

**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: **«Підвищення ефективності системи
енергопостачання адміністративно-виробничих
об'єктів з обґрунтуванням параметрів
електромеханічного елеватора»**

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

Олійник Дмитро Ярославович
(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

Олійнику Дмитру Ярославовичу _____.

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності системи енергопостачання адміністративно-виробничих об'єктів з обґрунтуванням параметрів електромеханічного елеватора»

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 схем та засобів узгодження роботи систем опалення та теплових мереж

2 Розрахунок розробленої системи опалення адміністративної будівлі

3 Обґрунтування параметрів розробленого електромеханічного елеватора запропонованої системи опалення

4 Охорона праці та довкілля

5 Техніко-економічний розрахунок запропонованої системи теплопостачання

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)

Олійник Д. Я.

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.

Підвищення ефективності системи енергопостачання адміністративно-виробничих об'єктів енергоспоживання з обґрунтуванням параметрів електромеханічного елеватора. Олійник Дмитро Ярославович. – Кваліфікаційна робота. Кафедра енергетики. – Львів-Дубляни, Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С.З.Гжицького, 2025.

Обґрунтовано доцільність приєднання до теплових мереж адміністративно-виробничих об'єктів енергоспоживання. Зроблено розрахунки тепловтрат будівлею, розроблено систему опалення з індивідуальним тепловим пунктом, підібрано нагрівальні прилади. Дано аналіз існуючих систем регулювання параметрів теплоносія, описано розроблено пристрій для регулювання температури теплоносія в подавальному теплопроводі системи опалення, проведено необхідні розрахунки запропонованого змішувача. Висвітлено питання охорони довкілля та охорони праці, дано рекомендації щодо їх покращення. Техніко-економічні розрахунки підтвердили доцільність використання запропонованої системи теплопостачання.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ СХЕМ ТА ЗАСОБІВ УЗГОДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	7
1.1 Аналіз принципів схем приєднання систем місцевого теплопостачання до тепломереж	7
1.2 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	11
2 РОЗРАХУНОК РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ	12
2.1 Розрахунок тепловтрат приміщеннями будівлі	12
2.2 Розрахунок і обґрунтування технологічних параметрів запропонованої системи опалення	21
3 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗРОБЛЕНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ЕЛЕВАТОРА ЗАПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ	29
3.1 Опис конструкції запропонованого електромеханічного елеватора	29
3.2 Розрахунок параметрів розробленого електромеханічного елеватора	31
3.3 Аналіз системи автоматичного керування (СПР) електроприводом розробленого електромеханічного елеватора	35
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ	43
4.1 Структурно-функціональний аналіз процесу теплопостачання	43

4.2 Безпека праці при експлуатації теплопроводів	43
4.3 Розробка заходів безпеки у надзвичайних ситуаціях	45
4.4 Шляхи покращення екологічного стану	46
 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	 47
 ВИСНОВКИ	 51
 СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	 53

ВСТУП

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.

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.

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 СХЕМ ТА ЗАСОБІВ УЗГОДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

1.1 Аналіз принципів схем приєднання систем місцевого теплопостачання до тепломереж

За кількістю теплопроводів у тепломережі системи гарячого водопостачання поділяються на однотрубні, двотрубні, тритрубні, чотирьохтрубні та комбіновані (коли кількість теплових труб, що використовуються в тепломережі, не визначена, [17, 18]). Принципові схеми описаних вище системи теплопостачання наведено на рисунку 1.1.

Однотрубна система опалення є найбільш дешевою при мон'язі (див. рис. 1.1, а). Коли середньогодинна витрата теплоносія в системі опалення та вентиляції постійна протягом тривалого часу, рекомендується використовувати однотрубну систему і забезпечити нормальну роботу системи гарячого водопостачання (ГВП).

Однак для забезпечення нормальної роботи систем опалення, розрахункова витрата теплоносія зазвичай перевищує витрату, необхідну для системи гарячого водопостачання.

Вищезазначена проблема дисбалансу потоку в однотрубній системі опалення вимагає скидання невикористаної надлишкової гарячої води для побутових потреб у дренажну трубу, що призводить до величезного споживання енергії та ресурсів. Враховуючи вищезазначені недоліки, варто відзначити, що двотрубна система стала найпоширенішою системою в опалювальній практиці.

Двотрубна система поділяється на закритого типу (див. рис. 1.1 в) і напівзакритого типу (див. рис. 1.1 б).

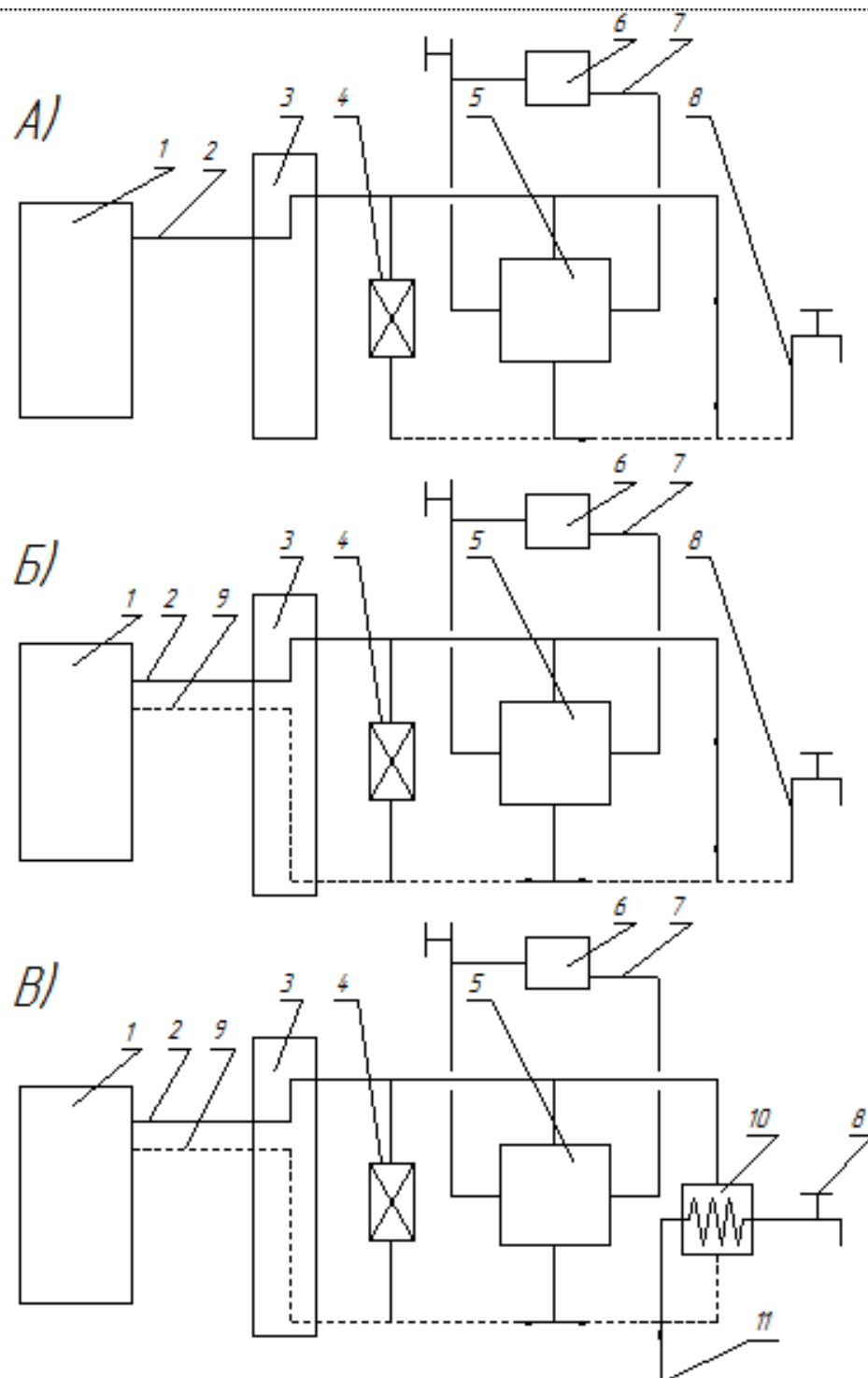


Рисунок 1.1 – Схеми приєднання систем місцевого опалення до тепломережі: А) –розімкнута (однотрубна); Б) – відкрита двотрубна; В) – закрита двотрубна; 1 – джерело теплової енергії; 2 – подавальний трубопровід; 3 – індивідуальний тепловий пункт; 4 – калорифер вентиляційний; 5 –теплообмінник; 6 – прилад нагрівальний; 7 – теплопроводи місцевої СО; 8 – система ГВП; 9 – зворотний теплопровід мережі; 10 – теплообмінник ГВП; 11 – подача холодної води.

Якщо опалювальний агрегат знаходиться далеко від опалювального обладнання, то рекомендується використовувати комбіновану систему опалення.

Комбінована система опалення являє собою комбінацію однотрубною та двотрубною напівзакритих систем опалення (рисунк 1.2а).

У цій системі генератор теплової енергії, що працює в контурі опалення, встановлюється безпосередньо в зоні опалення за технологією комбінованого виробництва тепла та електроенергії, щоб забезпечити додаткову електроенергію для всієї системи опалення.

Згідно з цією схемою опалення певна кількість високотемпературної води, необхідної для ГВП, транспортується від теплоелектростанції (ТЕЦ) по трубах до теплообмінника котельні. У системі централізованого опалення використовується напівзакрита двотрубна система теплопостачання.

У теплових промислових мережах, де витрата теплоносія постійна протягом процесу, зазвичай використовують тритрувні системи опалення (рисунк 1.2 б).

У цих системах використовуються дві водяні теплові труби, одна з яких подає воду постійної температури до технологічного обладнання та теплообмінників системи ГВП. Інша водяна тепла труба подає теплоносій зі змінною температурою в систему опалення та вентиляції. Зворотний (охолоджуючий) теплоносій всіх локальних систем опалення повертається на ТЕС по одній трубі.

Через більшу витрату матеріалів чотиритрубна система опалення (див. рис. 1.2,в) використовується лише в одній гарячій точці для спрощення системи опалення.

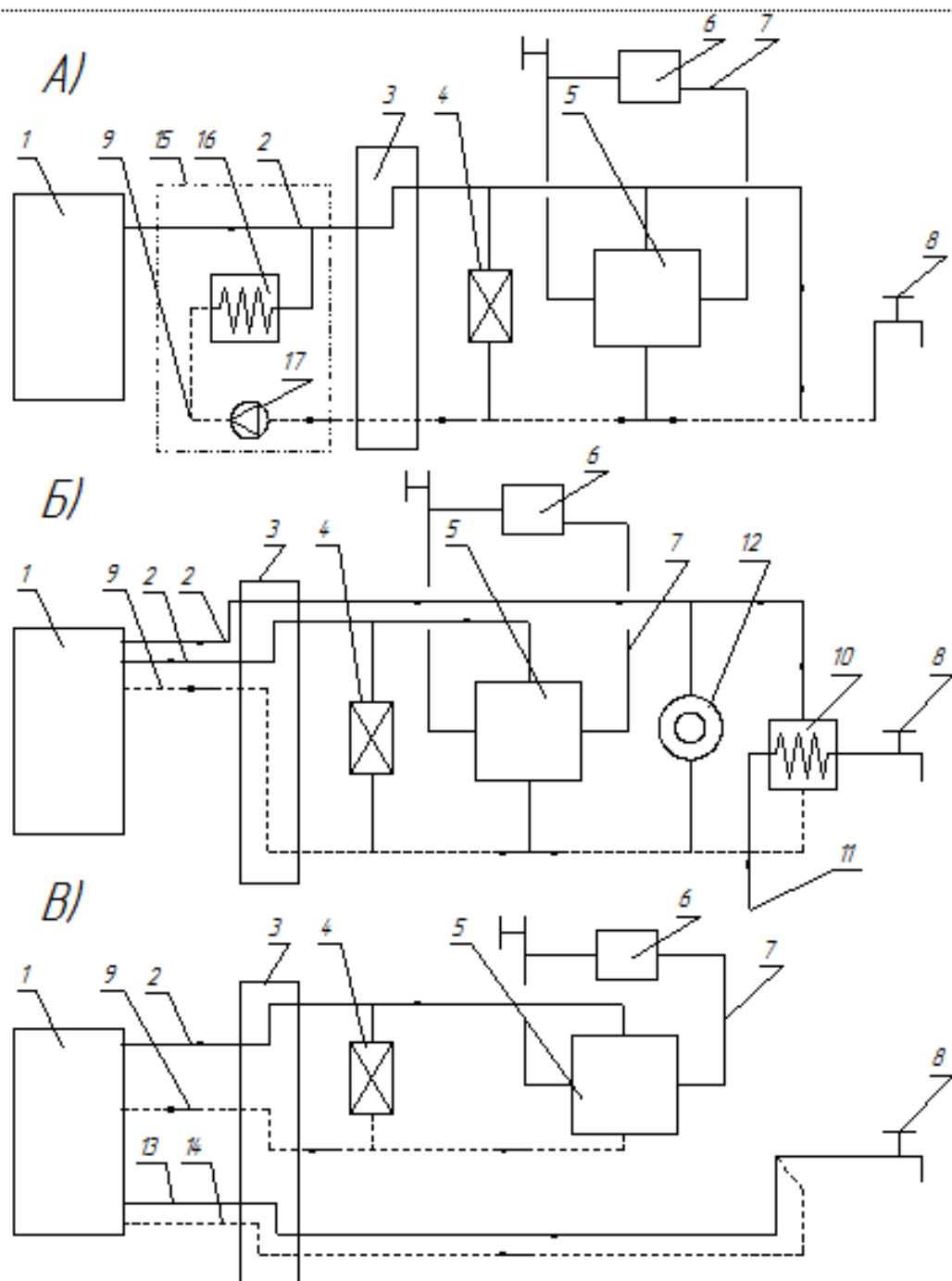


Рисунок 1.2 – Схеми приєднання споживачів теплової енергії до тепломережі: А) – комбінована; Б) – 3-трубна; В) – 4-трубна; 1 – джерело теплової енергії; 2 – подавальний теплопровід; 3 – увід абонентський; 4 – вентиляційний калорифер; 5 – теплообмінник абонентський; 6 – прилад нагрівальний; 7 – трубопроводи місцевої СО; 8 – місцева система ГВП; 9 – зворотний теплопровід мережі; 10 – теплообмінник ГВП; 11 – водопровід холодної води; 12 – апарат технологічний; 13 – подавальний теплопровід ГВП; 14 – трубопровід рециркуляційний ГВП; 15 – котельня; 16 – котел водогрійний; 17 – помпа мережі.

1.2 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

Наша країна переживає енергетичну кризу через нестачу власних енергоресурсів, а більшість енергії імпортується. Одним із найефективніших шляхів виходу з цієї кризи є суворе впровадження комплексного енергозбереження на всіх етапах і рівнях виробництва та використання енергії.

Для підтримки стабільної температури в адміністративних будівлях, яка відповідає гігієнічним нормам, та економії теплової енергії необхідно використовувати пристрої регулювання температури теплоносія в теплопроводах системи опалення для забезпечення регулювання параметрів теплоносія на вході користувача.

Саме цю проблему має на меті розв'язати дана кваліфікаційна робота, тобто спробувати показати доцільність впровадження енергоощадної автоматизованої системи опалення на прикладі адміністративної будівлі.

2 РОЗРАХУНОК РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ

2.1 Розрахунок тепловтрат приміщеннями будівлі

Втрати тепла через окрему огорожу визначаються за формулами [2,10,13,22]:

$$Q_i = k_i F_i (T_B - T_3) \cdot n_i (1 + \sum \beta_i), \quad (2.1)$$

де T_3 - розрахункова температура зовнішнього повітря, °K;

T_B - розрахункова температура повітря в приміщенні, °K;

k_i - коефіцієнт теплопередачі і-го корпусу Вт/(м²°K);

n_i - коефіцієнт для врахування фактичного зниження розрахункової температури ($T_B - T_3$) за рахунок огородження, що відокремлює опалювальні приміщення від неопалюваних (підвали, горища тощо);

β_i - коефіцієнт для врахування додаткових тепловтрат через огородження;

F_i - площа поверхні і-го огородження (стін, дверей, вікон, стелі тощо), м².

Розрахункове значення температури зовнішнього повітря T_3 враховує теплову інерцію (масу) оболонки, яку можна визначити за формулою [18,22]:

$$D = \sum R_i S_i \quad (2.2)$$

де S_i - розрахунковий коефіцієнт теплопоглинання оболонки, Вт/(м²°K);

R_i - термічний опір і-го шару оболонки, (м²°K)/Вт.

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

де λ_i - теплопровідність і-го шару матеріалу оболонки, Вт/(м°K);

δ_i - товщина і-го шару оболонки, м.

Коефіцієнт тепловіддачі огородження визначається з виразу [22,23]:

$$k = \frac{1}{R_{\text{заг}}}, \quad (2.4)$$

де R_B - загальний опір теплопередачі корпусу, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$:

$$R_{\text{заг}} = R_B + R_T + R_3, \quad (2.5)$$

де R_T - опір теплопровідності корпусу, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$;

R_B - опір теплообміну внутрішньої поверхні огороження, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$;

R_3 - опір теплообміну зовнішньої поверхні корпусу, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$.

Якщо огороження є багатошаровою конструкцією, що складається з кількох шарів матеріалу, розміщених перпендикулярно до напрямку теплового потоку (наприклад, цегляна кладка, внутрішня штукатурка, зовнішнє оштукатурювання), термічний опір усього огороження дорівнюватиме сумі термічних опорів окремих шарів огороження R_i :

$$R_T = \sum_{i=1}^n R_i, \quad (2.6)$$

Плоскі повітряні шари, розташовані перпендикулярно до напрямку теплового потоку всередині корпусу, також повинні бути включені в цю суму як додатковий безперервний опір передачі тепла через конструкцію огороження.

Отже, для загальної багатошарової конструкції з повітряним прошарком загальний опір теплопередачі через огорожу дорівнює:

$$R_{\text{заг}} = R_B + \sum_{i=1}^n R_i + R_{\text{п.п}} + R_3, \quad (2.7)$$

де, $R_{\text{п.п}}$ - опір теплопередачі повітряного прошарку огорожі, $(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}$.

У розгорнутому вигляді формула (2.7) має вигляд:

$$R_{\text{заг}} = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.8)$$

де, λ_i - теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°K})$;

δ_i - товщина i -го шару огорожі, включаючи повітряний прошарок, м ;

α_B - коефіцієнт теплопередачі внутрішньої поверхні конструкції огорожі, $Bm/(m^2K)$;

α_3 - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої поверхні огорожі, $Bm/(m^2K)$.

Втрати тепла відбуваються через огороження навколо приміщення: підлогу, стіни, вікна та двері. Стіни цього будинку складаються з 1,5 шарів цегли, порожноти і двох шарів штукатурки (див. рис. 2.1). Термічний опір стіни розраховуємо за формулою. Для цього використовуються значення коефіцієнтів $\alpha_6 = 8,7$; $\alpha_3 = 23$, які вибираються з [13,22-24].

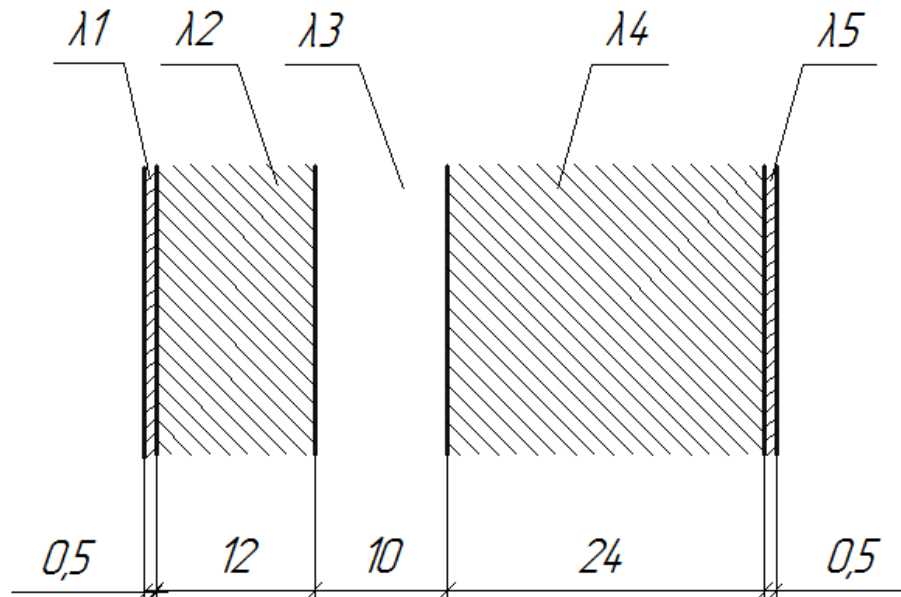


Рисунок 2.1 – Переріз стіни

Розрахуємо термічний опір зовнішньої стіни:

$$R_{\text{заг}} = \frac{1}{8,7} + 0,0115 + 0,5 + 0,15 + \frac{1}{23} = 0,8, (m^2K)/Bm.$$

Звідси за формулою (2.4) можна розрахувати теплопровідність стіни:

$$k = \frac{1}{0.8} = 1.25, Bm/(m^2K);$$

Крім того, відповідно до [13.22] розраховуємо теплопровідність:

– дверей $k_{\text{двер}} = 2,7 Bm/(m^2K)$.

– вікна $k_{вік}=1,75$ Вт/(м²К).

Теплопровідність підлоги першого поверху, згідно [22]:

– для першої зони – $k_{нід1}=0,5$, Вт/(м²К)

– для а другої зони – $k_{нід2}=0,23$ Вт/(м²К).

Вибирається мінімальна річна температура в регіоні, де розташований будинок:

$$t_3 = \frac{-23 - 20}{2} = -21,5, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Відповідно до додатку до [22] температура повітря в приміщенні підбирається відповідно до гігієнічних вимог. Далі визначається різниця між температурою повітря в приміщенні і на вулиці:

$$\Delta t = -21,5 - 18 = 39,5, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Для визначення тепловтрат через підлогу також необхідно розрахувати різницю температур між ґрунтом і повітрям у приміщенні, для цього ми припускаємо, що середня температура ґрунту становить приблизно $t_{зем}=5^\circ\text{C}$:

$$F_{стін} = (1,54 \cdot 2 + 0,95 + 2,86 + 4,4) \cdot 2,9 - \\ - (1,8 \cdot 2 + 0,7 \cdot 1,8 + 2,2 + 0,6) = 33 - 7,7 = 25 \text{ м}^2$$

Площа вікна дорівнює:

$$F_{вік} = 7,7, \text{ м}^2.$$

Визначаємо площу двох ділянок підлоги:

$$F_{нід1} = 18 \text{ м}^2,$$

$$F_{нід2} = 10 \text{ м}^2.$$

Розраховуємо площу зовнішньої стіни.

Тому з формули (2.1) знаходимо:

– тепловтрати стінами

$$Q_{стін} = 1,25 \cdot 25 \cdot 39,5 = 1234, \text{ Вт};$$

– тепловтрати підлогою:

$$Q_{\text{під}} = (0,5 \cdot 18 + 0,23 \cdot 10) \cdot 13 = 147, \text{ Вт};$$

– тепловтрати вікнами:

$$Q_{\text{вік}} = 1,75 \cdot 7,7 \cdot 39,5 = 532, \text{ Вт}.$$

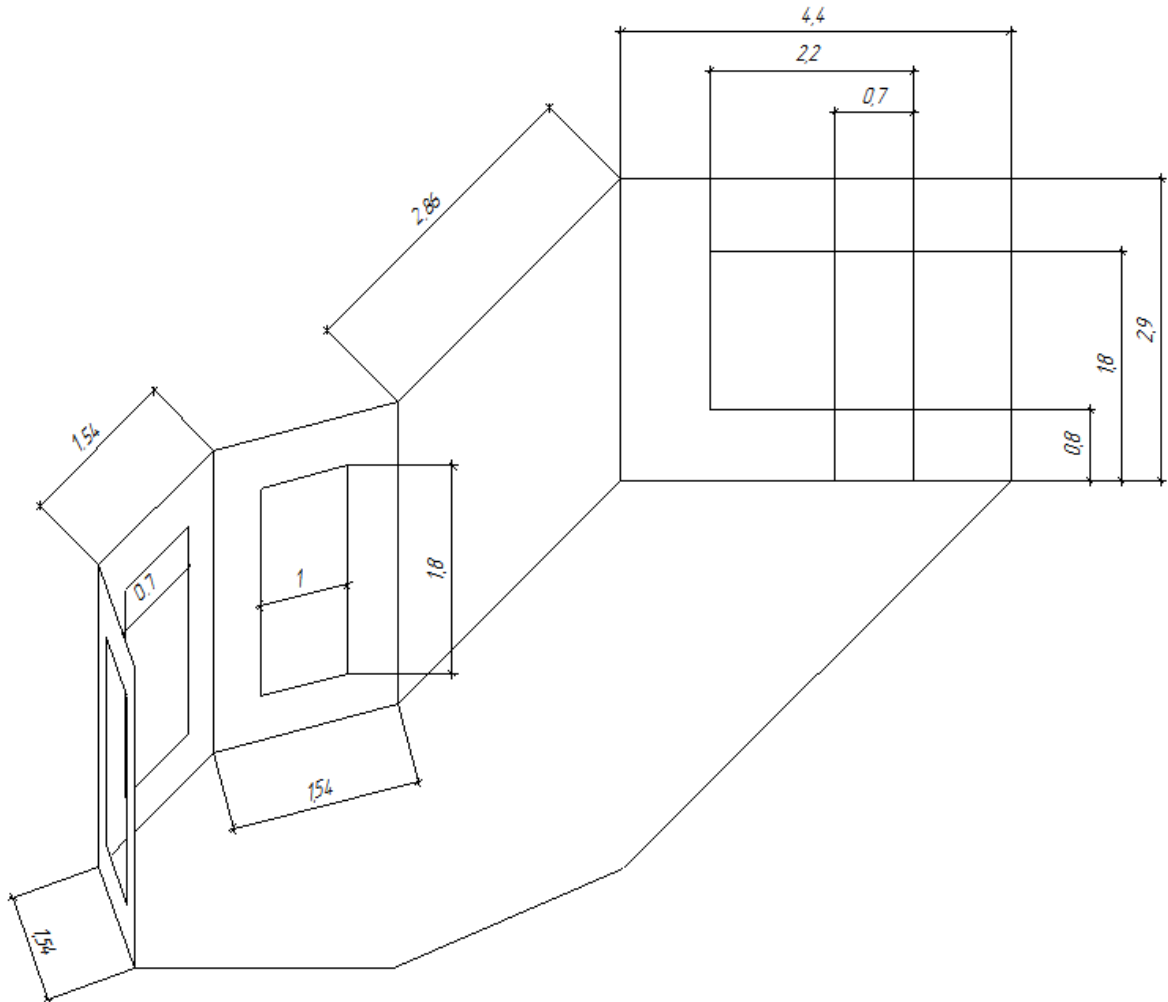


Рисунок 2.2 – Схема кімнати для визначення площ вікон підлоги та зовнішніх стін

Для розрахунку загальних тепловтрат необхідно визначені тепловтрати помножити на коефіцієнт β . Цей коефіцієнт визначається відповідно до [22] і залежить від розташування приміщення (включаючи базову точку, кількість зовнішніх кутів, силу вітру та кількість дверей і вікон, які можна провітрювати). Для цього приміщення коефіцієнт $\beta=1,3$. Далі розраховуємо загальні тепловтрати приміщення:

$$Q_{\text{сум}} = 147 + (1234 + 532) \cdot (1 + 0,07 + 0,05 + 0,05 + 0,1) = 2390, \text{ Вт.}$$

На горищі, оскільки температура першого поверху така ж, як і другого поверху, втрати тепла через підлогу вже не будуть, а через стелю будуть тепловтрати. Щоб визначити ці втрати, стелю також поділяють на дві зони: перша зона – це стеля, яка підвішена під кутом 45° і безпосередньо межує з навколишнім середовищем; друга зона підвішена горизонтально і межує з мансардою. Звичайно, теплопровідність цих двох стель буде різною.

Термічний опір $R_{\text{м1}}$ похилої стелі дорівнює сумі термічних опорів двох повітряних прошарків, мінеральної вати та гіпсокартону (нехтуючи теплопровідністю металевої крівлі, крокв і профілів). Опір повітряного зазору розраховується за [22]:

$$R_{\text{л.л}} = 0,15;$$

$$R'_{\text{л.л}} = 0,16.$$

Крім того, опір мінеральної вати та гіпсокартону можна розрахувати за методикою [22]:

$$R_{\text{мінвати}} = \frac{0,1}{0,06} = 1,7, \text{ (м}^2\text{°K)/Вт.}$$

Далі розраховуємо загальний опір $R_{\text{заг1}}$ похилої стелі:

$$R_{\text{заг1}} = \frac{1}{8,7} + 0,15 + 1,7 + 0,04 + 0,16 + \frac{1}{23} = 2, \text{ (м}^2\text{°K)/Вт.}$$

За формулою (2.4) можна розрахувати:

$$k_{\text{м1}} = \frac{1}{2} = 0,5, \text{ Вт/(м}^2\text{°K).}$$

Методика розрахунку теплового опору $R_{\text{заг2}}$ горизонтальної стелі аналогічна, за винятком того, що за нижній повітряний зазор приймається об'єм усього горища над цією стелею.

Відповідно до [22]:

$$R'_{п.п}=0,2(\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}.,$$

Отже $R_{заг2}$:

$$R_{заг2} = \frac{1}{8,7} + 0,15 + 1,7 + 0,04 + 0,2 + \frac{1}{23} = 2,4, (\text{м}^2\text{°K})/\text{Вт}.$$

Аналогічно попередньому розрахунку, знайдем значення $k_{м2}$:

$$k_{м2} = \frac{1}{2,4} = 0,38, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{°K}).$$

Для прикладу розрахуємо тепловтрати мансардного санвузла. Методика розрахунку така ж, як і для кімнати на першому поверсі, за винятком того, що замість розрахунку тепловтрат через підлогу вони розраховуються через стелю.

Спочатку обчислюємо площі зовнішніх стін $F_{стін}$, площі стелі $F_{м1}$ та $F_{м2}$ та площі вікон $F_{вік}$:

$$F_{стін} = 2 \cdot 2,2 + 0,35^2 + 1,5 \cdot 0,35 + 2 \cdot 1,3 - 1,3 \cdot 0,8 =$$

$$= 4,4 + 0,1225 + 0,5 + 2,6 - 1,04 = 6,6, \text{м}^2$$

$$F_{м1} = 2 \cdot 0,5 \cdot 1,3 + 0,5 \cdot 0,5 + 0,5 \cdot 1,41 \cdot 0,35 =$$

$$= 1,3 \cdot 0,25 + 0,25 = 2,3, \text{м}^2$$

$$F_{м2} = 1,5 \cdot 1,8 + 0,6 \cdot 2,2 = 2,7 + 1,32 = 4, \text{м}^2$$

$$F_{вік} = 1, \text{м}^2$$

Потім ми обчислюємо втрати тепла за вищенаведеними конструкціями:

$$Q_{стін} = 1,25 \cdot 6,6 \cdot 39,5 = 326, \text{Вт};$$

$$Q_{м1} = 0,45 \cdot 2,3 \cdot 39,5 = 41, \text{Вт};$$

$$Q_{м2} = 0,38 \cdot 4 \cdot 39,5 = 60, \text{Вт};$$

$$Q_{вік} = 1,75 \cdot 1 \cdot 39,5 = 69, \text{Вт}.$$

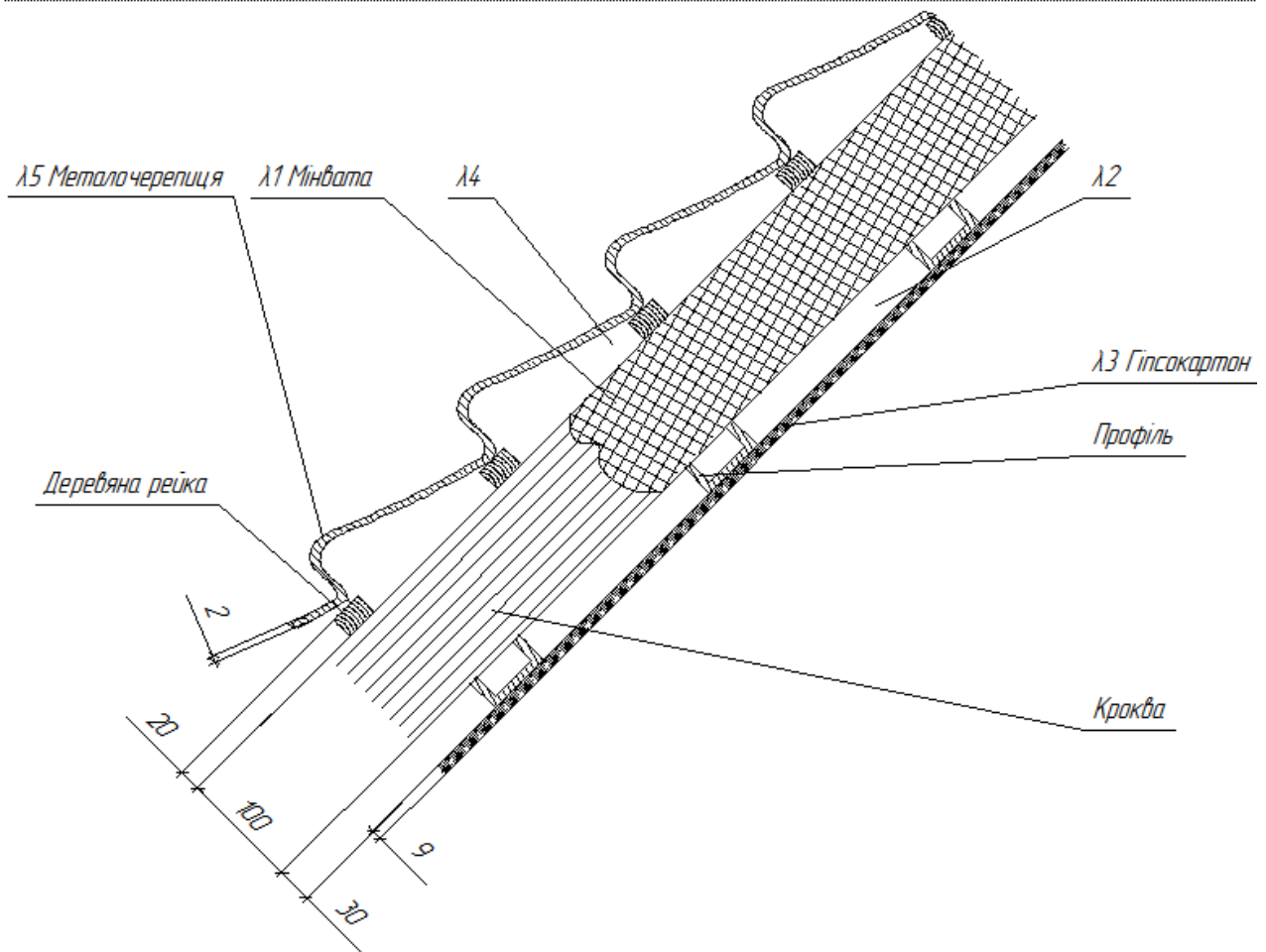


Рисунок 2.3 – Схема перекриття над мансардою

Далі складаємо всі тепловтрати і множимо на коефіцієнт додаткових втрат β :

$$Q_{\text{сум}} = (326 + 41 + 60 + 69) \cdot 1,27 = 630, \text{Вт}.$$

Це очікувані втрати тепла для цього приміщення. Аналогічні розрахунки проводяться для решти кімнат. Результати наведено в таблицях 2.1 і 2.2.

Результати втрат теплової енергії в будинку також наведені в таблицях 2.1 і 2.2.

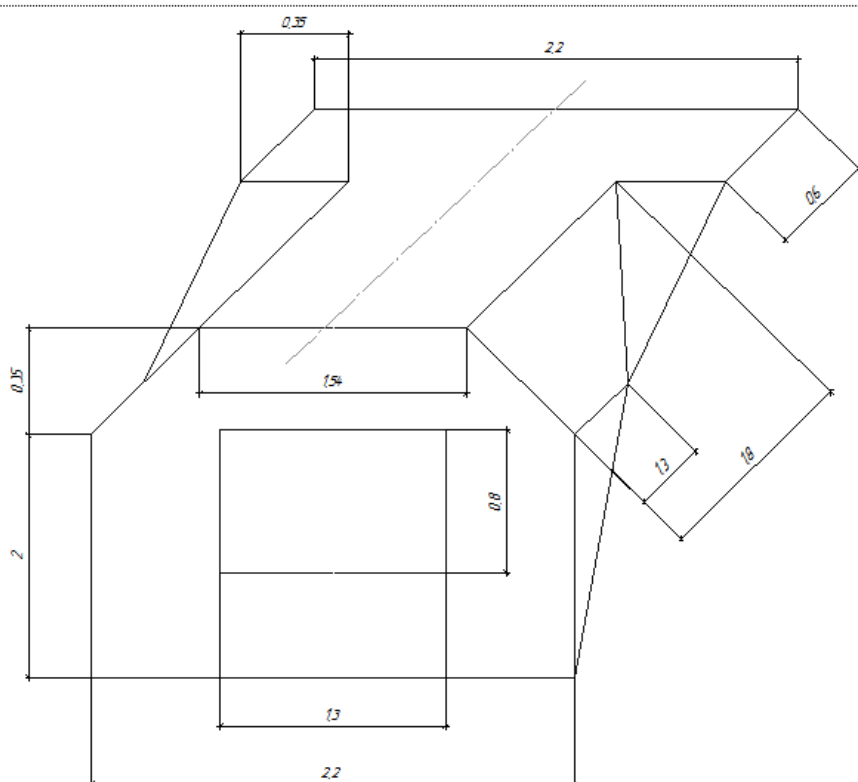


Рисунок 2.4 – Схема для визначення площ зовнішніх огорожень у санітарному вузлі мансарди

Таблиця 2.1 – Розрахунок втрат теплоти на першому поверсі будинку

N_p	$F_{стін},$ m^2	$F_{нід1},$ m^2	$F_{нід2},$ m^2	$F_{вік},$ m^2	$F_{двер},$ m^2	$Q_{стін},$ Bm	$Q_{нід1},$ Bm	$Q_{нід2},$ Bm	$Q_{вік},$ Bm	$Q_{двер},$ Bm	β	$Q_{I},$ Bm
1	3,3	2,8	0	0	2,1	163	18	0	0	224	1,25	501
2	0	0,6	8,6	0	0	0	4	26	0	0	1	30
3	7,9	6	0	1,1	0	390	39	0	76	0	1,25	622
4	0	0	3,4	0	0	0	0	10,2	0	0	1	10,2
5	14,8	7,6	0,97	2,2	0	731	49,4	3	152	0	1,3	1266
6	25	18	10	7,7	0	1234	117	30	532	0	1,27	2390
7	16,7	8,4	1,5	1,3	0	825	55	5,5	90	0	1,2	1160
8	0	0	5	0	0	0	0	19,5	0	0	1	19,5
9	19,6	16	3	1	6,5	968	104	9	70	693	1,3	2363

Таблиця 2.2 – Розрахунок втрат теплоти в приміщеннях мансарди

$N_{\text{о}}$	$F_{\text{стін}}, \text{м}^2$	$F_{\text{м1}}, \text{м}^2$	$F_{\text{м2}}, \text{м}^2$	$F_{\text{вік}}, \text{м}^2$	$Q_{\text{стін}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{м1}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{м2}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{вік}}, \text{Вт}$	β	$Q_{\text{I}}, \text{Вт}$
1	0	0	11,6	0	0	0	174,5	0	1,1	192
2	8,9	7,6	5,8	3,3	439	135	87	228	1,25	1111
3	12,2	7,6	8,64	3,3	602	135	130	228	1,25	1369
4	6,6	2,3	4	1	326	41	60	69	1,27	630
5	13	9	9	1,6	642	160	135	111	1,3	1362
6	7,7	4,8	6,2	1,3	380	85	39	90	1,25	742,5
7	17,6	19	5,6	1,8	869	338	84	124	1,25	1768
8	1,9	6,8	0	0	94	121	0	0	1,05	226

2.2 Розрахунок і обґрунтування технологічних параметрів запропонованої системи опалення

Щоб розрахувати площу опалювального обладнання, необхідно знати його необхідну теплову потужність Q_{np} .

Теплова потужність може бути розрахована на основі загальної потреби тепла Q кімнати, враховуючи тепло, що виділяється неізолюваною поверхнею труб у кімнаті Q_{mp} , таким чином:

$$Q_{np} = Q - Q_{mp}, \quad (2.9)$$

Теплову потужність відкритих неізолюваних труб у приміщенні можна розрахувати за формулами [5, 22]:

$$Q_{mp} = q_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}} + q_{\text{г}} \cdot l_{\text{г}}, \quad (2.10)$$

де, l_v і l_z - довжина вертикальних і горизонтальних труб, прокладених у приміщенні, м;

q_z - теплова потужність 1 метра неізолюваної горизонтальної труби, Вт/м;

q_v - теплова потужність 1 метра неізолюваної вертикальної труби, Вт/м;

Середня температура води в радіаторі опалення визначається за формулою:

$$t_{np} = \frac{t_z + t_0}{2}, \quad (2.11)$$

Площа поверхні опалювального радіатора в екм визначається за виразом:

$$F_0 = \frac{Q_{np}}{k \cdot \Delta t} \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4, \quad (2.12)$$

Кількість сегментів радіатора визначається за формулою:

$$n = \frac{F_0}{f_0}, \quad (2.13)$$

де, f_0 - площа поверхні нагрівання на сегмент, екм.

Витрата води через проектну ділянку може бути визначена відповідно до наступного співвідношення:

$$G = \frac{3.6Q}{C(t_2 - t_0)}, \quad (2.14)$$

де Q - теплове навантаження в проектній зоні, Вт;

G - витрата води в проектній зоні, $кг/год$;

t_2 - температура гарячого теплоносія ($t_2 = 95^\circ C$);

3,6 - коефіцієнт перетворення з W в J;

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

t_0 - температура зворотного, охолодженого теплоносія ($t_0 = 70^\circ C$).

Циркуляційні контури в обладнанні на кожному поверсі мають різні значення p_i , та h_i , тому обладнання, розташоване на першому поверсі (найнижча позиція опалювального обладнання), має найменший циркуляційний тиск (найгірша циркуляція). Враховуючи це, розрахунок починається з найнижчого обладнання в системі опалення.

Для системи примусової циркуляції циркуляційний тиск вибраного основного циркуляційного контуру розраховується наступним чином:

$$p = p_{np} + p_E, \quad (2.15)$$

де p_{np} - тиск природної циркуляції;

p_E - тиск, що створюється після змішувача.

$$p = g \cdot h \cdot (\rho_1 - \rho_2), \quad (2.16)$$

де ρ_1 та ρ_2 – густини гарячої та охолоджувальної води відповідно;

g - прискорення вільного падіння;

h - висота між центром опалювального приладу і центром котла.

Розрахункові питомі втрати тиску на тертя на погонний метр кільця трубопроводу визначають шляхом розрахунку питомих втрат тиску трубопроводу:

$$R_{op} = \frac{0.9 f \Delta p}{\sum l}, \quad (2.17)$$

де R_{op} - розрахункові питомі втрати тиску на тертя, $Па/м$;

f - частка втрат на тертя (0,5 для системи природної циркуляції; 0,65 для системи примусової циркуляції);

Втрати тиску на тертя в трубі визначають за формулою:

$$\Delta p = R \cdot l, \quad (2.18)$$

де l - довжина ділянки труби, $м$;

R - являє собою витрату тиску через тертя між водою та стінкою труби на ділянці труби довжиною 1 метр, у $Па/м$;

Для визначення втрати тиску в місцевому опорі використовуємо формулу:

$$Z = \sum \xi \cdot p_v, \quad (2.19)$$

де p_v - тиск динамічний на розрахунковій ділянці труби, Па;

$\sum \xi$ – величина, що являє собою суму безрозмірних коефіцієнтів місцевого опору,

Значення Z і $R \cdot l$ можна знайти, скориставшись номограмою. Загальна втрата тиску в системі визначається наступним співвідношенням:

$$p_{сис} = \sum (R \cdot l + Z), \quad (2.20)$$

За результатами розрахунку одиничного циркуляційного контуру перевіряємо умову:

$$p_{сис} \leq (p_E + p_{np}). \quad (2.21)$$

Якщо умова не виконується, повторюємо обчислення, взявши нові значення d і v для кожної ділянки та знайдіть відповідні значення R ; Rl ; $\sum \xi$; Z ; $Rl + Z$.

Система опалення будинку двотрубна з примусовою циркуляцією теплоносія. Температура подачі $t_r = 95^\circ$, температура зворотної магістралі – $t_0 = 70^\circ\text{C}$. Тиск точки елеватора в мережі становить $P_{ел} = 120$ Па.

Середня температура води t_{np} обладнання розраховується як:

$$t_{np} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Різниця температур Δt між температурою повітря в приміщенні та середньою температурою води нагрівального обладнання дорівнює:

$$\Delta t = 82,5 - 20 = 62,5, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тиск P_{np} , що створюється в системі через різницю густини між гарячою та холодною водою, розраховується як:

$$\Delta p_{np} = 9,81 \cdot 2,9 \cdot (978 - 962) = 227,5, \text{ Па}.$$

Загальний тиск системи $P_{заг}$ розраховується як:

$$p_{zag} = 120 + 277,5 = 347,5, \text{ Па.}$$

Використовуючи цю формулу, ми обчислюємо потік води G через теплообмінник як:

$$G = \frac{0.86 \cdot 501}{95 - 70} = 17, \text{ кг/м}^3$$

Розраховуємо довжину окремої ділянки труби і заносимо ці дані в таблицю 2.3. Беремо найдовшу гілку всієї трубної системи і обчислюємо приблизний максимальний гідравлічний опір на метр труби за такою формулою:

$$R_{op} = \frac{0,9 \cdot 0,65 \cdot 227,5}{139} = 9,6, \text{ Па/м.}$$

Далі за номограмою вибираємо діаметр d кожної ділянки труби так, щоб перепад тиску на метр цієї ділянки не перевищував R_{op} .

З цієї ж діаграми визначаємо інші параметри: швидкість потоку води в трубі V , гідравлічний опір R при цій швидкості і динамічний тиск P_v в трубі. Всі ці дані заповнюємо в таблиці 2.3.

Розраховуємо втрата тиску за довжині теплопроводу:

$$p_L = R \cdot l = 3 \cdot 1.5 = 4.5, \text{ Па.}$$

Використовуючи аксонометричний малюнок системи опалення, розрахували втрати тиску на місцевій опорі:

$$Z = \sum \xi \cdot p_v = 3 \cdot 4.3 = 12.9, \text{ Па.}$$

Загальні сумарні втрати тиску на цій ділянці труби:

$$p_{zag} = p_l + Z = 4.5 + 12.9, \text{ Па.}$$

Далі, як усі параметри були розраховані та внесені до таблиці 2.3, можна перевірити найдовшу гілку труби, тобто переконатися, що тиск, створюваний насосом, і різниця в густині між гарячою та холодною водою достатні для подолання загальних втрат тиску в цій гілці:

$$P_0 = P_1 + P_2 + P_{21} + P_{23} + P_{25} + P_{26} + P_{29} = \\ = 17.4 + 36 + 18.54 + 88.2 + 30.28 + 54.8 + 37 = 282 \text{ Па}$$

Оскільки $P_0 \leq P_{заг}$, вода в системі буде циркулювати з запасом тиску:

$$\Delta p = \frac{347.5 - 282}{347.5} \cdot 100\%.$$

Для забезпечення нормальної роботи системи достатньо даного запасу тиску величиною 19%.

Суть теплового розрахунку полягає у визначенні кількості ребер опалювального радіатора, необхідних для забезпечення необхідного теплового режиму в приміщенні.

Ми вибрали радіатор марки РД-90С [22]. Теплопровідність цього опалювального радіатора становить $k_{np}=10,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{К})$, а площа теплообміну кожної секції цього опалювального приладу становить – $f_{сек}=0,203 \text{ м}^2$.

Оскільки всі труби заховані під підлогу (з естетичних міркувань), їх рекомендується ізолювати, щоб не втрачати енергію в підлозі, а їх теплообмін не потрібно враховувати при розрахунку.

Площу поверхні теплообміну, необхідну для компенсації зовнішніх тепловтрат, можна розрахувати за такою формулою:

$$F_0 = \frac{501}{62.5 \cdot 10.1} \cdot 1.03 \cdot 1.03 \cdot 1.23 \cdot 0.9 = 0.97, \text{ м}^2.$$

Знаючи необхідну площу і площі окремих секцій, легко розрахувати необхідну кількість секцій для приміщення:

$$n = \frac{F}{f} = \frac{0.97}{0.203} = 4.8$$

Приймаємо кількість секцій для приміщення – $n = 5$.

Подібні розрахунки проводимо для решти обладнання. Дані занесені в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати гідравлічного розрахунку системи опалення

№	G , кг/год	L , м	d , мм	PV , Па	V , м/с	R , Па/м	$R*L$, Па	$\sum \xi$	Z , Па	$R*L+Z$, Па
1	523	1,5	50	4,3	0,095	3	4,5	3	12,9	17,4
2	232	8	32	2,8	0,075	3	24	3	8,4	36
3	180	2,2	25	4	0,09	6	13,2	6	24	37,2
4	163	3,6	25	2,45	0,07	4	14,4	2	4,9	19,3
5	17	5	15	0,5	0,07	1	5	4	2	7
6	20,5	0,5	15	0,6	0,03	1,5	0,75	4	2,4	3,15
7	142,5	5,7	25	1,7	0,09	3	17	2	3,4	20,4
8	20,5	0,5	15	0,5	0,03	1,5	0,75	4	2	2,75
9	122	5	25	1,23	0,05	2	10	5	6,15	16,15
10	41	0,5	15	1	0,057	3	1,5	2	2	3,5
11	81	14	20	1,5	0,058	3	42	9	13,5	55,5
12	41	0,5	15	1	0,057	3	1,5	2	2	3,5
13	41	3,5	15	1	0,057	3	10,5	2	2	12,5
14	39	5	15	1	0,057	3	15	6	6	21
15	1,7	4	15	→ 0	→ 0	→ 0	→ 0	6	→ 0	→ 0
16	110,35	4	20	3,14	0,08	8	32	10	31,4	63,4
17	25	0,5	15	0,7	0,038	1,8	0,9	2	1,4	2,3
18	0,35	6	15	→ 0	→ 0	→ 0	→ 0	8	→ 0	→ 0
19	85,35	2,5	20	1,5	0,055	2,8	7	2	3	10
20	85	15	20	1,55	0,056	2,9	43,5	6	9,3	52,8
21	159,5	5	25	1,77	0,06	3	15	2	3,54	18,54
22	46	0,5	15	1,77	0,06	4	2	4	7,08	9,08
23	113	11	20	2,8	0,078	7	77	4	11,2	88,2
24	7	7,5	15	0,4	0,01	0,7	5,25	6	2,4	7,65
25	106,5	3	20	3,14	0,08	8	24	2	6,28	30,28
26	92,5	12	20	1,7	0,062	4	48	4	6,8	54,8
27	14	0,5	15	0,5	0,02	1	0,5	4	2	2,5
28	47,5	0,5	15	1,8	0,065	5	2,5	4	7,2	9,7
29	38	10,3	15	1	0,057	3	31	6	6	37
30	72	1,5	20	1,23	0,05	2	3	3	3,7	6,7
31	25	0,5	15	0,7	0,038	1,8	0,9	2	1,4	2,3
32	47	8,5	15	1,8	0,005	5	42,5	2	3,6	46,1
33	40	3,5	15	1	0,057	3	10,5	4	4	14,5
34	7	13	15	0,4	0,01	0,7	9	12	4,8	13,8
35	20	0,5	15	0,6	0,03	1,5	0,75	4	2,4	3,15
36	20	13,5	15	0,6	0,03	1,5	20	8	4,8	24,8



Таблиця 2.4 – Результати теплового розрахунку системи опалення

№	G , кг/год	Q , Вт	F , м ²	b_3	b_4	$n_{роз}$	n
1	17	501	0,974	1,23	0,9	4,8	5
2;8	1,7	49,5	0,1	1,23	1	0,5	1
3	21	228,75	0,44	1,23	0,95	2,2	3
4	0,35	10,2	0,02	0,93	0,95	0,1	1
5a	20,5	681	142	1,23	1	6,99	7
5b	20,5	681	142	1,23	1	6,99	7
6a	41	1195	2,6	1,23	1,05	12,9	13
6b	41	1195	2,6	1,23	1,05	12,9	13
7	1,7	1160	2,5	1,23	1,05	12,5	13
9	89	2363	5,4	1,23	1,1	26,7	27
11	7	407	0,79	1,23	0,95	3,9	4
12	38	1111	2,3	1,23	1,05	11,4	12
13	47	1369	3	1,23	1,05	14,8	15
14	21,5	630	1,3	1,23	1	6,5	7
15	46	1362	2,98	1,23	1,05	14,7	15
16	25	742,5	1,54	1,23	1	7,6	8
17a	20	884	1.93	1.23	1.05	9.5	10
17b	20	884	1.93	1.23	1.05	9.5	10
18	7	407	0,79	1,23	0,95	3,9	4

Таблиця 2.5 – Основні конструктивні параметри робочої частини елеватора

$q_{зм}$	$G_{зм}$	$p_{сист}$	d_1	d_2	d_3	d_c	L_1	L_2	h
-	т	Па	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
2,3	0,523	282	49	35	76	10,6	625	125	150

3 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗРОБЛЕНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ЕЛЕВАТОРА ЗАПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

3.1 Опис конструкції запропонованого електромеханічного елеватора

Спосіб регулювання параметрів теплоносія реалізується за допомогою запропонованого електромеханічного елеватора, що складається з наступних основних елементів (див. рисунок 3.1): регулюючого водонагнітаючого змішувача 2 з сервоприводом 6, термостата 2 з датчиком температури 1, дросельної заслінки 4, споживача теплової енергії 5, трубопроводів подачі та зворотного водопроводу 7 і 8 теплової мережі та системи тепlopостачання. Гаряча вода з водопроводу тепломережі з параметрами Q_1 , P_1 і T_1 надходить у патрубок А ланки виконання електромеханічного елеватора (змішувача) 3 і формує робочий потік водоструминного змішувача.

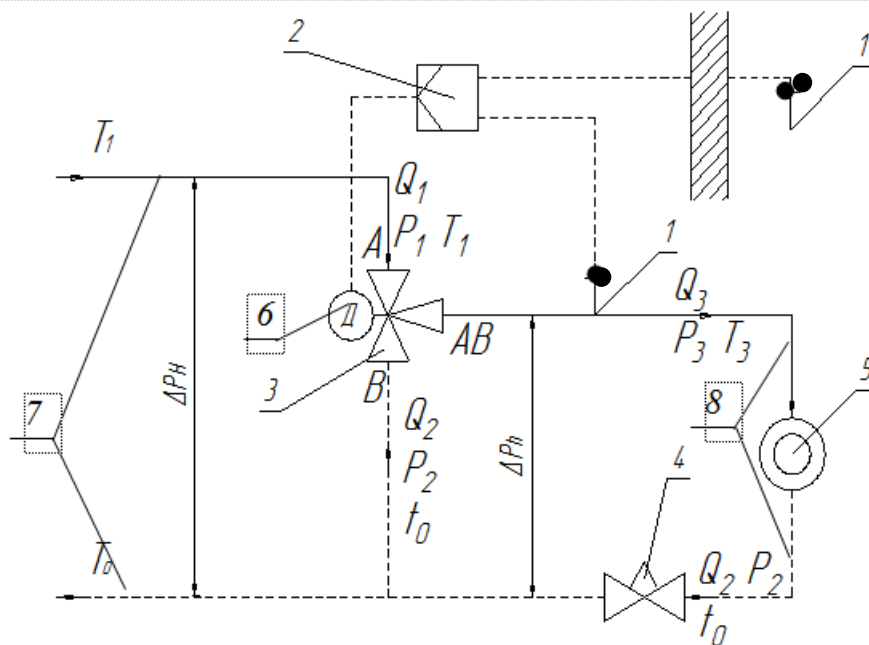


Рисунок 3.1 – Схема електромеханічного елеватора:
1 – термодатчик; 2 – терморегулятор; 3 – виконавча ланка із водоструменевим змішувачем; 4 – дросельний клапан (заслінка); 5 – споживач теплової енергії; 6 – сервопривід; 7 – подавальний і зворотний теплопроводи теплової мережі; 8 – подавальний і зворотний теплопроводи системи опалення

У пристрої регулювання температури теплоносія завдяки явищу розрідження при протіканні гарячої води через звуження охолоджуюча вода з параметрами Q_2 , P_2 і t_0 всмоктується із зворотного трубопроводу системи опалення через патрубок В. Співвідношення витрат змішаної води Q_1 і Q_2 і відповідних температур T_1 і t_0 визначають параметри теплоносія Q_3 , P_3 і t_e , а теплоносій подається в систему опалення користувача 5 через патрубок АВ водоструминного насоса.

Зміна кількості змішаної холодної води Q_2 і кількості гарячої води Q_1 досягається шляхом автоматичного регулювання поперечного перерізу каналу потоку гарячої води в змішувачі розпилювача води.

Управління клапаном зміни перетину каналу проточного каналу гарячої води здійснюється серводвигуном 6, який керується електричним сигналом від термостата 2, який, у свою чергу, управляється електричним сигналом від датчика температури 1, один з яких встановлений у найхолоднішій кімнаті споживача тепла, а інший – на трубі опалення теплоспоживача, тобто на термостат надходить сигнал, що еквівалентний різниці температур:

$$\Delta t = t_e - t_k, \quad (3.1)$$

де t_k – температура в найхолоднішому приміщенні споживача тепла, °C;

t_e – температура теплоносія в теплопроводі системи опалення, °C.

На установках з водорозпилювачами необхідний візуальний контроль параметрів теплоносія для попереднього регулювання та регулювання установки.

Відповідні точки підключення показного пристрою або пристрою керування повинні бути якомога ближче до точок підключення виконавчих механізмів А, В і АВ. Манометри для вимірювання тиску P_1 , P_2 і P_3 також використовуються для визначення перепаду тиску (див. рисунок 3.2):

$$\Delta P_H = P_1 - P_2 \quad \Delta P_h = P_3 - P_2.$$

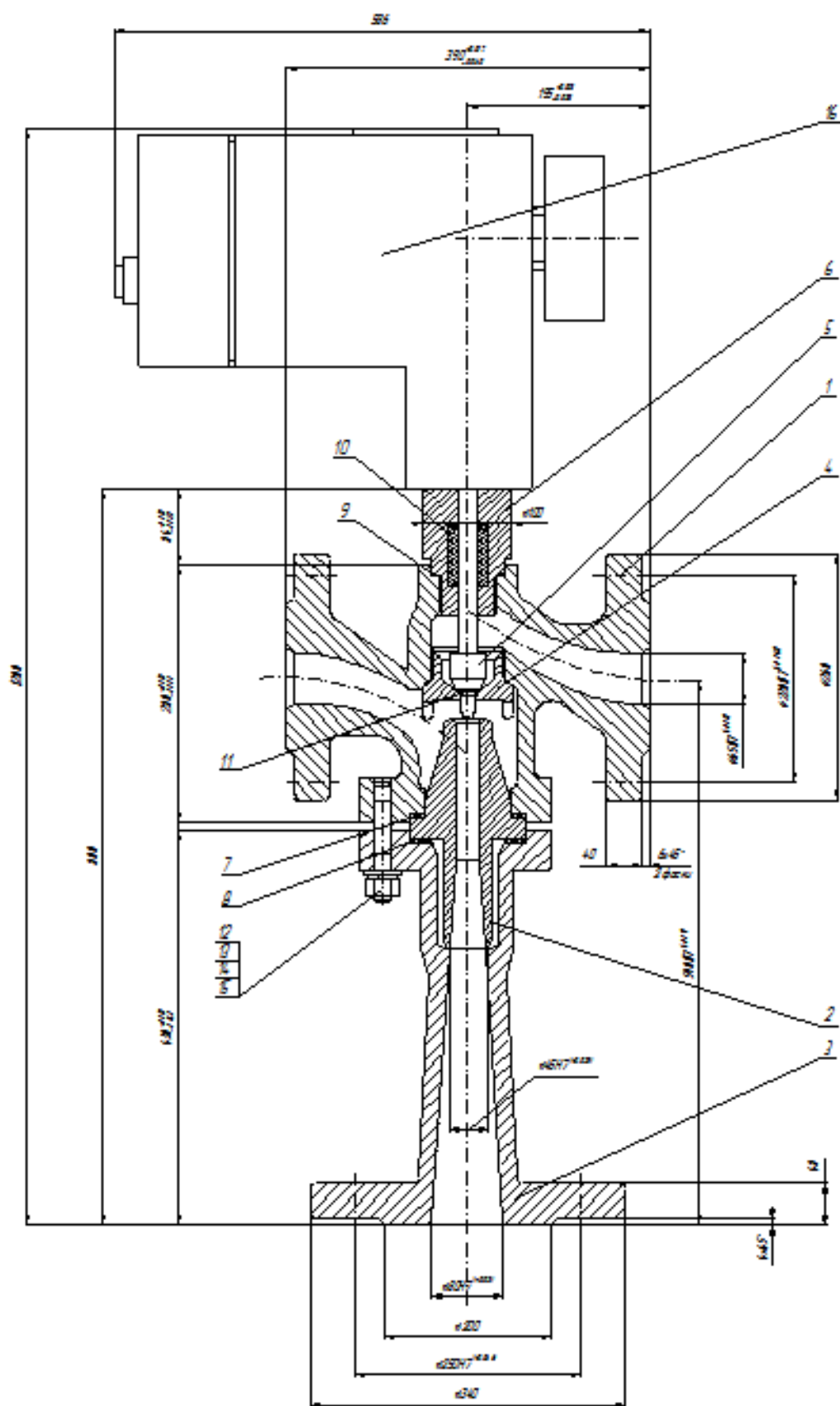


Рисунок 3.3 – Розроблений електромеханічний елеватор

Використовуємо формулу [17] для визначення коефіцієнта змішування двох режимів теплоспоживання:

– Максимальний режим:

$$q_{зм} = 1,15 \cdot \frac{T_1 - t_2}{t_2 - t_o} = 1,15 \cdot \frac{110 - 90}{90 - 70} = 1; \quad (3.2)$$

– Мінімальний режим:

$$q_{зм} = 1,15 \cdot \frac{110 - 50}{50 - 20} = 2.$$

За рівняннями [17, 23] визначаємо кількість теплоносія, що циркулює в системі опалення в різних режимах.

Відповідно до [17, 23] споживання тепла адміністративної будівлі в найменшому режимі $t_2 / t_o = 50/20^\circ C$ становить:

$$Q_{\min} = (0,3 \dots 0,4) Q_{\max}.$$

Тому:

– Максимальний режим:

$$G_{зм.} = \frac{3,6 \cdot \Sigma Q}{C \cdot (t_2 - t_o) \cdot 1000} = \frac{3,6 \cdot 23090}{4,19 \cdot (90 - 70) \cdot 1000} \approx 0,992 \text{ м/год}. \quad (3.3)$$

– Мінімальний режим:

$$G_{зм.} = \frac{3,6 \cdot 23090}{4,19 \cdot (50 - 20) \cdot 1000} \approx 0,661 \text{ м/год}.$$

де, ΣQ – загальна теплоємність теплоспоживання (опалення, вентиляція, гаряче водопостачання тощо), Bt ;

C – теплоємність води при температурі t_2 , $кДж/(кг \cdot K)$;

$G_{зм}$ – кількість теплоносія, що циркулює в системі теплоспоживання, $м/год$.

Гідравлічний тиск перед елеватором слід визначати згідно з рекомендаціями [2, 8, 17]. За формулою [17] при встановленні водорозпилюючого (елеваторного) змішувального пристрою на вході користувача, для $H_{аб.} = 100 \dots 150 \text{ кПа}$.

– Максимальний режим:

$$P_{ел.} = 1,4 \cdot (1 + q_{зм.}) \cdot H_{аб.} = 1,4 \cdot (1 + 1) \cdot 125 = 350 \text{ кПа} \quad (3.4)$$

– Мінімальний режим:

$$P_{ел.} = 1,4 \cdot (1 + 2) \cdot 125 = 525 \text{ кПа}$$

За формулою [17] визначаємо діаметр горловини елеватора:

– Максимальний режим:

$$d_z = 15,14 \sqrt{\frac{G_{зм.}^2 \cdot (1 + q_{зм.})^2}{P_{ел.}}} = 15,14 \sqrt{\frac{0,992^2 \cdot (1 + 1)^2}{350}} \approx 49,2 \text{ мм.} \quad (3.5)$$

– Мінімальний режим:

$$d_z = 15,14 \sqrt{\frac{0,661^2 \cdot (1 + 2)^2}{525}} \approx 44,4 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметр сопла водоструминного змішувача за формулою [17]:

– Максимальний режим:

$$d_c = \frac{d_z}{1 + q_{зм.}} = \frac{49,2}{1 + 1} = 24,6 \text{ мм.} \quad (3.6)$$

– Мінімальний режим:

$$d_c = \frac{44,4}{1 + 2} = 14,8 \text{ мм.}$$

Площа поперечного перерізу швелера визначається за такою відомою формулою:

– Максимальний режим:

$$F = \pi \cdot d^2 = 3,14 \cdot 24,6^2 \approx 1900,2 \text{ мм}^2. \quad (3.7)$$

– Мінімальний режим:

$$F = 3,14 \cdot 14,8^2 \approx 687,8 \text{ мм}^2.$$

Таким чином, переміщення конуса в сидлі повинно призводити до того, що площа поперечного перерізу каналу змінювалась в розрахункових межах – від 650 до 2000 мм².

3.3 Аналіз системи автоматичного керування (СПР) електроприводом розробленого електромеханічного елеватора

Запропонований варіант системи автоматичного керування (САК) зображений на рис 3.4,а. Формування статичних і динамічних характеристик електроприводу керований перетворювач-двигун постійного струму (КП-ДПС) здійснюється дією від'ємного постійно діючого зворотного зв'язку за швидкістю і від'ємного затриманого зворотного зв'язку за струмом якірного кола.

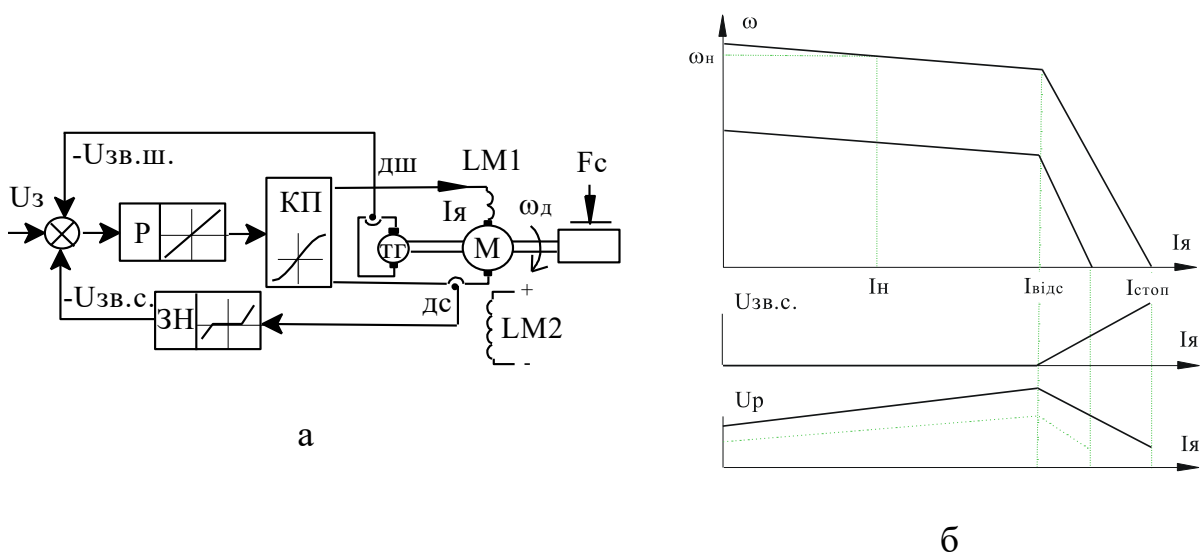


Рисунок 3.4 – Схема та характеристика системи автоматичного керування (САК)

Порівняння сигналів зворотних зв'язків і завдання здійснюється на одному регуляторі P . Сигнали зворотних зв'язків за швидкістю і струмом вимірюються давачами швидкості $ДШ$ та струму $ДС$. Сигнал зворотного зв'язку за струмом діє через ланку “зона нечутливості” $ЗН$. На рис.3.4,б приведені електромеханічні характеристики, а також характеристика затриманого зворотного зв'язку за струмом $U_{зв.с.} = f(I_a)$, яка показує, що зворотний зв'язок за струмом вступає в дію за перевищення струмом якірного кола значення $I_{відс}$, а до цього характеристику формує (відрізок АВ) зворотний зв'язок за швидкістю, як то показано на рис. 3.2,б, характеристика $U_p = f(I_a)$.

Таким чином на відрізку АВ до струму $I_{\text{відс}}$ схема працює як з регулятором швидкості, а при перевищенні $I_{\text{відс}}$ на відрізку ВС, - як з регулятором струму. Оскільки режими стабілізації швидкості та обмеження струму здійснює тільки один регулятор і відрізок обмеження струму ВС формується від'ємними зв'язками за струмом і швидкістю, дії яких зовсім протилежні, то налагодження регулятора може бути тільки компромісним.

Основою побудови системи автоматичного керування (СПР) електроприводом розробленого електромеханічного елеватора є те, що контури регулювання з'єднані послідовно, а кількість контурів відповідає кількості регульованих координат. При цьому розподіл системи на контури здійснюють таким чином, щоб в кожному контурі містилися ланки з однією, а максимум двома суттєвими постійними часу, які підлягають компенсації. Це забезпечує фізичну реалізацію регуляторів контурів.

Вибір типу регуляторів та розрахунок їх параметрів здійснюється з умовами приведення передавальних функцій контурів регулювання до стандартних передавальних функцій $W_{\text{опт}}(p)$ з наперед заданими динамічними показниками при відпрацьовуванні сигналу завдання. Розрахунок як і налагодження проводять починаючи з внутрішнього контуру до зовнішнього. У найпростішому випадку налагодження контурів зводиться до компенсації суттєвих сталих часу об'єкту керування, а налагодження регуляторів на задані показники динаміки здійснюється з врахуванням малих некомпенсованих сталих часу як свого контуру (некомпенсована стала T_{μ} i -го контуру), так і стала часу інтегрування $a_{i-1}T_{\mu(i-1)}$ внутрішнього контуру, де a_{i-1} — коефіцієнт оптимізації $(i-1)$ -го контуру. Тому з віддаленням від внутрішнього контуру швидкодія контуру зменшується.

Розглянемо основні положення по вибору регуляторів на прикладі триконтурної СПР. Функціональна схема системи зображена на рис. 3.5, де позначено:

$W_{01}(p)$, $W_{02}(p)$, $W_{03}(p)$ – передавальні функції ланок об’єкту керування, на які поділили силову частину при розподілі на контури керування;

$W_{p1}(p)$, $W_{p2}(p)$, $W_{p3}(p)$ – передавальні функції регуляторів контурів регулювання;

X_{31} , X_{32} , X_{33} – сигнали завдання на вході регуляторів контурів регулювання;

X_1 , X_2 , X_3 – вихідні координати контурів регулювання.

В схемі всі зворотні зв’язки одиничні і від’ємні.

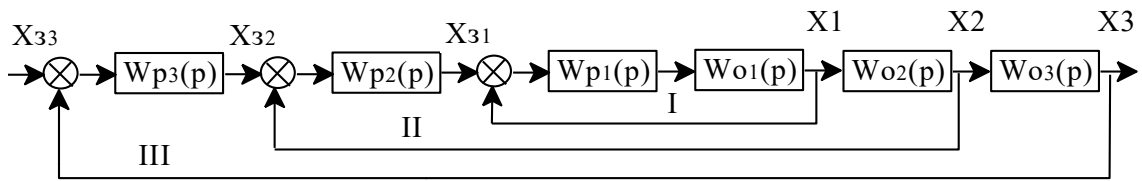


Рисунок 3.5 – Функціональна схема системи підпорядкованого регулювання

Відповідно з загальними положеннями побудови СПР, для триконтурної системи типові оптимізовані передавальні функції розімкнених контурів регулювання представляються як

$$W_{\text{опт1}}^p(p) = \frac{1}{p \cdot a_1 T_{\mu 1} (p \cdot T_{\mu 0} + 1)}; \quad (3.8)$$

$$W_{\text{опт2}}^p(p) = \frac{1}{p \cdot a_2 T_{\mu 2} [p \cdot a_1 T_{\mu 1} (p \cdot T_{\mu 0} + 1) + 1]}; \quad (3.9)$$

$$W_{\text{опт2}}^p(p) = \frac{1}{p \cdot a_3 T_{\mu 3} \{p \cdot a_2 T_{\mu 2} [p \cdot a_1 T_{\mu 1} (p \cdot T_{\mu 0} + 1) + 1] + 1\}}; \quad (3.10)$$

де a_1 , a_2 , a_3 – коефіцієнти оптимізації контурів;

$T_{\mu 0}$ – еквівалентна некомпенсована мала стала часу власно об’єкту першого контура;

$T_{\mu 1}=T_{\mu 0}+\Sigma T_{\mu 1 k}$ - еквівалентна некомпенсована мала стала часу першого внутрішнього контуру, яка дорівнює сумі малих сталих часу власно об'єкту $T_{\mu 0}$, прямого каналу і каналу зворотного зв'язку першого контуру; $\Sigma T_{\mu 1 k}$;

$T_{\mu 2}=a_1 T_{\mu 1}+\Sigma T_{\mu 2 k}$ - еквівалентна некомпенсована стала часу другого контуру, яка містить сталу інтегрування першого контуру $a_1 T_{\mu 1}$ і суму малих некомпенсованих сталих часу другого контуру $\Sigma T_{\mu 2 k}$;

$T_{\mu 3}=a_2 T_{\mu 2}+\Sigma T_{\mu 3 k}$ - еквівалентна некомпенсована стала часу третього контуру, яка містить сталу інтегрування другого контуру і суму малих некомпенсованих сталих часу третього контуру.

Оскільки загальна швидкодія залежить від малих некомпенсованих сталих часу окремих контурів, то, відповідним вибором апаратури намагаються звести до мінімуму ці малі сталі. В цьому випадку можна нехтувати складовими $\Sigma T_{\mu 1 k}$, $\Sigma T_{\mu 2 k}$, $\Sigma T_{\mu 3 k}$, а значення сталих часу інтегрування контурів визначаються як

$$T_{\mu 1}=T_0, T_{\mu 2}=a_1 T_{\mu 1}, T_{\mu 3}=a_1 T_{\mu 1}. \quad (3.11)$$

В подальшому викладені матеріалу в основному використовується такий варіант представлення малих некомпенсованих сталих.

Перший внутрішній контур, як правило, охоплює перетворювач КП для живлення двигуна. Для електроприводів з мало інерційними перетворювачами, такими як системи тиристорний перетворювач-двигун (ТП-Д), еквівалентну малу некомпенсовану сталу часу внутрішнього контуру наближено можна представити

$$T_{\mu 0}=T_{\text{ТП}}=T_k+\tau, \quad (3.12)$$

де T_k - еквівалентна стала системи імпульсно фазового керування (СІФК);

$\tau=1/(m f_m)$ - час запізнення закривання тиристорів, який наближено визначається через кратність пульсацій випрямленої напруги – m і частоту мережі живлення f_m .

Для сучасних електроприводів значення еквівалентної сталої тиристорних перетворювачів знаходиться в межах $T_{\text{тп}} \cong (0,003 \dots 0,01) \text{ с}$.

Еквівалентна некомпенсована мала стала часу перетворювача $T_{\mu 0}$ електроприводу за системою генератор-двигун з тиристорним збудженням електричних машин (Г-Д з ТЗГ, ТЗД) має більше значення в порівнянні з такою сталою системи ТП-Д. Справа в тому, що в склад некомпенсованої сталої входить, як стала тиристорного збудника електричних машин $T_{\text{тз}}$, так і еквівалентні сталі, обумовлені дією потоку розсіювання і ефекту вихрових струмів. $T_{\text{в.с.}}$. Значення $T_{\mu 1}$ в таких системах $T_{\mu 0} = T_{\text{тз}} + T_{\text{вс}} \geq 0,02 \text{ с}$, де $T_{\text{вс}} \cong T_{\text{зб}} \cdot (0,03 \dots 0,1)$ еквівалентна стала вихрових струмів і потоку розсіювання, яка залежить від сталої збудження $T_{\text{зб}}$ і шихтування станини електричних машин.

Оскільки в схемі рис.3.5 застосовано тільки від'ємні одиничні зворотні зв'язки, то передавальні функції розімкнених контурів дозволяють визначити оптимальні передавальні функції замкнених систем за виразом

$$W_{\text{опт.і}}^3(p) = \frac{W_{\text{опт.і}}^p(p)}{1 + W_{\text{опт.і}}^p(p)}$$

В результаті отримуємо

$$W_{\text{опт1}}^3(p) = \frac{1}{p \cdot a_1 T_{\mu 1} (p \cdot T_{\mu 0} + 1) + 1}; \quad (3.13)$$

$$W_{\text{опт2}}^3(p) = \frac{1}{p \cdot a_2 T_{\mu 2} [p \cdot a_1 T_{\mu 1} (p \cdot T_{\mu 0} + 1) + 1] + 1}; \quad (3.14)$$

$$W_{\text{опт3}}^3(p) = \frac{1}{p \cdot a_3 T_{\mu 3} \{p \cdot a_2 T_{\mu 2} [p \cdot a_1 T_{\mu 1} (p \cdot T_{\mu 0} + 1) + 1] + 1\} + 1}. \quad (3.15)$$

Оскільки контури СПР налаштовуються за швидкодією, то вплив внутрішнього контуру на зовнішній тим слабший, чим далі він

розташований від зовнішнього. Це дозволяє спростити вирази (3.14) і (3.15) і записати у вигляді вироджених передавальних функцій:

$$W_{\text{опт2}}^3(p) = \frac{1}{p \cdot a_2 T_{\mu 2} (p \cdot a_1 T_{\mu 1} + 1) + 1}; \quad (3.16)$$

$$W_{\text{опт.3}}^3(p) = \frac{1}{p \cdot a_3 T_{\mu 3} (p \cdot a_2 T_{\mu 2} + 1) + 1}. \quad (3.17)$$

Коефіцієнти оптимізації контурів регулювання a_1 , a_2 , a_3 визначають якість перехідних процесів, як окремих контурів, так і СПР в цілому, а також показники системи в усталених режимах. Найбільш простий спосіб для розрахунку і налагодження СПР – це вибір цих коефіцієнтів за умови “технічної оптимізації”, коли приймають $a_1 = a_2 = a_3 = 2$. В цьому випадку, у відповідності з виразами (3.13), (3.16) і (3.17) перехідні характеристики контурів відрізняються лише масштабом у часі. Перерегулювання координат контурів однакове.

Доведемо це користуючись логарифмічними амплітудно-частотними характеристиками ЛАЧХ розімкнених оптимізованих контурів. Вирази (3.13), (3.16) і (3.17) дозволяють записати узагальнену передавальну функцію розімкнених контурів, які відрізняються лише сталими інтегрування:

$$W_{\text{опт.i}}^p(p) = \frac{1}{p \cdot 2T_{\mu i} (p \cdot 2T_{\mu, i-1} + 1)}, \quad (3.18)$$

де $i=1,2,3$ – номери контурів регулювання.

Відповідно з (3.18) ЛАЧХ має вигляд

$$Lm A_i(\omega) = 20 \lg |W_{\text{опт.}i}^p(j\omega)| = \lg \frac{1}{2T_{\mu,i}} - 20 \lg \omega - 20 \lg \sqrt{(\omega T_{\mu(i-1)})^2 + 1}. \quad (3.19)$$

Логарифмічними амплітудно-частотними характеристиками (ЛАЧХ) цих контурів як то показано на рис. 3.6.

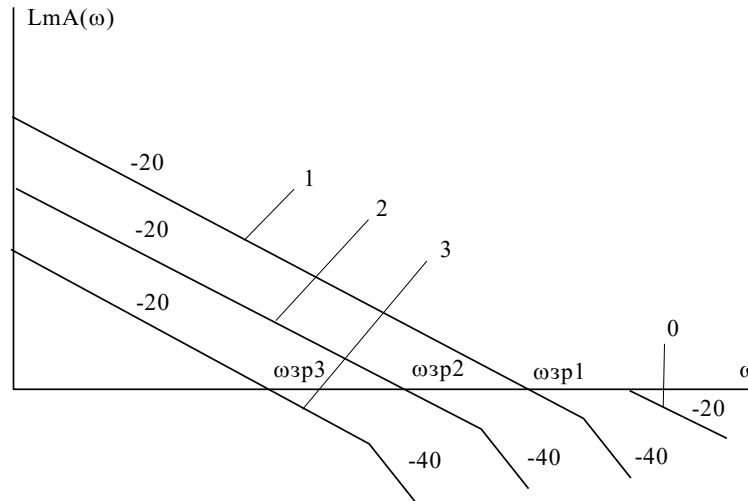


Рисунок 3.6 – Логарифмічні амплітудно-частотні характеристики контурів регулювання

На рисунку позначено індексом “0” ЛАЧХ об’єкту зі сталою часу $T_{\mu 0}$, який охоплений першим контуром. Частота зрізу цієї ланки $\omega_{зр0} = 1/T_{\mu 0}$. Індексом “1”, “2”, “3” позначені ЛАЧХ відповідних контурів регулювання. Частоти зрізу цих контурів мають значення:

$$\omega_{зр1} = 1/2T_{\mu 1}, \quad \omega_{зр2} = 1/2T_{\mu 2} = 1/4T_{\mu 1}, \quad \omega_{зр3} = 1/2T_{\mu 1} = 1/8T_{\mu 1}.$$

Це дозволяє наближено визначити час t_{mi} досягнення координатою контуру регулювання першого максимуму перехідної характеристики

$$t_{mi} = \pi/\omega_{зр,i} = 3.14aT_{\mu i}. \quad (3.20)$$

Підставляючи значення $\omega_{зр}$, можна знайти значення t_m для всіх контурів:

$$t_{m1} = \pi/\omega_{зр,i} = 3.1.28 T_{\mu 1}, \quad t_{m2} = 11.56 T_{\mu 1}, \quad t_{m3} = \pi/\omega_{зр,i} = 23.12 T_{\mu 1}$$

Запас стійкості по фазі всіх контурів однаковий і може бути визначений за виразом

$$\Delta\varphi = 180^0 - n_i \cdot 90^0 - \sum_i^n \arctg \frac{\omega_{зрі}}{\omega_{спр.i}}, \quad (3.21)$$

де n_i - кількість інтеграторів в контурі;

$\omega_{зрі}=1/T_{\mu i}$ - частота зрізу ЛАЧХ;

$\omega_{спр.i}=1/T_{\mu(i-1)}$ - частота спряження ЛАЧХ.

Підставивши значення до (3.21) знайдемо

$$\Delta\varphi = 180^0 - 90^0 - \arctg 0.5 = 63^0.$$

Максимальне перерегулювання перехідної характеристики визначається наближено за виразом

$$\sigma_i \% \cong \left[\frac{1}{\sin(\Delta\varphi)} - 1 \right] \cdot 100\% = 10\%. \quad (3.22)$$

Таким чином, проектуючи СПР, можна наперед встановити показники системи в динамічних режимах, а для визначення типу та розрахунку параметрів регуляторів контурів регулювання СПР необхідно записати передавальну функцію розімкнутого неоптимізованого контуру $W_i^p(p)$ і порівняти її з типовою передавальною функцією $W_{опт.i}^p(p)$

$$W_i^p(p) = W_{pi}(p)W_{oi}(p)W_{опт.(i-1)}^3(p) = W_{опт.i}^p(p), \quad (3.23)$$

де $W_{опт.(i-1)}^3(p)$ – передавальна функція оптимізованого внутрішнього контуру

Передавальну функцію регулятора знаходимо з розв'язку (3.23):

$$W_{pi}(p) = W_{опт.i}^p(p) \frac{1}{W_{oi}(p)W_{опт.(i-1)}^3(p)}. \quad (3.24)$$

Далі здійснюємо фізичну реалізацію передавальної функції регулятора.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ

4.1 Структурно-функціональний аналіз процесу теплопостачання

Комплекс пристроїв, які служать для виробництва теплоти (генератори теплоти) і для її транспортування до споживачів (теплові мережі, включаючи абонентські уводи) називають системами теплопостачання. Одним із основних елементів системи теплопостачання є тепловий пункт [4].

Теплоносій мережною помпою по тепловій мережі транспортується від теплогенератора до групового теплового пункту. В тепловому пункті гаряча вода центральної мережі перетворюється в охолоджену.

Під час виконання технологічного процесу транспортування і підготовки теплоносія в тепловому пункті можуть мати місце наступні виробничі небезпеки: відсутність або несправність засобів автоматики та спеціальних програм із запуску і експлуатації теплових мереж; відсутність або несправність заземлення електрифікованих пристроїв і обладнання; порушення правил експлуатації теплопроводів і теплотехнічного обладнання; втрата міцності теплопроводів внаслідок корозії; несправний стан технологічного обладнання; ослаблення різьбових з'єднань фланців теплопроводів; порушення правил проведення робіт в оглядових ямах і закритих резервуарах; несправність компенсаторів теплового розширення теплопроводів.

4.2 Безпека праці при експлуатації теплопроводів

Особи, які допускаються до експлуатації і ремонту обладнання теплових мереж і теплових пунктів споживачів, зобов'язані знати правила техніки безпеки. Кожний, заново прийнятий на роботу робітник, повинен пройти інструктаж з правил техніки безпеки стосовно місцевих умов даного

виробництва із записом про інструктаж і результатах його перевірки в спеціальному журналі. Крім цього, кожний новий робітник до призначення на самостійну роботу зобов'язаний пройти виробниче навчання на робочому місці, перевірку знання обладнання, правил технічної експлуатації і виробничих інструкцій.

Теплові мережі обслуговує бригада слюсарів-обхідників (не менше двох осіб на закріплених за ними ділянках мережі). Обхід теплопроводів проводиться за графіком не рідше одного разу в два тижні на протязі всього періоду роботи теплової мережі. При обході тепломережі перевіряють затяжку болтів всіх фланцевих з'єднань без особливих зусиль затягують сальникові компенсатори до усунення підтікань, змащують мастилом з графітом рухомі частини стаканів теплових компенсаторів, перевіряють стан дренажних, повітряних кранів, засувок, випускають повітря із мережі, перевіряють контрольно-вимірювальні прилади і правильність їх показів у зразкових контрольних приладах.

За результатами огляду обладнання теплової мережі і теплового пункту оцінюють стан обладнання теплопроводів, будівельно-ізоляційних конструкцій і призначають необхідні міроприємства з усунення виявлених дефектів або несправностей [4].

Дефекти, які можуть викликати аварію в тепловій мережі, усувають терміново, а дефекти, які не можуть бути усунені без відімкнення теплопроводу, але не представляють небезпеки для надійної експлуатації заносять в журнал ремонтів для їх ліквідації в період найближчої зупинки роботи теплопроводів або в період їх ремонту [4].

При обслуговування і ремонті теплотехнічного обладнання мережі і теплових пунктів в каналах, тунелях, резервуарах, баках, сирих місцях і місцях, де може виникнути небезпека ураження електричним струмом забороняється користуватись переносними електролампами напругою більше

12 В. У всіх інших випадках можна використовувати переносні лампи напругою не більше 36 вольт.

Трубопроводи, які підлягають ремонту перед початком робіт повинні бути надійно відімкненими від діючих теплопроводів, котлоагрегатів, теплообмінників і інших установок, що знаходяться під тиском.

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
- використання засобів індивідуального захисту і медичного захисту;
- будівництво захисних споруд.

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 ЗАПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Враховуючи те, що пристрій для регулювання температури теплоносія є елементом індивідуального теплового уводу системи опалення будівлі, то розрахунок економічних показників проведемо для системи опалення будівлі та теплового уводу (пункту).

Капіталовкладення визначиться за формулою:

$$K_{\text{кан}} = B_{\text{пр.}} + B_{\text{с.о.}} + B_{\text{с.р.}} \quad (5.1)$$

де $B_{\text{пр.}}$ – вартість проектувальних робіт, грн.; $B_{\text{с.р.}}$ – вартість матеріалів і обладнання ІТП, тобто системи регулювання параметрів теплоносія, грн.; $B_{\text{с.о.}}$ – вартість матеріалів і обладнання системи опалення будівлі, грн.

$$B_{\text{с.о.}} = \text{в}_{\text{тр.}} + \text{в}_{\text{пр.}} + \text{в}_{\text{кр.}} \quad (5.2)$$

$$B_{\text{с.р.}} = \text{в}_{\text{тр.}} + \text{в}_{\text{к.в.п.}} + \text{в}_{\text{р.к.}} \quad (5.3)$$

де $\text{в}_{\text{пр.}}$ – вартість опалювальних приладів, грн.;

$\text{в}_{\text{р.к.}}$ – вартість пристрою для регулювання температури теплоносія, грн.;

$\text{в}_{\text{кр.}}$ – вартість регулювальних кранів опалювальних приладів, грн.;

$\text{в}_{\text{к.в.п.}}$ – вартість КВП, грн.;

$\text{в}_{\text{тр.}}$ – вартість теплопроводів системи, грн.;

$$\begin{aligned} \text{в}_{\text{тр.}} &= \sum \text{Ц}_i \cdot l_i = \text{Ц}_{50} \cdot l_{50} + \text{Ц}_{40} \cdot l_{40} + \text{Ц}_{25} \cdot l_{25} + \\ &+ \text{Ц}_{20} \cdot l_{20} = 112,3 \cdot 12,4 + 88,2 \cdot 74,6 + 65,3 \cdot 63,2 + 33,6 \cdot 4,2 = \\ &= 12240,32 \text{ грн.} \approx 12,24 \text{ тис.грн.} \end{aligned}$$

$$\text{в}_{\text{пр.}} = \text{Ц}_p \cdot n_c = 56 \cdot 136 = 7616 \text{ грн.} \approx 7,62 \text{ тис.грн.}$$

$$\text{в}_{\text{кр.}} = \text{Ц}_{\text{кр.}} \cdot n_{\text{кр.}} = 34,0 \cdot 18 = 612 \text{ грн.} \approx 0,61 \text{ тис.грн.}$$

$$\begin{aligned} \text{в}_{\text{квп.}} &= \sum \text{Ц}_i \cdot l_i = \text{Ц}_m \cdot n_m + \text{Ц}_M \cdot n_M = 180 \cdot 3 + \\ &+ 194 \cdot 3 = 1122,0 \text{ грн.} \approx 1,12 \text{ тис.грн.} \end{aligned}$$

Вартість виготовлення проекту системи теплопостачання становить біля 4,2 тис. грн.

Отже:

$$B_{c.o.} = 12,24 + 7,62 + 0,61 = 20,47 \text{ тис. грн.}$$

$$B_{c.p.} = 0,63 + 1,12 + 8,0 = 9,75 \text{ тис.грн.}$$

$$K_{кан} = 4,2 + 20,47 + 9,75 = 34,42 \text{ тис.грн.}$$

Економічну ефективність визначимо за формулою [15, 19]:

$$E_p = K_{ep} - C \quad (5.5)$$

Визначимо суму грошових надходжень за формулою [15, 19]:

$$K_{ep} = F_{он.} \cdot \Pi_{он.} \cdot n_{он.д.} \quad (5.6)$$

де $F_{он.}$ – загальна опалювальна площа, m^2 ; ($F_{он.} \approx 300 m^2$);

$n_{он.д.}$ – кількість днів опалювального сезону (згідно [22] $n_{он.д.} = 211 \text{ днів}$).

$\Pi_{он.}$ – вартість опалення $1 m^2$ опалювальної площі ($0,38 \text{ грн.}/(m^2 \cdot \text{добу})$).

$$K_{ep} = 300 \cdot 0,38 \cdot 211 = 24054,0 \text{ грн.} \approx 24,05 \text{ тис.грн.}$$

Річну собівартість опалення будівлі визначимо за формулою:

$$C = Z_{np} + Z_{непр.} + C_{сир}, \quad (5.7)$$

$$Z_{np} = (Q_{np} + E_n + A_{обл} + T_{обсл} + A_{бюд} + M_{обл}) \times K_{ін}. \quad (5.8)$$

Відрахування на заробітну плату визначаються з [15]:

$$Q_{np} = N_{заг} \times Z_{сер.нр.}, \quad (5.9)$$

де $N_{заг}$ – середньорічна кількість працівників, *чол.* (об'єкти теплопостачання обслуговує 1 працівник);

$Z_{сер.нр.}$ – середньорічна (частка) заробітної плати працівників, *грн.*

$$Z_{сер.нр.} = 0,025 \cdot 38000 = 950 \text{ грн.} \approx 0,95 \text{ тис. грн.}$$

$$Q_{np} = Z_{сер.нр.} = 950 \text{ грн.} \approx 0,95 \text{ тис. грн.}$$

Вартість електроенергії визначимо за формулою [15]:

$$E_n = W_{доб} \times n_{роб.} \times \Pi_{e.}, = \quad (5.10)$$

$$= 2,4 \cdot 211 \cdot 1,0 \approx 506,4 \text{ грн.} \approx 0,51 \text{ тис. грн.}$$

Амортизаційні відрахування становитимуть:

$$A_{обл} = B_{обл} \times K_v, \quad (5.11)$$

$$A_{обл} = 30,22 \times 0,07 \approx 2,12 \text{ тис.грн.}$$

Затрати на ТО обладнання визначаються із залежності [15]:

$$T_{обл} = 0,14 \times B_{обл}, \quad (5.12)$$

$$T_{обл} = 0,14 \times 30,22 \approx 4,23 \text{ тис.грн.}$$

Затрати на монтаж обладнання визначимо за формулою [15]:

$$M_{обл} = 0,2 \times B_{обл} \quad (5.13)$$

$$M_{обл} = 0,2 \times 30,22 \approx 6,04 \text{ тис.грн.}$$

Підставивши отримані результати у (5.11), матимемо:

$$З_{пр} = 0,95 + 0,51 + 2,12 + 4,23 + 6,04 = 13,85 \text{ тис.грн.}$$

Напрямі затрати знайдемо за формулою [15]:

$$З_{непр} = З_{пр} \times K_{заг}. \quad (5.14)$$

$$З_{непр} = 13,85 \times 0,35 = 4,84 \text{ тис.грн.}$$

Вартість живильної води буде становити:

$$C_{сир} = 0,4 \cdot 870 = 348 \text{ грн.} = 0,35 \text{ тис.грн.}$$

Звідси:

$$C = 13,85 + 4,84 + 0,35 = 19,04 \text{ тис.грн.}$$

Прибуток від експлуатації розробленої системи теплопостачання будівлі становитиме:

$$E_p = 24,05 - 19,04 = 5,01 \text{ тис.грн.}$$

Термін окупності визначаємо за формулою:

$$T = 34,42 / 5,01 \approx 6,87 \text{ р.}$$

Рівень рентабельності буде становити:

$$\begin{aligned} P_p &= (E_p / C) \times 100 = \\ &= (5,01 / 19,04) \times 100 \approx 26,31 \%. \end{aligned}$$

Отримані основні розрахункові дані заносимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Техніко-економічні показники експлуатації системи теплопостачання будівлі

Показники	Позначення	Одиниці виміру	Значення
Площа опалення	$F_{оп.}$	$м^2$	300
Вартість опалення	$Ц_{оп.}$	$грн./ (м^2 \cdot добу)$	0,38
Тривалість опалювального сезону	$n_{оп.дiб}$	доба	211
Грошові надходження	$K_{гр.}$	тис. грн.	24,05
Капітальні затрати	$K_{кап.}$	тис. грн.	34,42
Собівартість	C	тис. грн.	19,04
Прибуток	$E_p.$	тис. грн.	5,01
Термін окупності	T	роки	6,87
Рівень рентабельності	$P_p.$	%	26,31

Техніко-економічне обґрунтування показало, що експлуатація системи теплопостачання з розробленим електромеханічним елеватором на прикладі однієї адміністративної будівлі з інвестиційними витратами 34,42 тис. грн дозволить отримати 5,01 тис. грн прибутку на рік при окупності 6,87 років і рівні рентабельності 26,31%.

ВИСНОВКИ

Сучасний стан використання паливно-енергетичних ресурсів, зростання вартості технологій і засобів їх одержання потребують нині ефективного використання цієї енергії. Проте теплові апарати, що проектуються в технологічних процесах теплопостачання, розраховані на максимальне навантаження, з малим запасом регулювання параметрів тепловиробництва і не забезпечують ефективного використання вуглеводневої сировини. Отже, ефективність використання виробленої теплової та електричної енергії визначається не тільки ефективністю виробництва, а й збалансованістю способів її споживання.

Проектування нових систем опалення, що забезпечують розподіл теплової енергії в будівлі, має вирішити основне завдання, а саме забезпечити людям сприятливі умови для проживання та роботи взимку шляхом створення необхідного температурного режиму приміщення. Для вирішення цієї проблеми в окремому будинку необхідно постійно змінювати параметри тепловіддачі теплоносія в залежності від зміни умов навколишнього середовища з урахуванням надходження зовнішнього тепла. Це означає, що система опалення повинна компенсувати та вирівнювати дисбаланс внутрішньої температури повітря, який виникає через непередбачувані зовнішні та внутрішні фактори. Відповідно до нормативів температура повітря в приміщеннях не повинна перевищувати ± 2 °C, що визначається необхідними параметрами теплового режиму приміщень різного призначення.

Ця проблема вирішується використанням системи опалення, яка передбачає локальне та індивідуальне регулювання якісних та кількісних параметрів теплоносія, починаючи з індивідуального теплопостачання. Слід також враховувати технологічні можливості проектованої системи опалення, тобто діапазон температур опалювальних приладів обмежений тепловою

потужністю окремих агрегатів, приладів або інших конструктивних елементів системи опалення. Деякі типи споживачів тепла характеризуються різним режимом тепловиділення. Споживання теплової енергії в системі опалення залежить в основному від параметрів зовнішнього середовища і теплопостачання приміщення. При споживанні теплової енергії для ГВП в першу чергу слід враховувати добову потребу у воді та її використання в різні періоди (день, тиждень тощо).

З вищесказаного слід зробити висновок, що забезпечення ефективного теплопостачання досягається за рахунок використання систем автоматичного керування роботою індивідуального теплового пункту ІТП.

Метою управління роботою ІТП є забезпечення споживачів тепла холодоагентом заданої температури і в необхідній кількості, тобто забезпечення оптимальних гідравлічних і теплових параметрів роботи системи теплопостачання (значення різниці тиску і температури, задане в різних точках системи).

У роботі запропоновано схему розробленого автоматизованого індивідуального теплового пункту (ІТП) поєднаних систем теплопостачання, що забезпечує функціонування поєданого теплопостачання споживачів з різними режимами використання теплової енергії. Для реалізації даної системи обґрунтовано технологічні, теплотехнічні та конструктивні параметри розробленого електромеханічного елеватора.

Техніко-економічне обґрунтування показало, що експлуатація системи теплопостачання з розширеним електромеханічним елеватором на прикладі однієї адміністративної будівлі з інвестиційними витратами 34,42 тис. грн дозволить отримати 5,01 тис. грн прибутку на рік при окупності 6,87 років і рівні рентабельності 26,31%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Основи екології : навч. посіб. / Н. М. Заверуха, В. В. Серебряков, Ю. А. Скиба; рец.: І. Г. Ємельянов [та ін.]. – 3-тє вид. – К. : Каравела, 2013. – 288 с.
2. Богословський В.Н., Сканаві А.Н. Опалення і вентиляція.- К.: Урожай, 2008. 736 с.
3. Вербицький В.В., Земляний М.Г. Регіональна енергетична політика України: цілі та шляхи реалізації. Перепринт.- Дніпропетровськ, 2003.-64с.
4. Гольстрем В, А., Кузнецов Ю. Л. Довідник з економії паливно-енергетичних ресурсів. К.: Техніка, 2005. 383 с.
5. Гряник Г.М., Лахман С.Д., Будко Д.А. Охорона праці. К.: Урожай, 2004. 272 с.
6. Дипломне та курсове проектування / Д.Г.Войтюк, О.В.Дацишин, В.С.Колісник та ін.; За ред. О.В.Дацишина. К.: Урожай, 1996. 192 с.
7. Драганов Б.Х., Буляндра О.Ф., Міщенко А.В. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві. – К.: Урожай, 2005. – 223с.
8. ДСТУ 2155-13 «Енергозбереження. Методи визначення економічної ефективності заходів по енергозбереженню».
9. Жуковский С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд: Навчальний посібник для ВЗО. Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2009. 259с.
10. Лехман С.Д., Рубльов В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. – К.: Урожай, 2008. – 272 с.
11. Луценков В.Л., Бутков Д.А., Воїнов М.Т. Критерії оцінки виробничих небезпек. – Сімферополь. Бізнес-Інформ, 2002 – 224с.
12. Мацибора В.І.. Економіка сільського господарства. – К.: Вища школа, 2004. – 258 с.

13. Каталог фірми "UNIVERSA". HEIZSYSTEME. Системи опалення. Відень, 2024, 158 с.
14. Кірюшатов А.І. Теплофікація у сільськогосподарському виробництві. К.: Урожай, 2006. 191с.
15. Котельні установки промислових підприємств: навч. посіб. / В.А. Волощук, А.К. Денісов, І.П. Трофимчук. – Рівне: НУВГП, 2013. – 227 с.
16. Корчемний М., Федорейко В., Щербань В. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. Тернопіль. Підручники і посібники, 2011. 975 с.
17. Курсове проектування з теплотехніки та застосування теплоти в сільському господарстві. Под. ред. Драганова Б.Х. К.: Урожай, 2008, 176 с.
18. Орлов К.С. Санітарно-технічне обладнання сільських будівель: Підручник. К.: Урожай, 2007. 237 с.
19. 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.
20. Цвірс Вільгельм Гідравлічні стрілки. // Будівельна техніка. 2016. №6 (Німеччина).
21. Шолудько В.П., Боярчук В.М., Шолудько Я.В. Проектування та розрахунок теплової мережі споживачів сільської місцевості. Навчальний посібник. Дубляни, 2005, 90 с.
22. 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.
23. 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.
24. Щербатюк Б.І. Енергоощадні системи опалення будинків. – Львів.: Львівська політехніка, 2003. 111с.