих теплових уводів, які забезпечують кожному споживачу теплової енергії температурний режим приміщення, що відповідає гігієнічним вимогам.

Для якісного регулювання параметрів теплоносія в роботі запропоновано незалежний індивідуальний тепловий увід, який підключає локальну систему опалення до тепломережі за незалежною схемою. Автономна схема підключення системи опалення та тепломережі забезпечує більш стабільну роботу системи опалення, точне регулювання температури теплоносія відповідно до потреб споживача і абсолютно не залежить від температури теплоносія мережі при регулюванні параметрів теплоносія системи опалення. В роботі також представлено схему та обґрунтовано параметри запропонованого електромеханічного водоструминний змішувача, який забезпечить автоматичне регулювання температури опалення, враховуючи зовнішню температуру.

Техніко-економічне обґрунтування розробок кваліфікаційної роботи підтверджує доцільність запровадження запропонованої системи регулювання параметрів теплоносія системи опалення на практиці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Богословський В.Н., Сканава А.Н. Отопление. М.: Стройиздат, 1991. 736 с.
2. Тихомиров В.К. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция .М.: Стройиздат, 1981.-272с.
3. Гусев В.М., Ковалев Н.И., Попов В.П., Потрошков В.А. Теплотехника, отопление, вентиляція и кондиционирование воздуха. Л.: Стройиздат, 1981. 343 с.
4. Богословський В.Н., Щеглов В.П. Отопление и вентиляция. М.: Стройиздат, 1970. 303 с.
5. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Справочник. К.: Будівельник, 1983. – 271с.
6. Дроздов В.Ф. Теплоснабжение и вентиляция. М.: Высшая школа, 1968. 352с.
7. Орлов К.С. Санитарно-технические устройства сельских зданий: Учебник. М.: Агропомиздат, 1986. 237 с.
8. Богословський В.Н. Строительная теплофизика. М.: Высшая школа, 1982. 361 с.
9. Щекин Р.В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. К.: Будівельник, 1976., 237 с.
10. Кирюшатов А.И. Теплофикация в сельськохозяйственном производстве. М.: Агропромиздат, 1986. 191с.
- 11.Чекменьов В.В., Бендера І.М., Шолудько Я.В., Шолудько В.П., інш. Методика дипломного проектування з теплопостачання: навчальний посібник. Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2013. 552с.
12. Курсовое проектирование по теплотехнике и применению теплоты в сельськом хозяйстве. Под. общ. ред. Драганова Б.Х. М.: Агропромиздат, 1991. 176 с.

13. Драганов Б.Х., Буляндра О.Ф., Міщенко А.В. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві. К.: Урожай, 1995. 223с.
14. Шолудько Я.В., Боярчук В.М., Шолудько В.П., Бендера І.М. Теплотехніка та використання теплоти : Практикум. / за ред. Шолудька Я. В. Львів : Сполом, 2010. – 232с.
15. Шолудько В.П., Боярчук В.М., Шолудько Я.В., Михалюк М.А. Теплотехніка та використання теплоти.: Навч. Посібник / За заг. ред. В.П. Шолудька. Львів: Сполом, 2007. 190 с.
16. Щербатюк Б.І. Енергоощадні системи опалення будинків. Львів.: Львівська політехніка, 2003. 111с
17. Анурьев В.М. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1974. 575 с.
18. Білявський Г.О., Падун М.М., Фурдуй Р.С. Основи загальної екології. К.: Либідь., 1995. 368с.
19. Злобін Ю.А. Основи екології. К.: Лібра., 1998. 250с.
20. Гряник Г.М., Лахман С.Д., Будко Д.А. Охорона праці. К.: Урожай, 1994. – 272 с.
21. Луценков В.Л., Бутков Д.А., Воїнов М.Т. Критерії оцінки виробничих небезпек. Сімферополь. Бізнес-Інформ, 1996. 224с.
22. Лехман С.Д., Рубльов В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. К.: Урожай, 1993. 272 с.
23. Павчак В.А. Економіка сільського господарства. Львів, 1996. 271 с.