

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ТЕПЛОВОДОПОСТАЧАННЯ В АПВ

Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт

СУМИ - 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра енергетики та електротехнічних систем

ТЕПЛОВОДОПОСТАЧАННЯ В АПВ

**Методичні вказівки щодо виконання
лабораторних робіт**

**для здобувачів 1м курсу
освітньої програми**

**«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
денної і заочної форм здобуття освіти
ступеню вищої освіти «Магістр»**

СУМИ - 2025

Укладачі:

Сіренко В.Ф., к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем;

Лисенко В. В., завідувач навчально-методичним кабінетом кафедри енергетики та електротехнічних систем.

Т 34 Тепловодопостачання в АПВ: методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт / укл.: В.Ф. Сіренко, В.В. Лисенко В.В. - Суми, 2025-86 с.

Методичні вказівки спрямовані на надання методичної допомоги здобувачам під час виконання лабораторних робіт. В методичних вказівках щодо виконання лабораторних робіт представлені лабораторні роботи із дослідження теплових потоків і теплових втрат в огорожувальних конструкціях будівель та в теплоізоляції Трубопроводів. А також вміщені методики основних розрахунків в системах теплопостачання: визначення теплоспоживання в будівлях та проектування теплопроводів, що необхідні для засвоєння освітнього компонента: «Тепловодопостачання в АПВ». Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт призначені здобувачів ступеню вищої освіти «Магістр» освітньої –професійної програми «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Рецензенти:

Кравченко В. О., к.ф.-м.н., доцент, доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем СНАУ;

Тарельник Н. В., к.е.н., доцент, доцент кафедри проектування технічних систем СНАУ.

Відповідальний за випуск:

Чепіжний А.В., к.т.н., доцент, завідувач кафедрою енергетики та електротехнічних систем СНАУ.

Рекомендовано до видання Радою із забезпечення якості освітньої діяльності та якості вищої освіти інженерно-технологічного факультету СНАУ. Протокол № 6 від «___» травня 2025 року

ЗМІСТ

ВСУП	6
ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН.....	7
Лабораторна робота 1. Дослідження густини теплового потоку через огорожувальні конструкції.....	8
Лабораторна робота 2. Визначення коефіцієнтів теплопередачі в нагрівальних приладах системи опалення.....	11
Лабораторна робота 3. Дослідження характеристик теплової ізоляції наземних трубопроводів теплових мереж.....	15
Лабораторна робота 4. Дослідження характеристик теплової ізоляції наземних трубопроводів теплових мереж.....	18
Лабораторна робота 5. Розв'язання задач з теми: розрахунок систем теплопостачання.....	26
Лабораторна робота 6. Системи опалення і вентиляції тваринницьких будівель.....	37
Лабораторна робота 7. Проектування теплової мережі.....	60
Лабораторна робота 8. Конструювання теплопроводів.....	81
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	85

ВСТУП

Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт з освітнього компонента "Тепловодопостачання в АПВ" призначені для здобувачів вищої освіти ступеня "Магістр" освітньої програми "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка" інженерно-технологічного факультету СНАУ.

Цей навчально-методичний матеріал спрямований на забезпечення здобувачів необхідними теоретичними та практичними знаннями, які дозволяють ефективно виконувати лабораторні роботи, пов'язані з дослідженням теплових потоків, теплових втрат та методів розрахунку систем теплопостачання.

У процесі виконання лабораторних робіт здобувачі освіти набувають практичних навичок у визначенні теплових характеристик матеріалів, проектуванні теплопроводів та аналізі теплового режиму будівельних конструкцій. Особливу увагу приділено методиці дослідження тепловіддачі опалювальних систем, розрахунку коефіцієнтів теплопередачі та аналізу характеристик теплової ізоляції.

Методичні вказівки містять докладні пояснення до кожної лабораторної роботи, плани та методику проведення досліджень, що дозволяє студентам якісно підготуватися до практичних занять та розвивати навички інженерного аналізу.

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН

№ п/п	Тема лабораторного заняття	Кількість годин	
		Денна форма	Заочна форма
1	Дослідження густини теплового потоку через огорожувальні конструкції	2	2
2	Визначення коефіцієнтів теплопередачі в нагрівальних приладах системи опалення	4	2
3	Дослідження характеристик теплової ізоляції наземних трубопроводів теплових мереж	4	2
4	Дослідження характеристик теплової ізоляції наземних трубопроводів теплових мереж	4	2
5	Розв'язання задач з теми: розрахунок систем теплопостачання	4	2
6	Системи опалення і вентиляції тваринницьких будівель	4	2
7	Проектування теплової мережі	4	2
8	Конструювання теплопроводів	4	2
Разом годин:		30	16

Лабораторна робота №1
Дослідження густини теплового потоку через огорожувальні
конструкції. Визначення коефіцієнта теплопровідності матеріалу методом
циліндричного шару.

План

- 1.1. Вивчення будови лабораторної установки.
- 1.2. Досягнення стаціонарного температурного режиму при нагріванні.
- 1.3. Вимірювання температур на зовнішній і внутрішній поверхнях теплоізоляційного шару при різних теплових потужностях.
- 1.4. Обробка результатів вимірювань.

Мета роботи: Скласти методику обробки експериментів, визначити коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, визначити його залежність від температури.

1.1. Вивчення будови лабораторної установки.

Експериментальна установка складається із сталюї труби 1 довжиною ℓ м, і зовнішнім діаметром $d_{\text{зн}}$, мм. Всередині труби розташований електронагрівник 2, потужність якого регулюється регулятором 3 і контролюється амперметром 4 і вольтметром 5. З торців труба закрита заглушками 6. Температура поверхні труби (стінки) у різних точках по довжині і периметру вимірюється термопарами 7, які через перемикач 8 підключені до потенціометра 9. На зовнішню стінку труби покладений шар теплоізоляції завтовшки δ , мм. Температура зовнішнього шару ізоляції t_i вимірюється за допомогою термопар 10, які закріплені в різних точках по довжині і периметру ізоляції. (див. рис. 1.1).

Досліди проводяться в такій послідовності. Лаборантом або викладачем вмикаються електронагрівники, встановлюється повна потужність за показами приладів 4 і 5. Стрілку перемикача переводять на риску першої з термопар 7, яка вимірює температуру стінки труби (внутрішню температуру теплоізоляції).

1.2. Досягнення стаціонарного температурного режиму при нагріванні.

Далі слідкують за показами потенціометра 9, з метою визначення усталеного режиму, який досягається тоді, коли покази потенціометра залишаються незмінними протягом деякого часу.

1.3. Вимірювання температур на зовнішній і внутрішній поверхнях теплоізоляційного шару при різних теплових потужностях.

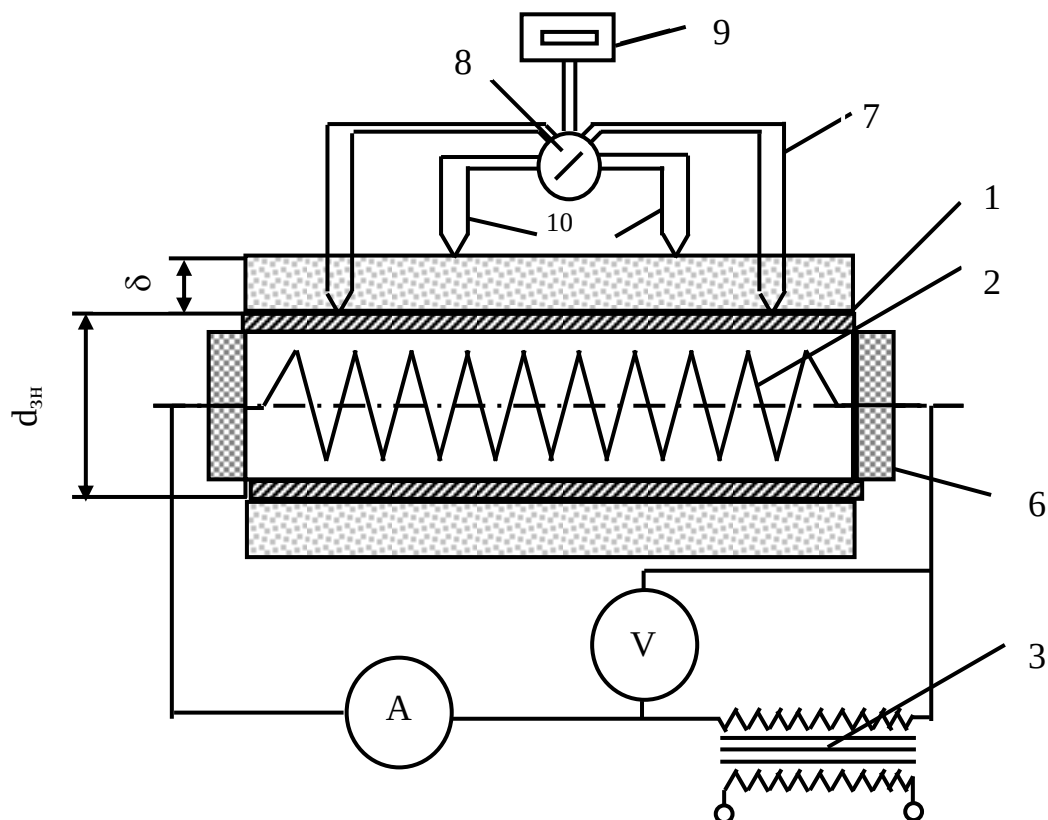


Рисунок 1.1 - Принципова схема дослідної установки

Усі вимірювання здійснюють тільки при усталеному режимі і записують в журнал спостережень. Досліди проводять для різних навантажень нагрівника (температурних режимів).

Журнал спостережень

	Покази Електро-приладів		Покази внутрішніх термопар				Середнє значення	Покази зовнішніх термопар				Середнє значення
	A	B	1	2	3	4		1	2	3	4	
1							мВ					мВ
2												
3												

Покази однойменних термопар 7 і 10 усереднюються. За допомогою градувальної кривої або за формулою : $t_x = (EPC / 0,04) + t_{н.с.}$ визначаються температури зовнішньої та внутрішньої стінки ізоляції $t_{зов}$ та $t_{вн}$, °С. Визначається різниця температур $\Delta t = t_{вн} - t_{зов}$. Далі визначають тепловий потік за формулою:

$$q_l = U \cdot I / \ell \quad (1.1)$$

де ℓ - довжина труби, м.

1.4. Обробка результатів вимірювань.

Коефіцієнт теплопровідності шару ізоляції λ визначають, використовуючи формулу:

$$\lambda = (q_l \cdot \ln(d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}})) / (2 \cdot \pi \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{зов}})) \quad (1.2)$$

де $d_{\text{зов}} = 43$ мм, $d_{\text{вн}} = 33$ мм – діаметри ізоляції внутрішній та зовнішній. Обчислення проводять окремо для кожного досліду. Отримані результати порівнюють із довідниковими (додаток Б) і визначають похибку експерименту.

За результатами дослідів будують залежність :

$$\lambda_i = f(t_{i \text{ ср}}),$$

де $t_{\text{ср}}$ - середня температура шару ізоляції.

Оскільки більшість матеріалів, які застосовуються в техніці, можна приблизно назвати ізотропними, то залежність $\lambda_i = f(t_i)$, можна прийняти лінійною.

Після закінчення розрахунків і побудування графіка роблять висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. В чому полягає фізична суть процесу теплопровідності ?
2. Що характеризує температурний градієнт?
3. Що розуміють під одновимірним тепловим потоком?
4. Що таке термічний опір і як його визначати для циліндричних поверхонь?
5. За яким законом змінюється температура в циліндричних поверхнях при сталому λ ?
6. Яку поверхню називають ізотермічною?
7. Як визначити питомий тепловий потік теплопровідності ?
8. Як змінюється температура в багат шаровій стінці?

Лабораторна робота №2
Визначення коефіцієнтів теплопередачі в нагрівальних приладах системи опалення. Дослідження тепловіддачі повітрянагрівачів при вільній конвекції.

План

- 2.1. Ознайомлення з будовою лабораторної установки .
- 2.2. Повторення стислих теоретичних відомостей щодо характеристики коефіцієнту тепловіддачі, теорії подібності та механізму конвективної тепловіддачі.
- 2.3. Вимірювання термopарами температур на поверхні труби в різних точках по довжині і периметру при різних навантаженнях.
- 2.4. Визначення коефіцієнта тепловіддачі через врахування теплового випромінювання критерій Нуссельта.

Мета роботи: експериментально визначити коефіцієнти тепловіддачі від труби при вільній конвекції, визначити сталу і показник степеня в критеріальному рівнянні.

2.1. Ознайомлення з будовою лабораторної установки .

Принципова схема лабораторної установки показана на рис. 2.1. Тепловий потік від зовнішньої поверхні циліндричної труби 1 довжиною l і діаметром d , мм до навколишнього повітря утворюється електронагрівником 2, потужність якого регулюється регулятором 10 і контролюється електроприладами 4 і 5 . Торці труби закриті заглушками 3. Температура на поверхні труби в різних точках по довжині і периметру вимірюється термopарами 6, які через перемикач 7 з'єднані з потенціометром 8. Температура навколишнього повітря вимірюється термометром в лабораторії. Оскільки холодні спаї термopар мають температуру навколишнього середовища, то їх показання є різницею між температурою стінки труби і температурою повітря. Дослідна труба може бути розташована як горизонтально так і вертикально.

2.2. Повторення стислих теоретичних відомостей щодо характеристики коефіцієнту тепловіддачі, теорії подібності та механізму конвективної тепловіддачі

Тепловий потік за рахунок випромінювання труби, Вт:

$$Q_b = \pi \cdot d \cdot l \cdot C_t [(0,01T_c)^4 - (0,01T_n)^4] \quad (2.1)$$

де $C_t = 1,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$ - приведений коефіцієнт випромінювання труби;
 T_c і T_n - абсолютні температури стінки труби і повітря в лабораторії.
Конвективний тепловий потік від поверхні труби, Вт:

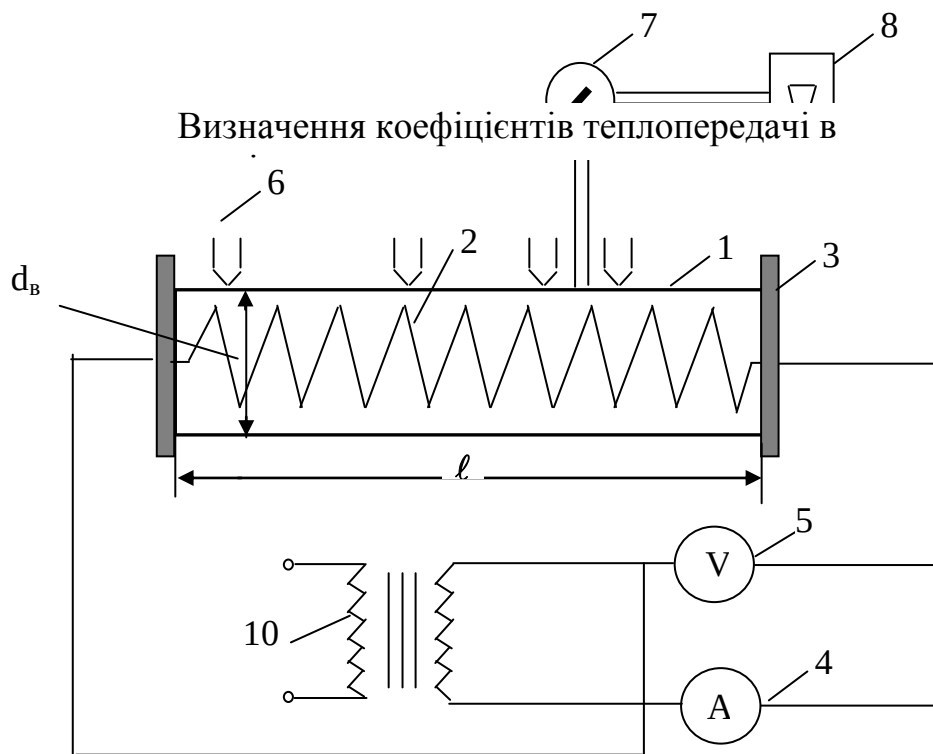
$$Q_k = I \cdot U - Q_b \quad (2.2)$$

Далі розраховують коефіцієнт тепловіддачі. З додатків А і В для відповідної температури повітря визначають його фізичні властивості: λ , Вт/(мК); ν , м²/с; Pr і обчислюють визначальні критерії.

Критерій Грасгофа:

$$Cr = g \cdot \beta \cdot \ell^{*3} \Delta t / \nu^2; \quad (2.3)$$

де g - прискорення вільного падіння, м²/с; β - коефіцієнт термічного розширення: $\beta = 1/T$, К⁻¹; ℓ^* - визначальний діаметр, м; Δt – перепад температур між стінкою і навколишнім середовищем; ν - коефіцієнт динамічної в'язкості, м²/с.



Далі розраховують коефіцієнт тепловіддачі. З додатків А і В для відповідної температури повітря визначають його фізичні властивості: λ , Вт/(мК); ν , м²/с; Pr і обчислюють визначальні критерії.

Критерій Грасгофа:

$$Cr = g \cdot \beta \cdot \ell^{*3} \Delta t / \nu^2; \quad (2.3)$$

де g - прискорення вільного падіння, м²/с; β - коефіцієнт термічного розширення: $\beta = 1/T$, К⁻¹; ℓ^* - визначальний діаметр, м; Δt – перепад температур

між стінкою і навколишнім середовищем; ν - коефіцієнт динамічної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$.

Критерій Релея визначається як добуток критерію Грасгофа на критерій Прандтля:

$$Ra = Gr \cdot Pr. \quad (2.4)$$

Шуканий теоретичний критерій Нуссельта визначається з критеріального рівняння:

$$Nu = 0,15 (Gr \cdot Pr)^{0,33}.$$

2.3. Вимірювання термопарами температур на поверхні труби в різних точках по довжині і периметру при різних навантаженнях.

Порядок проведення дослідів такий. Викладач або лаборант вмикають в роботу електронагрівник і задають певний режим роботи за показанням електроприладів. Вимірювання здійснюють при досягненні усталеного режиму (показання термопар залишаються сталими з часом). Дані вимірювань записують в журнал спостережень. Проводять кілька дослідів при різних навантаженнях електронагрівника (температурі стінки труби).

Журнал спостережень 2.1

№ дослідів	Покази електроприладів		Покази термопар, мВ				Середня термо-ерс, ΔE , мВ	Різниця температур, Δt , °C	Температура повітря t_n , °C
	I, А	U, В	1	2	3	4			
1									
2									

2.4. Визначення коефіцієнта тепловіддачі через врахуванням теплового випромінювання. Критерій Нуссельта.

Обробка результатів

Показання термопар усереднюють і за допомогою градувальних кривих або таблиць визначають різницю температур між стінкою і навколишнім середовищем в °C.

Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{практ}}$ визначається з формули :

$$Q = \alpha F \Delta t \quad (2.6)$$

За визначеним коефіцієнтом тепловіддачі обчислюють практичний критерій Нуссельта за формулою :

$$Nu = \alpha \cdot \ell / \lambda \quad (2.7)$$

На підставі дослідних даних будують залежність $Nu = f(Ra)$ на логарифмічній сітці і з графіка цієї критеріальної залежності визначають значення C і показника степеня n в критеріальному рівнянні $Nu = c Ra^n$.

Отримані значення C і n в залежності від критерія Ra і положення труби (горизонтальне або вертикальне) порівнюють з довідковими і визначають їх розбіжність. Експериментальні дані подають у вигляді

$\alpha = f(\Delta t)$ і роблять обґрунтовані висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Що розуміють під вільною і вимушеною конвекцією?
2. Що характеризує коефіцієнт тепловіддачі і від яких величин він залежить?
3. Яке призначення теорії подібності?
4. Що характеризують критерії Gr , Pr , Ra ?
5. Запишіть вираз для критерію Грасгофа, дайте розмірність і визначення всіх величин, які до нього входять.
6. Запишіть вираз для критерію Рейнольдса, дайте розмірність і визначення всіх величин, які до нього входять.
7. Запишіть вираз для критерію Нуссельта, дайте розмірність і визначення всіх величин, які до нього входять.
8. Який механізм конвективного теплообміну і як він відображується в критерії Нуссельта?
9. Чи є коефіцієнт тепловіддачі фізичною характеристикою теплоносія і чому?
10. Як впливає діаметр труби на інтенсивність теплообміну при вільній конвекції?
11. Запишіть критеріальне рівняння при вільноконвективному обтіканні зовнішньої поверхні труб.

Лабораторна робота №3
Дослідження характеристик теплової ізоляції наземних
трубопроводів теплових мереж. Дослідження поширення температури
через багат шарову теплоізоляційну плоску стінку.

План

- 3.1. Повторення відомостей про теплоізоляційні матеріали.
- 3.2. Вивчення будови лабораторної установки .
- 3.3. Вимірювання температурного профілю в багат шаровій стінці теплоізоляції.
- 3.4. Експериментальна перевірка рівняння Фур'є.

Мета роботи: дослідити процес поширення температури через багат шарову плоску стінку і розрахувати коефіцієнти теплопровідності шарів стінки.

3.1. Повторення відомостей про теплоізоляційні матеріали.

В процесі передачі тепла теплопровідністю процес передачі внутрішньої енергії від одного тіла до іншого відбувається без виконання роботи, тобто відбувається обмін кінетичною енергією молекул. Розрізняють стаціонарний ($\text{grad } T = \text{const}$) і нестаціонарний ($\text{grad } T \neq \text{const}$) процеси теплопровідності.

Стаціонарний процес описується рівнянням Фур'є, згідно з яким питомий тепловий потік за рахунок теплопровідності від гарячої до холодної стінки дорівнює : $q = - \lambda \cdot \text{grad } t$, де λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К, який є фізичною властивістю речовини і характеризує її здатність проводити теплоту:

$$\lambda = - |q| / \text{grad } t = Q / (F \cdot \tau \cdot \Delta t / l) \quad (3.1)$$

Для різних речовин λ різний і в загальному випадку залежить від структури, густини, вологості, тиску і температури. Все це утруднює розрахунок коефіцієнта теплопровідності, тому для точних розрахунків значення коефіцієнта теплопровідності, його визначають шляхом спеціального вивчення матеріалу, який необхідно використати.

Коефіцієнти теплопровідності будівельних і теплоізоляційних матеріалів лежать в межах 0,02-3,0 Вт/м·К. З підвищенням температури він зростає. Як правило, для матеріалів з більшою густиною коефіцієнт теплопровідності має більші значення. Він залежить також від структури матеріалу, його пористості і вологості. Для вологих будівельних матеріалів коефіцієнт теплопровідності може бути значно вищим, ніж для сухого і води окремо, наприклад, для сухої цегли $\lambda \approx 0,3$, для води $\lambda \approx 0,6$, а для вологої цегли $\lambda \approx 0,9$ Вт/м·К. На це явище необхідно звертати особливу увагу, як в процесі визначення, так і в технічних розрахунках теплопровідності. Матеріали з низькими значеннями коефіцієнта теплопровідності ($\lambda < 0,2$ Вт/м·К) використовуються для теплової ізоляції.

3.2. Вивчення будови лабораторної установки

Принципова схема дослідної установки показана на рис.9.1.

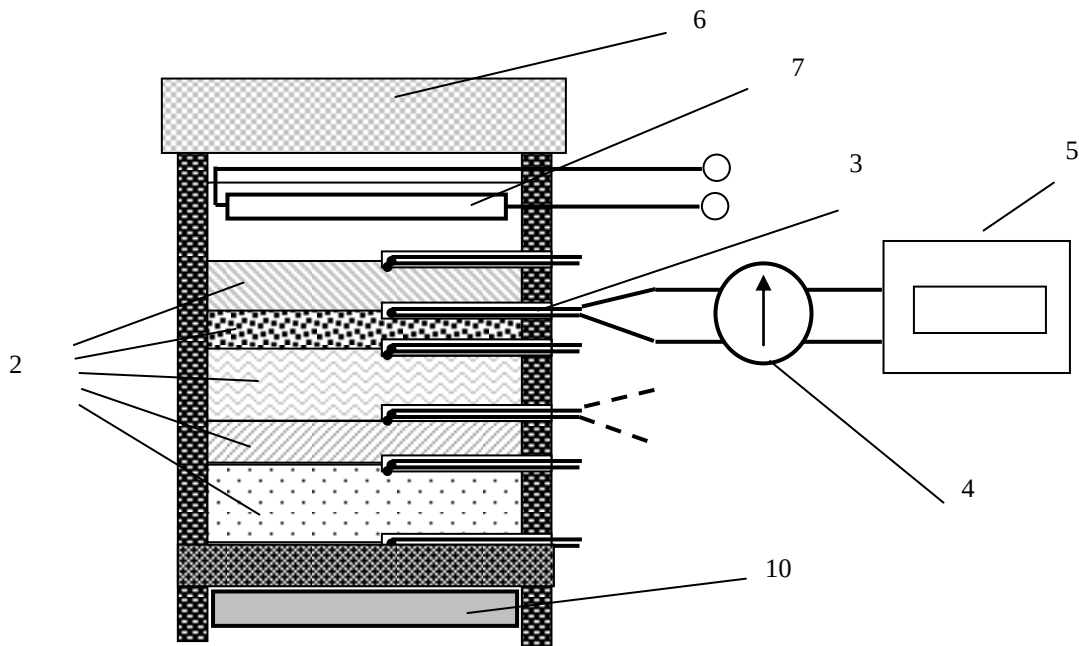


Рисунок 3.1 - Схема дослідної установки

Дослідна установка складається з теплоізовованого корпусу 1, в якому розташовані шари різноманітних матеріалів 2, відомої товщини, між якими прокладено термопари 3, які через перемикач 4 з'єднані з мілівольтметром 5. Теплопровідність першого шару ізоляції відома (листовий азбест). Над першим шаром ізоляції, під кришкою 6, знаходиться електронагрівник 7. Дно корпусу нетеплоізововане і з'єднане з охолодником 10.

3.3. Вимірювання температурного профілю в багат шаровій стінці теплоізоляції.

Досліди здійснюють таким чином. Вмикають електронагрівник 7 і очікують, доки в лабораторній установці не встановиться усталений режим, про що свідчитиме незмінність показів термопар 3. Вимірюють струм і напругу, яка подається на нагрівник і визначають тепловий потік через шари ізоляції.

Термопарами 3 визначають температуру стінок на кожному шарі ізоляції. Дослід проводять декілька разів, записуючи дані експерименту в журнал спостережень 9.1.

3.4. Експериментальна перевірка рівняння Фур'є.

За даними експериментів обчислюють коефіцієнти теплопровідності кожного з шарів теплової ізоляції і будують графік розподілу температури по

товщині багат шарової стінки. Результати розрахунків коефіцієнта теплопровідності порівнюють з табличними значеннями (див. додаток Б) і розраховують похибку експерименту.

Журнал спостережень 3.1

№ п/п	U, В	I, А	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆
1								
2								

Контрольні запитання

1. Що таке термічний опір стінки?
2. Як поширюється температура в багат шаровій плоскій стінці?
3. Від яких факторів залежить коефіцієнт теплопередачі пористих матеріалів?
4. Теплопровідність багат шарових плоских стінок.
5. Теплопередача через плоскі стінки?
6. Як в даній лабораторній роботі можна розрахувати втрати теплоти в навколишнє середовище через стінки установки?

Лабораторна робота №4

Визначення тепловитрат і теплопритоків будівель.

План

- 4.1. Обмірювання і визначення площ огорожувальних поверхонь будівлі.
- 4.2. Обчислення загальних тепловитрат приміщення: випроміненням, конвекцією та з інфільтруючим повітрям.
- 4.3. Визначення нормативного опору теплопередачі.

Мета роботи – ознайомити студентів з основними видами опалень.
Навчити розраховувати втрати тепла.

4.1. Обмірювання і визначення площ огорожувальних поверхонь будівлі.

Системи центрального опалення характерні тим, що тепло передається від джерела в опалювальні приміщення по трубопроводах за допомогою того або іншого теплоносія: води, пари або повітря. Генератор тепла в цих системах розташовують, як правило, у котельні.

Залежно від виду теплоносія, що передає тепло від джерела або перетворювача (бойлера) в опалювальні приміщення, системи центрального опалення називають водяними, паровими або повітряними.

Водяне опалення є на даний час найпоширенішим видом центрального опалення в житлових і промислових будинках. Це обумовлюється головним чином тим, що в системі водяного опалення зміною температури води легко регулювати тепловіддачу, яку потрібно весь час міняти залежно від зміни зовнішньої температури, що визначає тепловтрати опалювальних приміщень. Ця особливість системи водяного опалення, якій володіють також системи повітряного опалення, називається якісним регулюванням.

Для забезпечення якісного регулювання в котельні або на ТЕЦ воду підігрівають по так званому температурному графіку, по якому, відповідно до зовнішньої температури, встановлюють температуру теплоносія. При цьому чим вище зовнішня температура, тим нижче повинна бути температура теплоносія (води), і навпаки.

По способу спонукання водяне опалення підрозділяють на системи з насосним і природним спонуканням. Більше поширені системи зі спонуканням, у яких циркуляція води відбувається в основному під дією циркуляційного насоса. Останній установлюють на зворотній лінії, по якій йде охолоджена в системі опалення вода, перед водопідігрівачем (казаном або бойлером).

Парове опалення залежно від тиску пари розділяють на системи низького тиску (з тиском від 0 до 0,7 атм), високого тиску (від 0,7 до 6 атм) і вакуумпарові, коли тиск менше атмосферного. Останні, внаслідок складності експлуатації й відсутності переваг у порівнянні з водяними системами опалення, зараз майже не застосовують. Тиск пари вимірюється на казані,

розташованому в опалювальному будинку або на тепловому введенні в будинок.

Більш частіше з перерахованих вище систем застосовують парові системи низького тиску: вони зручніше й безпечніше в експлуатації, ніж системи високого тиску й можуть обслуговуватися котлом, розташованим у нижньому поверсі або підвалі опалювального будинку.

Схем парового опалення низького тиску не багато. Вони розрізняються по місцю розташування розводящих паропроводів, приєднанню опалювальних приладів і способу відведення конденсату.

При повітряному опаленні в приміщення надходить гаряче повітря з більш високою температурою, ніж в опалювальному приміщенні. У цьому випадку кількість тепла, яку віддає повітря, що охолоджується, повинна рівнятися тепловтратам приміщення.

Рух повітря в системах повітряного опалення відбувається через різницю температур, а, отже, і питомих ваг холодного і нагрітого повітря, яке підходить до калорифера, а також від дії вентилятора. У відповідності з цим системи називають із природним і механічним спонуканнями.

Системи повітряного опалення бувають рециркуляційними, коли все повітря, що подається в приміщення, повертається з нього в калорифер і сполученими з вентиляцією, якщо все повітря або частина його, що поступила з калорифера в приміщення, віддаляється у витяжну вентиляцію. Однак, повертати повітря із приміщення на рециркуляцію припустимо лише в тому випадку, коли в приміщенні відсутнє виділення гостро токсичних шкідливих речовин або речовин, які мають неприємний запах. Система повітряного опалення, сполучена з вентиляцією, може також працювати із частковою рециркуляцією. При цьому із приміщення частина повітря віддаляється через витяжну вентиляцію, а частина повертається через рециркуляційний клапан до калорифера. Перед ним вона знову змішується із зовнішнім повітрям і т.д.

4.2. Обчислення загальних тепловитрат приміщення: випроміненням, конвекцією та з інфільтруючим повітрям.

Основні тепловтрати приміщень виникають через зовнішні поверхні, що огорожують: стіни, двері, підлоги нижнього й перекриття верхнього поверхів.

Тепловтрати розраховують для кутової та середньої кімнати кожного окремого поверху, а також для східцевої клітки вони виконуються як для окремого приміщення.

Для житлових кімнат і кухонь тепловтрати знаходять із співвідношення:

$$Q_n = Q_0 + q_v - q_{\text{поб}}$$

де: Q_0 – тепловтрати через зовнішні стіни огороження

$$Q_0 = \sum K \cdot F_{\text{жк}} \cdot (t_B - t_n) \cdot A \quad (\text{Вт})$$

$$t_n - t_{n5}$$

t_B – витрати тепла на нагрів інфільтруючого зовнішнього повітря, яке поступає у житлові кімнати в наслідок дії природної витяжної вентиляції.

$$q_B = (t_B - t_{xn}) \cdot F_{жк} \quad (Вт)$$

ΣK – коефіцієнт теплопередачі (приймається $K=8.7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

$q_{поб}$ – побутові тепловиділення, Вт $q_{поб}=21 \cdot F_n$

$F_{жк}$ – площа підлоги житлової кімнати, м^2

F_n – площа підлоги опалюваного приміщення, м^2

$$F_n = F_{кухни} - F_{печки}$$

$$F_{печки} = 0,31 \text{ м}^2$$

A – коефіцієнт, враховуючий додаткові витрати тепла, пов'язані із орієнтацією зовнішніх огорож по сторонам світу (дорівнює одиниці плюс додаткові тепловитрати, виражені у долях одиниці).

Для орієнтації: $P_n, C_x, P_n - C_x, P_n - Z_x, - 0,1 \quad (A=1,1)$

$P_d - C_x, Z_x, - 0,05 \quad (A=1,05)$

$P_d, P_d - Z_x, - 0 \quad (A=1)$

Додаткові витрати тепла у східцевій клітці на нагрів зовнішнього повітря, яке поступає через двері, приймають для здвоєних дверей (ЗД) – $100 \cdot n\%$,

n – число поверхів у будинку.

При розрахунку тепловитрат по окремих приміщеннях через зовнішні стіни із площі стін вікна не враховують.

При розрахунку тепловитрат через вікна із коефіцієнта теплопередачі вікна враховують коефіцієнт теплопередачі стіни і в розрахунку використовують умовний коефіцієнт теплопередачі вікна. Розміри віконних прорізів $1,5 \times 1,8$ (ВЗ) – вікно здвоєне; $2,0 \times 1,4$ (ВД) – балконні двері.

Східцеві клітки вважаються як одне приміщення, висота якого прирівнюється висоті будівлі. При розрахунку тепловитрат східцевої клітки через зовнішню стіну, із площі стіни враховують площу дверей.

Розміри зовнішніх дверей (ЗД) – $1,2 \times 2,1$ м.

Товщина перекриття – $0,4$ м.

Розрахунок тепловитрат по окремих приміщеннях зводиться у таблицю.

При заповненні таблиці використовують наступні умовні позначення:

СЗ – стіна зовнішня;

Пл. – підлога;

ВП – вікно подвійне;

Ст. – стеля;

ЗД – зовнішні двері;

Ск – східцеві клітки.

Тепловитрати кожного приміщення повинні бути занесені до таблиці незалежно від способу їх визначення. Для інших приміщень тепловитрати визначаються по холодному периметру:

$$q = Q_n / l$$

де: Q_n – розрахункові тепловитрати для кутової та середньої кімнати кожного поверху;

l – довжина по фасаду стіни відповідно приміщення, м

Тоді тепловитрати для кожної кімнати, які не ввійшли у попередній розрахунок, визначаються, як $Q'_n = q \cdot l'_{\text{си}}$

Q'_n – тепловитрати даного приміщення,

$l'_{\text{си}}$ – довжина зовнішніх стін даного приміщення.

Детальний розрахунок тепловтрат приміщення

Тепловтрати приміщень у житлових і цивільних будівлях складаються з тепловтрат через зовнішні захищення (стіни, вікна, підлоги, перекриття) і витрат теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується в приміщення через нещільність в конструкціях. У промислових будівлях враховують і інші втрати теплоти.

Розрахунок тепловтрат приміщення полягає у визначенні всіх сумарних тепловтрат через огорожувальні конструкції (зовнішні захищення) і для всіх опалювальних приміщень. Допускається не враховувати тепловтрати через внутрішні захищення, якщо різниця температур в приміщеннях, які вони поділяють, не перевищує 3°C.

Тепловтрати, Вт, через огорожувальні конструкції розраховують за формулою:

$$Q_{\text{огр}} = F (t_{\text{вн}} - t_{\text{зБ}}) (1 + \sum \beta) n / R_o, \text{ де}$$

F – розрахункова площа огорожувальної конструкції, м²;

$t_{\text{вн}}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, оС;

$t_{\text{зБ}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, оС;

β – додаткові тепловтрати, в частках від основних втрат;

n – коефіцієнт, що враховує положення зовнішньої поверхні захищення по відношенню до зовнішнього повітря;

4.3. Визначення нормативного опору теплопередачі.

R_o – опір теплопередачі, м²·°С/Вт, що визначається за формулою

$$R_o = 1 / \alpha_{\text{в}} + \sum (\delta_i / \lambda_i) + 1 / \alpha_{\text{з}} + R_{\text{п.п.}},$$

де $\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні захищення, Вт/ м²·оС;

δ_i и λ_i – товщина шару і розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару конструкції;

$\alpha_{\text{з}}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні захищення, Вт/ м²·оС;

$R_{\text{п.п.}}$ – термічний опір закритого повітряного прошарку (при наявності його в конструкції), м²·оС / Вт.

Коефіцієнти α_v и α_z приймаються за СНіПом, для деяких випадків - надані в табл. 1;

δ_i – визначається з будівельних креслень огорожуючих конструкцій або призначається у відповідності з завданням;

λ_i – приймається за довідковими даними, термічний опір повітряних прошарків може бути прийнятим за табл. 2.

Таблиця 1. Коефіцієнти теплосприйняття і тепловіддачі

Поверхня зовнішнього захищення	α_v , Вт/ м ² ·оС	α_n , Вт/ м ² ·оС
Внутрішня поверхня стін, підлог, гладких стель	8,7	
Зовнішня поверхня стін, безгорищних перекриттів		23
Перекриття горищні і над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами		12
Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів		6

Таблиця 2. Термічний опір закритих повітряних прошарків $R_{v,n}$, м²·оС / Вт

Товщина повітряного прошарку, м	Вертикальний і горизонтальний прошарки при потоці тепла знизу вверху При температурі повітря у прошарку +	Вертикальний і горизонтальний прошарки при потоці тепла знизу вверху При температурі повітря у прошарку -	Горизонтальний прошарок при потоці тепла зверху вниз При температурі повітря у прошарку +	Горизонтальний прошарок при потоці тепла зверху вниз При температурі повітря у прошарку -
0,01	0,13	0,15	0,14	0,15
0,02	0,14	0,15	0,15	0,19
0,03	0,14	0,16	0,16	0,21
0,05	0,14	0,17	0,17	0,22
0,1	0,15	0,18	0,18	0,23
0,15	0,15	0,18	0,19	0,24

Опір теплопередачі вікон і дверей зазвичай не розраховується і приймається за довідковими даними в залежності від використовуваної конструкції.

Розрахункові площі захищень визначають за будівельними кресленнями. Величини додаткових тепловтрат наведені в табл. 3, а коефіцієнта n – в табл. 4.

Таблиця 3. Додаткові тепловтрати

Тип захищення	Умови	Додаткові тепловтрати β , в частках
Зовнішні вертикальні стіни, вікна, двері:	при орієнтації на північ, схід, північний схід, і північний захід південний схід і захід	0,1 0,05
Зовнішні двері, потрійні двері з двома тамбурами 0,2 Н необладнані повітряною завісою при висоті будівлі Н, м	потрійні двері з двома тамбурами подвійні двері з тамбуром між ними	0,2Н 0,27Н
В кутових приміщеннях додатково для стін, вікон та дверей	одне із захищень звернене на північ, схід, північний схід або північний захід в інших випадках	0,05 0,1

Таблиця 4. Значення коефіцієнта n , що враховує положення зовнішньої поверхні захищення

Тип огорожувальної конструкції	n
Зовнішні стіни і перекриття, що контактують із зовнішнім повітрям	1,0
Горищне перекриття	0,9
Перекриття над неопалюваним підвалом зі світловими прорізами в стінах	0,75
Те ж без світлових прорізів	0,6

Витрата теплоти на нагрів інфільтрованого зовнішнього повітря в житлових і громадських будівлях для всіх приміщень визначається з двох розрахунків.

У першому розрахунку визначається витрата теплоти Q_i на підігрів зовнішнього повітря, що надходить в i -е приміщення внаслідок роботи природної витяжної вентиляції.

У другому розрахунку визначається витрата теплоти Q_i на підігрів зовнішнього повітря, що проникає в це ж приміщення через нещільність захищень внаслідок теплового і вітрового тисків. Для визначення

розрахункових втрат теплоти приміщеннями беруть найбільшу величину з визначених за нижченаведеними формулами (1) та (2).

$$Q_i = 0,28 L \rho_z c (t_{вн} - t_{зБ}) \quad (1)$$

де L – витрата видаляемого повітря, м³/год, що приймається для житлових будівель 3 м³/год на 1 м² площі житлових приміщень і кухні;

ρ_z – густина зовнішнього повітря, кг/м³;

c – питома теплоємність повітря, рівна 1 кДж / (кг · °С).

Питома вага γ , Н/м³ і густина повітря ρ , кг/м³, можуть бути визначені за формулами:

$$\gamma = 3463 / (273 + t), \quad \rho = \gamma / g,$$

де t – температура повітря, °С; $g = 9,8$ м/с².

Витрата тепла Q_i на підігрів зовнішнього повітря, що проникає в приміщення через нещільність огорожень внаслідок теплового і вітрового тисків, визначається

$$Q_i = 0,28 G_i c (t_{вн} - t_{зБ}) k, \quad (2)$$

де G_i – витрата інфільтрованого повітря, кг/год, через огорожувальні конструкції;

k – коефіцієнт, що враховує зустрічний тепловий потік, що приймається для вікон та балконних дверей з роздільними стулками рівним 0,8, для одинарних вікон і вікон зі спареними стулками – 1,0.

Для вікон та балконних дверей величину G_i , кг/год, визначають як

$$G_i = 0,216 \sum F \Delta P_i 0,67 / R_i,$$

де ΔP_i – різниця тисків повітря, Па, на зовнішній P_z і внутрішній поверхнях $P_{вн}$ вікон чи дверей ;

$\sum F$ – розрахункові площі захищень, м²;

R_i – опір повітропроникненню захищення, м²·год/кг. В панельних будівлях визначають додаткові витрати інфільтрованого повітря через стики панелей.

Різницю тисків повітря ΔP_i , Па, визначають з рівності

$$\Delta P_i = (H - h_i) (\gamma_z - \gamma_{вн}) + 0,5 \rho_z V^2 (c_{e,n} - c_{e,p}) k_1 - p_{int},$$

де H – висота будівлі, м, від рівня землі до гирла вентиляційної шахти (в безгорищних будівлях гирло шахти розташовують на 1 м вище покрівлі, в будинках з горищем на 4-5 м вище верху горищного перекриття);

h_i – відстань, м, від рівня землі до верху вікон або балконних дверей , для яких визначається витрата повітря;

$\gamma_z, \gamma_{вн}$ – питомі маси внутрішнього і зовнішнього повітря;

V – розрахункова швидкість вітру, м/с;

$c_{e,n}$ і $c_{e,p}$ – аеродинамічні коефіцієнти будівлі відповідно для навітряної та підвітряної поверхонь. Для будівлі прямокутної форми $c_{e,n} = 0,8$, $c_{e,p} = -0,6$;

k_1 – коефіцієнт, що враховує облік зміни швидкісного напору вітру в залежності від висоти будівлі;

p_{int} – умовно-постійний тиск повітря, Па, що виникає при роботі вентиляції зі штучним побуждженням, для житлових будівель $p_{int} = 0$.

Коефіцієнт k_1 приймається при висоті захищення над поверхнею землі до 5,0 м рівним 0,5, при висоті до 10 м – 0,65, до 20 м – 0,85, більше 20 м – 1,1.

Розрахункові тепловтрати приміщення, Вт,

$$Q_{\text{розр}} = \Sigma Q_{\text{зах}} + Q_{\text{інф}} - Q_{\text{побут}},$$

де $\Sigma Q_{\text{зах}}$ – сумарні тепловтрати через захищення приміщення;

$Q_{\text{інф}}$ – найбільша витрата теплоти на підігрів інфільтрованого повітря з розрахунків за формулами (1) и (2);

$Q_{\text{побут}}$ – побутові тепловиділення від електричних приладів, освітлення та інших джерел тепла, що приймаються для житлових приміщень і кухонь у розмірі 21 Вт на 1 м² площі підлоги.

Розрахунок тепловтрат приміщення можна вважати завершеним. Результати розрахунків заносяться у таблицю.

Контрольні питання

1. Чим характерні системи центрального опалення?
2. Які бувають системи центрального опалення?
3. Як розраховуються тепловитрати?

Лабораторна робота №5

Розв'язання задач з теми: «Розрахунок систем теплопостачання»

Задача 1. Визначити для умов міста розрахункові теплові потоки.

Задача 2. Побудова графіків годинних витрат теплоти.

Задача 3. Побудувати для закритої системи теплопостачання графік центрального якісного регулювання відпуску теплоти.

Задача 4. Побудувати для відкритої системи теплопостачання скоректований (підвищений) графік центрального якісного регулювання.

ЗАДАЧА 1

Визначити для умов міста розрахункові теплові потоки на опалення, вентиляцію й гаряче водопостачання п'яти кварталів району міста.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування систем опалення $t_0 = -31^\circ\text{C}$. Щільність населення $P = 400$ чол/га. Загальна площа житлового будинку на одного жителя $f_{\text{заг}} = 18$ м²/чол. Середня за опалювальний період норма витрати гарячої води на одного жителя за добу $a = 115$ л/доба.

Розрахунок: Розрахунок теплових потоків зводимо в табл. 1. У графі 1, 2, 3 таблиці заносимо відповідно номери кварталів, їхня площа $F_{\text{кв}}$ у гектарах, щільність населення P . Кількість жителів у кварталах m , визначаємо по формулі

$$m = P \cdot F_{\text{кв}}$$

Для кварталу №1 кількість жителів складе:

$$m = 400 \cdot 10 = 4000 \text{ чол.}$$

Загальну площу житлових будинків кварталу A визначаємо по формулі

$$A = f_{\text{общ}} m$$

Для кварталу №1:

$$A = 18 \cdot 4000 = 72000 \text{ м}^2$$

Прийнявши для будинків будівлі після 1985р. величину питомого показника теплового потоку на опалення житлових будинків при $t_0 = -31^\circ\text{C}$ $q_0 = 87$ Вт/м², знаходимо розрахункові теплові потоки на опалення житлових і суспільних будівель кварталів по формулі:

$$Q_{\text{оmax}} = q_0 \cdot A \cdot (1 + K_1)$$

Для кварталу №1 при $K_1 = 0,25$ одержимо розрахункову витрату тепла на опалення житлових і суспільних будинків:

$$Q_{\text{оmax}} = 87 \cdot 72000 \cdot (1 + 0,25) = 7830000 \text{ Вт} = 7,83 \text{ МВт}$$

Максимальні теплові потоки на вентиляцію суспільних будинків кварталів визначаємо по формулі:

$$Q_{\text{vmax}} = K_1 \cdot K_2 \cdot q_0 \cdot A$$

Для кварталу №1 при $DO_2 = 0,6$ одержимо:

$$Q_{\text{vmax}} = 0,25 \cdot 0,6 \cdot 87 \cdot 72000 = 939600 \text{ Вт} = 0,94 \text{ МВт}$$

За додатком 3 навчального посібника збільшений показник теплового потоку на гаряче водопостачання q_h з врахуванням суспільних будинків при нормі на одного жителя $a = 115$ л/добу складе 407 Вт.

Середньодобові теплові потоки на гаряче водопостачання житлових і суспільних будинків кварталів визначаємо по формулі

$$Q_{hm} = q_h \cdot m$$

Для кварталу №1 ця величина складе

$$Q_{hm} = 407 \cdot 4000 = 1628000 \text{ Вт} = 1,63 \text{ МВт}$$

Сумарний тепловий потік по кварталах, Q_{Σ} , визначаємо підсумовуванням розрахункових теплових потоків на опалення, вентиляцію й гаряче водопостачання

$$Q_{\Sigma} = Q_{o \max} + Q_{v \max} + Q_{hm}$$

Для кварталу №1 сумарний тепловий потік складе

$$Q_{\Sigma} = 7,83 + 0,94 + 1,63 = 10,40 \text{ МВт}$$

Аналогічно виконуються розрахунки теплових потоків і для інших кварталів.

Таблиця 1 - Розрахунок теплових потоків

№ кварталу	Площа кварталу F_{kv} , га	Щільність населення P чол/га	Кількість жителів m	Загальна площа, A , m^2	Тепловий потік, МВт			
					$Q_{o \max}$	$Q_{v \max}$	Q_{hm}	Q_{Σ}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	10	400	4000	72000	7,83	0,94	1,628	10,398
2	15	400	6000	108000	11,74	1,41	2,442	15,597
3	20	400	8000	144000	15,66	1,88	3,256	20,796
4	10	400	4000	72000	7,83	0,94	1,628	10,398
5	15	400	6000	108000	11,74	1,41	2,442	15,597
					$\Sigma 54,8$	6,58	11,39	72,786

ЗАДАЧА 2

Для кліматичних умов міста виконати розрахунок і побудову графіків годинних витрат теплоти на опалення вентиляцію й гаряче водопостачання, а також річних графіків теплоспоживання по тривалості теплового навантаження й по місяцях. Розрахункові теплові потоки району міста на опалення $Q_{o \max} = 300$ МВт, на вентиляцію $Q_{v \max} = 35$ МВт, на гаряче водопостачання $Q_{hm} = 60$ МВт. Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування систем опалення $t_0 = -31$ °С.

Розрахунок: Визначимо, використовуючи формули перерахування і вартів витрати на опалення й вентиляцію при температурі зовнішнього повітря $t_n = +10^\circ\text{C}$.

$$Q_o^{t_n} = Q_{o \max} \cdot \frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} = 300 \cdot \frac{20 - 10}{20 + 31} = 58,8 \text{ МВт}$$

$$Q_v^{t_n} = Q_{v \max} \cdot \frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} = 35 \cdot \frac{20 - 10}{20 + 31} = 6,9 \text{ МВт}$$

Відклавши на графіку (див. рис. 1а) значення Q_o й Q_v при $t_n = +10^\circ\text{C}$, а також значення $Q_{o \max}$ й $Q_{v \max}$ при $t_n = t_o = -31^\circ\text{C}$ і з'єднавши їх прямою, одержимо графіки $Q_o = f(t_n)$ і $Q_v = f(t_n)$. Для побудови годинного графіка витрати теплоти на гаряче водопостачання, визначимо, використовуючи формулу перерахування, середньогодинну витрату теплоти на гаряче водопостачання для неопалювального періоду Q_{hm}^s .

$$Q_{hm}^s = Q_{hm} \cdot \beta \cdot \frac{(55 - t_-^s)}{(55 - t_-)} = 60 \cdot 0,8 \cdot \frac{(55 - 15)}{(55 - 5)} = 38,4 \text{ МВт}$$

Графік середньогодинної витрати теплоти на гаряче водопостачання не залежить від температури зовнішнього повітря, і буде являти собою пряму, паралельну осі абсцис з ординатою 60 МВт для опалювального періоду і з ординатою 38,4 МВт для неопалювального періоду. Додавши ординати годинних графіків на опалення, вентиляцію й гаряче водопостачання для діапазону температур $t_n = +10 \div -31^\circ\text{C}$ і з'єднавши їх прямою одержимо сумарний годинний графік $Q_\Sigma = f(t_n)$. Для побудови річного графіка теплоти по тривалості теплового навантаження знаходимо тривалості стояння температур зовнішнього повітря в годинниках з інтервалом 5°C і тривалість опалювального періоду для міста $n_0 = 4920$ ч. Дані зводимо в таблицю 2.

Таблиця 2 - Тривалість стояння температур зовнішнього повітря

Тривалість стояння, n , годин	Температура зовнішнього повітря									
	-40 -35	-35 -30	-30 -25	-25 -20	-20 -15	-15 -10	-10 -5	-5 0	0 +5	+5 +10
n	2	47	275	630	800	666	596	561	583	760
Температури	-35 і нижче	-30 і нижче	-25 і нижче	-20 і нижче	-15 і нижче	-10 і нижче	-5 і нижче	0 і нижче	+5 і нижче	+8 і нижче
Σn	2	49	324	954	1754	2420	3016	3577	4160	4920

Графік по тривалості теплового навантаження (див. рис. 1б) будується на підставі сумарного годинного графіка $Q_\Sigma = f(t_n)$. Для цього із точок на осі температур (+10, 0, -10, -20, -30) відновлюємо перпендикуляри до перетинання

з лінією сумарного годинного графіка й із точок перетинання проводимо горизонтальні прямі до перетинання з перпендикулярами, відновленими із точок на осі тривалості, що відповідають даним температурам. З'єднавши знайдені точок плавної кривої, одержимо графік по тривалості теплового навантаження за опалювальний період протягом 4920 годин. Потім побудуємо графік по тривалості теплового навантаження за неопалювальний період, для чого проведемо пряму, паралельну осі абсцис із ординатою рівної $Q_{hm}^s = 38,4$ МВт до розрахункової тривалості роботи системи тепlopостачання в році рівної 8400 годин.

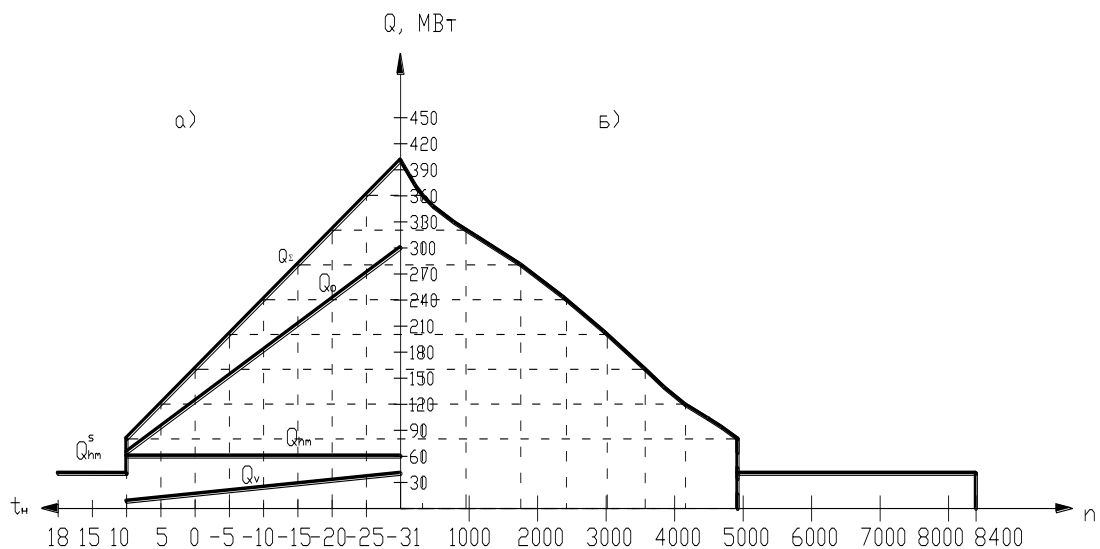


Рис. 1 - Графіки теплового споживання: а - годинні графіки теплового споживання; б - річний графік по тривалості теплового навантаження

Для побудови річного графіка теплового споживання по місяцях по знаходимо середньомісячні температури зовнішнього повітря. Потім, використовуючи формули перерахування і визначимо годинні витрати теплоти на опалення й вентиляцію для кожного місяця із середньомісячною температурою нижче $+10^{\circ}\text{C}$. Визначимо сумарні витрати теплоти для місяців опалювального періоду як суму годинних витрат на опалення, вентиляцію й гаряче водопостачання. Для місяців неопалювального періоду (з $t_{cp}^H > +10$) сумарну витрату теплоти буде дорівнює середньогодинні витраті теплоти на гаряче водопостачання $Q_{hm}^s = 38,4$ МВт. Виконаємо розрахунки для січня

$$Q_o^y = Q_{o\max} \cdot \frac{t_i - t_{cp}^y}{t_i - t_o} = 300 \cdot \frac{18 + 22,3}{18 + 31} = 237,1 \text{ МВт}$$

$$Q_v^y = Q_{v\max} \cdot \frac{t_i - t_{cp}^y}{t_i - t_o} = 35 \cdot \frac{18 + 22,3}{18 + 31} = 27,7 \text{ МВт}$$

$$Q_{\Sigma}^y = Q_o^y + Q_v^y + Q_{hm}^y = 237,1 + 27,7 + 60 = 324,8 \text{ МВт}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки й для інших місяців опалювального періоду. Використовуючи отримані дані, побудуємо річний графік теплового споживання по місяцях (див. рис. 2)

Таблиця 3 - Середньогодинні витрати теплоти по місяцях року

Середньогодинні витрати теплоти по місяцях	Середньомісячні температури зовнішнього повітря											
	Січ	Лют	Берез	Квіт	Трав	Черв	Лип	Серп	Вер	Жов	Лист	Груд
	-22,3	-17,2	-8,5	3,1	11,1	17,4	21,1	20	13,9	4,7	-8,1	-18,5
$Q_0, \text{МВт}$	237,1	207,1	155,9	87,6						78,2	153,5	214,7
$Q_v, \text{МВт}$	27,7	24,2	18,2	10,2						9,1	17,9	25
$Q_{hm} (Q_{hm}^s), \text{МВт}$	60	60	60	60	38,4	38,4	38,4	38,4	38,4	60	60	60
$Q_{\Sigma}, \text{МВт}$	324,8	291,3	234,1	157,8	38,4	38,4	38,4	38,4	38,4	147,3	231,4	299,7

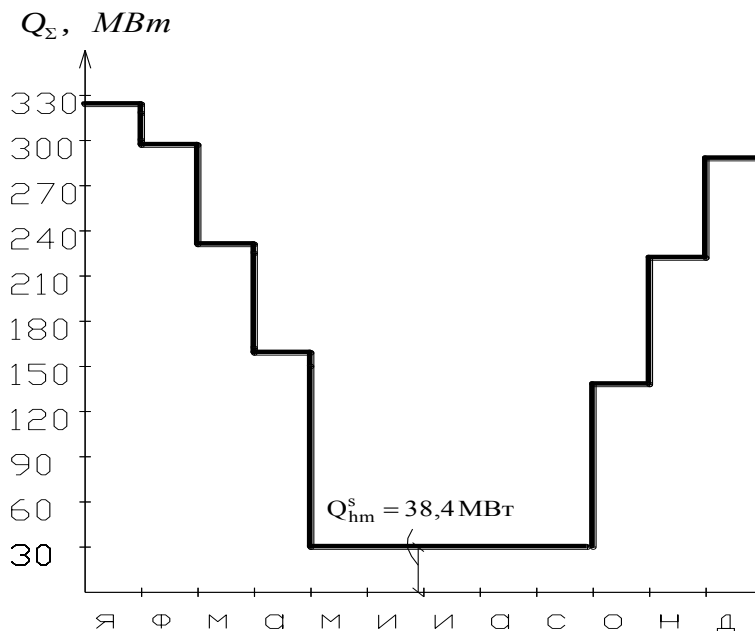


Рис. 2 - Річний графік теплового споживання по місяцях

ЗАДАЧА 3

Побудувати для закритої системи теплопостачання графік центрального якісного регулювання відпуску теплоти по спільному навантаженню опалення й гарячого водопостачання (підвищений або скоректований температурний графік). Прийняти розрахункові температури мережної води в магістралі, що подає $t_1 = 130^\circ\text{C}$ у зворотній магістралі $t_2 = 70^\circ\text{C}$, після елеватора $t_3 = 95^\circ\text{C}$. Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення $t_0 = -31^\circ\text{C}$. Розрахункова температура повітря усередині приміщення $t_i = 20^\circ\text{C}$. Розрахункові теплові потоки прийняти з задачі 2. $Q_{0\max} = 300 \text{ МВт}$; $Q_{v\max} = 35$

МВт; $Q_{hm} = 60$ МВт. Температура гарячої води в системах гарячого водопостачання $t_h = 60$ °С, температура холодної води $t_c = 5$ °С. Балансовий коефіцієнт для навантаження гарячого водопостачання $\alpha_6 = 1,2$. Схема включення водопідігрівачів систем гарячого водопостачання двоступінчаста послідовна $\left(\rho = \frac{K_q \cdot Q_{hm}}{Q_{o \max}} = \frac{Q_{h \max}}{Q_{o \max}} = \frac{2,4 \cdot 60}{300} = 0,48 \right)$.

Розрахунок: Попередньо виконаємо розрахунок і побудову опалювально-побутового графіка температур з температурою мережної води в трубопроводі, що подає, для точки зламу $\tau'_1 = 70$ °С. Значення температур мережної води для систем опалення τ_{10} ; τ_{20} ; τ_{30} визначимо використовуючи розрахункові залежності для температур зовнішнього повітря $t_n = +10; 0; -10; -23; -31$ °С

$$\tau_{10} = t_i + \Delta t \cdot \left(\frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} \right)^{0,8} + (\Delta \tau - 0,5 \cdot \theta) \cdot \left(\frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} \right),$$

$$\tau_{20} = t_i + \Delta t \cdot \left(\frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} \right),$$

$$\tau_{30} = t_i + \Delta t \cdot \left(\frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_i - t_n}{t_i - t_o} \right).$$

Визначимо, використовуючи формули значення величин $\Delta t, \Delta \tau, \theta$

$$\Delta t = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5$$
 °С

$$\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2 = 130 - 70 = 60$$
 °С

$$\theta = \tau_3 - \tau_2 = 95 - 70 = 25$$
 °С

Для $t_n = +10$ °С значення $\tau_{10}, \tau_{20}, \tau_{30}$ відповідно складуть:

$$\tau_{10} = 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - 10}{20 + 31} \right)^{0,8} + (60 - 0,5 \cdot 25) \cdot \left(\frac{20 - 10}{20 + 31} \right) = 46,26$$
 °С

$$\tau_{20} = 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - 10}{20 + 31} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - 10}{20 + 31} \right) = 34,52$$
 °С

$$\tau_{30} = 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - 10}{20 + 31} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - 10}{20 + 31} \right) = 39,42$$
 °С

Аналогічно виконаємо розрахунки температур мережної води й для інших значень t_n . Використовуючи розрахункові дані й прийнявши мінімальну температуру мережної води в трубопроводі, що подає, $\tau'_1 = 70$ °С, побудуємо опалювально-побутовий графік температур (див. рис.3). Точці зламу температурного графіка будуть відповідати температури мережної води $\tau'_1 = 70$ °С, $\tau'_2 = 45,4$ °С, $\tau'_3 = 55,7$ °С, температура зовнішнього повітря $t'_n = -0,85$ °С. Отримані значення температур мережної води для опалювально-побутового

графіка зведемо в таблицю. Далі приступаємо до розрахунку підвищеного температурного графіка. Задавшись величиною недогріву $\Delta t_n = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ визначимо температуру водопровідної води, що t'_h нагріває, після водопідогрівача першого щабля

$$t'_h = \tau'_2 - \Delta t = 45,4 - 7 = 38,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначимо за формулою балансове навантаження гарячого водопостачання $Q_{\text{hm}}^{\text{б}} : Q_{\text{hm}}^{\text{б}} = \alpha \cdot Q_{\text{hm}} = 1,2 \cdot 60 = 72 \text{ МВт}$

За формулою визначимо сумарний перепад температур мережної води δ в обох щаблях водопідогрівачів

$$\delta = \frac{Q_{\text{hm}}^{\text{б}}}{Q_{\text{о max}}} \cdot (\tau_1 - \tau_2) = \frac{72}{300} \cdot (130 - 70) = 14,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначимо по формулі перепад температур мережної води у водопідогрівачі першого щабля δ'_2 для діапазону температур зовнішнього повітря від $t_n = +10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{\square n} = -0,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\delta'_2 = \delta \cdot \frac{(t'_h - t'_c)}{(t_h - t_c)} = 14,4 \cdot \frac{(38,4 - 5)}{(60 - 5)} = 8,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначимо для зазначеного діапазону температур зовнішнього повітря перепад температур мережної води в другому щаблі водопідогрівача δ'_1

$$\delta'_1 = \delta - \delta'_2 = 14,4 - 8,7 = 5,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначимо використовуючи формули значення величин δ_2 і δ_1 для діапазону температур зовнішнього повітря t_n від $t_{\square n} = -0,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_0 = -31 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Так, для $t_n = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ці значення складуть:

$$\delta_2 = \delta'_2 \cdot \frac{(\tau_{20} - t_c)}{(\tau'_2 - t_c)} = 8,7 \cdot \frac{(53,5 - 5)}{(45,4 - 5)} = 10,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta_1 = \delta - \delta_2 = 14,4 - 10,5 = 3,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Аналогічно виконаємо розрахунки величин δ_2 і δ_1 для значень $t_n = -23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_n = -31 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Температури мережної води τ_{1n} й τ_{2n} у подаючому й зворотному трубопроводах для підвищеного температурного графіка визначимо по формулах.

Так, для $t_n = +10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_n = -0,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ці значення складуть

$$\tau_{1n} = \tau_{10} + \delta_1 = 70 + 5,7 = 75,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_{2n} = \tau_{20} - \delta_2 = 45,4 - 8,7 = 36,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

для $t_n = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\tau_{1n} = 88,8 + 3,9 = 92,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_{2n} = 53,5 - 10,5 = 43,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Аналогічно виконаємо розрахунки для значень $t_n = -23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $-31 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Отримані значення величин δ_2 , δ_1 , τ_{1n} , τ_{2n} зведемо в таблицю.

Для побудови графіка температури мережної води у зворотному трубопроводі після калориферів систем вентиляції $\tau_{2v} = f(t_h)$ в діапазоні температур зовнішнього повітря $t_h = +10 \div -0,85^\circ\text{C}$ використаємо формулу

$$\frac{\Delta t_h}{\Delta t_h} \cdot \left(\frac{\tau_1' - \tau_{2v}'}{\tau_1 - \tau_{2v}} \right)^{0,15} = \left(\frac{t_i - t_h}{t_i - t_h'} \right)^{0,85}$$

Визначимо значення τ_{2v} для $t_h = +10^\circ\text{C}$. Попередньо задамося значенням $\tau_{2v} = 18^\circ\text{C}$. Визначимо температурні напори в калорифері Δt_k й $\Delta t_k'$ відповідно для $t_h = +10^\circ\text{C}$ і $t_h = -0,85^\circ\text{C}$

$$\Delta t_k = 0,5 \cdot (\tau_1 + \tau_{2v}) - 0,5 \cdot (t_h + t_i) = 0,5 \cdot (70 + 18) - 0,5 \cdot (10 + 20) = 29,0^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_k' = 0,5 \cdot (\tau_1' + \tau_{2v}') - 0,5 \cdot (t_h' + t_i) = 0,5 \cdot (70 + 45,4) - 0,5 \cdot (20 + 0,85) = 47,3^\circ\text{C}$$

Обчислимо ліві й праві частини рівняння

$$\text{Ліва частина } \frac{29,0}{47,3} \cdot \left(\frac{70 - 45,4}{70 - 18} \right)^{0,15} = 0,548$$

$$\text{Права частина } \left(\frac{20 - 10}{20 + 0,85} \right)^{0,85} = 0,540$$

Оскільки чисельні значення правої й лівої частин рівняння близькі за значенням (у межах 3%), прийmemo значення $\tau_{2v} = 18^\circ\text{C}$ як остаточне.

Для систем вентиляції з рециркуляцією повітря визначимо, використовуючи формулу, температуру мережної води після калориферів τ_{2v} для

$$t_h = t_0 = -31^\circ\text{C}: \frac{\Delta t_k}{\Delta t_k^p} \cdot \left(\frac{\tau_{1v}^p - \tau_{2v}^p}{\tau_1 - \tau_{2v}} \right)^{0,15} = 1$$

Тут значення Δt_k^p ; τ_{1v}^p ; τ_{2v}^p відповідають $t_h = t_v = -23^\circ\text{C}$. Оскільки даний вираз розв'язується методом підбору, попередньо задамося значенням $\tau_{2v} = 54^\circ\text{C}$. Визначимо значення Δt_k і Δt_k^p

$$\Delta t_k = 0,5 \cdot (\tau_1 + \tau_{2v}) - 0,5 \cdot (t_h + t_i) = 0,5 \cdot (130 + 54) - 0,5 \cdot (-31 + 20) = 97,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_k^p = 0,5 \cdot (\tau_{1v}^p + \tau_{2v}^p) - 0,5 \cdot (t_v + t_i) = 0,5 \cdot (114,6 + 64,0) - 0,5 \cdot (20 - 23) = 91^\circ\text{C}$$

Далі обчислимо ліву частину виразу

$$\frac{97}{91} \cdot \left(\frac{114,6 - 64,0}{130 - 54} \right)^{0,15} = 1,003$$

Оскільки ліва частина виразу близька за значенням правої ($1,003 \approx 1$), прийняте попереднє значення $\tau_{2v} = 54^\circ\text{C}$ будемо вважати остаточним. Використовуючи дані таблиці побудуємо опалювально-побутові й підвищений температурні графіки регулювання (див. рис. 3).

Таблиця 4 - Розрахунок температурного графіка мережної води для закритої системи тепlopостачання.

t_h	τ_{10}	τ_{20}	τ_{30}	δ_1	δ_2	$\tau_{1П}$	$\tau_{2П}$	τ_{2V}
-------	-------------	-------------	-------------	------------	------------	-------------	-------------	-------------

10	70,0	45,4	55,7	5,7	8,7	75,7	36,7	18,0
-0,85	70,0	45,4	55,7	5,7	8,7	75,7	36,7	45,2
-10	88,8	53,5	68,2	3,9	10,5	92,7	43,0	53,5
-23	114,6	64,0	85,1	1,9	12,5	116,5	51,5	64,0
-31	130,0	70,0	95,0	0,4	14,0	130,4	56,0	54,0

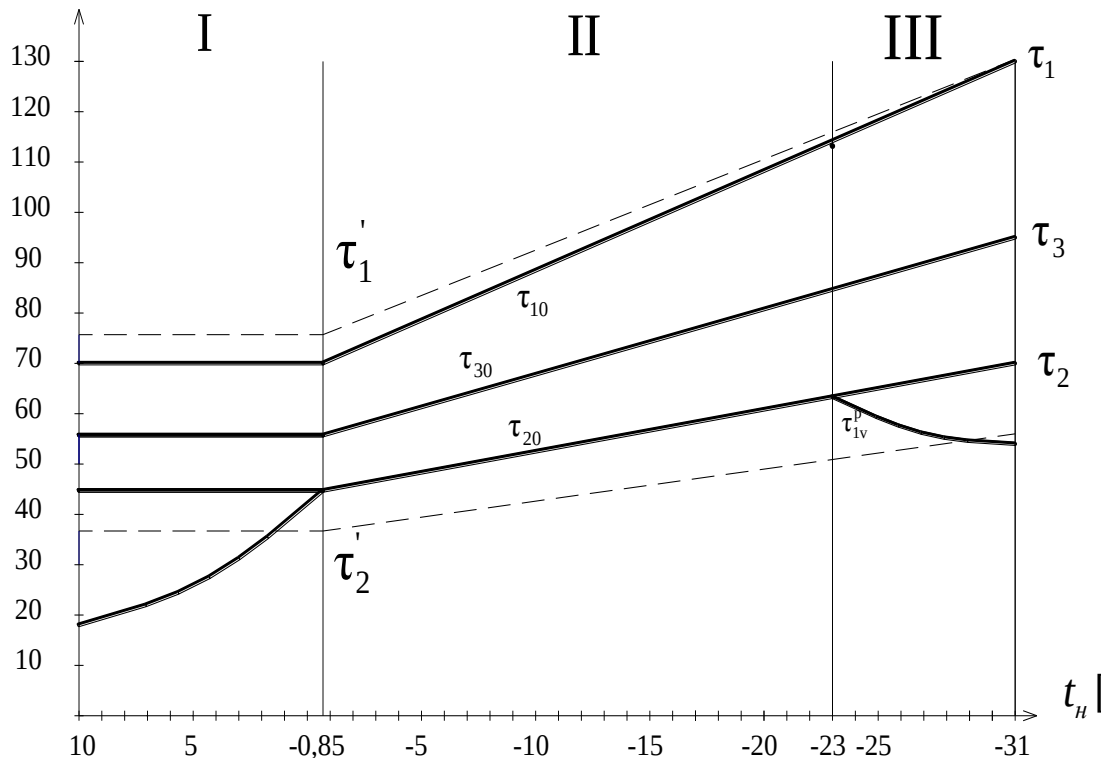


Рис. 3 - Температурні графіки регулювання мережної води для закритої системи тепlopостачання (— опалювально-побутовий; -- підвищений)

ЗАДАЧА 4

Побудувати для відкритої системи тепlopостачання скоректований (підвищений) графік центрального якісного регулювання. Прийняти балансний коефіцієнт $\alpha_6 = 1,1$. Прийняти мінімальну температуру мережної води в трубопроводі, що подає, для точки зламу температурного графіка $\tau_1' = 60$ °C. Інші вихідні дані взяти із задачі 3.

Розрахунок. Спочатку будуюмо графіки температур центрального якісного регулювання опалювального навантаження $\tau_{10} = f(t_n)$; $\tau_{20} = f(t_n)$; $\tau_{30} = f(t_n)$ використовуючи розрахунки по формулах. Далі побудуємо опалювально-побутовий графік, точці зламу якого відповідають значення температур мережної води $\tau_1' = 60$ °C; $\tau_2' = 41,2$ °C; $\tau_3' = 49,2$ °C, і температура зовнішнього повітря $\tau_n' = 3,6$ °C. Далі приступаємо до розрахунку скоректованого графіка. Визначимо балансове навантаження гарячого водопостачання Q_{hm}^6

$$Q_{\text{hm}}^6 = \alpha \cdot Q_{\text{hm}} = 1,1 \cdot 60 = 66 \text{ МВт}$$

Визначимо коефіцієнт відношення балансового навантаження на гаряче водопостачання до розрахункового навантаження на опалення ρ^6

$$\rho^6 = \frac{Q_{\text{hm}}^6}{Q_{\text{оmax}}} = \frac{66}{300} = 0,22$$

Для ряду температур зовнішнього повітря $t_{\text{н}} = +10^\circ\text{C}; -10^\circ\text{C}; -25^\circ\text{C}; -31^\circ\text{C}$, визначимо відносні витрати теплоти на опалення $\bar{Q}_o$ по формулі. Для $t_{\text{н}} = -10^\circ\text{C}$ $\bar{Q}_o$ складе:

$$\bar{Q}_o = \frac{(t_i - t_{\text{н}})}{(t_i - t_o)} = \frac{(20 + 10)}{(20 + 31)} = 0,59$$

Потім прийнявши відомі із прикладу 6.3 значення t_c ; t_h ; θ ; Δt визначимо, використовуючи формулу, для кожного значення $t_{\text{н}}$ відносні витрати мережної води на опалення $\bar{G}_o$.

Для $t_{\text{н}} = -10^\circ\text{C}$ $\bar{G}_o$ складе:

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0,5 \cdot \rho^6 \cdot \frac{\theta}{t_h - t_c}}{1 + \frac{t_h - t_i}{t_h - t_c} \cdot \frac{\rho^6}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t}{t_h - t_c} \cdot \frac{\rho^6}{\bar{Q}_o^{0,2}}} = \frac{1 - 0,5 \cdot 0,22 \cdot \frac{25}{60 - 5}}{1 + \frac{60 - 20}{60 - 5} \cdot \frac{0,22}{0,59} - \frac{62,5}{60 - 5} \cdot \frac{0,22}{0,59^{0,2}}} = 0,95$$

Аналогічно виконаємо розрахунки $\bar{G}_o$ й для інших значень $t_{\text{н}}$.

Температури мережної води в що подає $\tau_{1\text{п}}$ і зворотному $\tau_{2\text{п}}$ трубопроводах для скоректованого графіка визначимо по формулах.

Так, для $t_{\text{н}} = -10^\circ\text{C}$ одержимо

$$\begin{aligned} \tau_{1\text{п}} &= t_i + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \cdot \left(\Delta \tau + \Delta t \cdot \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5 \cdot \theta \right) = \\ &= 20 + \frac{0,59}{1,160} \cdot \left(60 + 62,5 \cdot \frac{0,95}{0,59^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 90,1^\circ\text{C} \\ \tau_{2\text{п}} &= t_i + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \cdot \left(\Delta t \cdot \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5 \cdot \theta \right) = 20 + \frac{0,59}{1,160} \cdot \left(62,5 \cdot \frac{0,95}{0,59^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 53,2^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Виконаємо розрахунки $\tau_{1\text{п}}$ і $\tau_{2\text{п}}$ і для інших значень $t_{\text{н}}$. Визначимо, використовуючи розрахункові залежності, температури мережної води $\tau_{2\text{в}}$ після калориферів систем вентиляції для $t_{\text{н}} = +10^\circ\text{C}$ и $t_{\text{н}} = -31^\circ\text{C}$ (при наявності рециркуляції). При значенні $t_{\text{н}} = +10^\circ\text{C}$ задамося попередньо величиною $\tau_{2\text{в}} = 25^\circ\text{C}$.

Визначимо значення $\Delta t_{\text{к}}$ і $\Delta t_{\text{к}}'$

$$\Delta t_{\text{к}} = 0,5 \cdot (\tau_1 + \tau_{2\text{в}}) - 0,5 \cdot (t_{\text{н}} + t_i) = 0,5 \cdot (60 + 25) - 0,5 \cdot (10 + 20) = 27,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{к}}' = 0,5 \cdot (\tau_1' + \tau_{2\text{в}}') - 0,5 \cdot (t_{\text{н}}' + t_i) = 0,5 \cdot (60 + 41,2) - 0,5 \cdot (3,6 + 20) = 38,8^\circ\text{C}$$

Далі обчислимо ліву й праву частини виразу

$$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_k'} \cdot \left(\frac{\tau_1' - \tau_{2v}'}{\tau_1 - \tau_{2v}} \right)^{0,15} = \left(\frac{t_i - t_h}{t_i' - t_h'} \right)^{0,85}$$

$$\frac{27,5}{38,8} \cdot \left(\frac{60 - 41,2}{60 - 25} \right)^{0,15} = 0,65; \left(\frac{20 - 10}{20 - 3,6} \right)^{0,85} = 0,65$$

Оскільки чисельні значення лівої й правої частин рівняння близькі, прийняте раніше значення $\tau_{2v} = 25^{\circ}\text{C}$,будемо вважати остаточним. Визначимо також значення τ_{2v} при $t_h = t_0 = -31^{\circ}\text{C}$. Задамося попередньо значенням $\tau_{2v} = 47^{\circ}\text{C}$

$$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_k^p} \cdot \left(\frac{\tau_{1v}^p - \tau_{2v}^p}{\tau_1 - \tau_{2v}} \right)^{0,15} = 1$$

Обчислимо значення Δt_k і Δt_k^p

$$\Delta t_k = 0,5 \cdot (\tau_1 + \tau_{2v}) - 0,5 \cdot (t_h + t_i) = 0,5 \cdot (130 + 54) - 0,5 \cdot (-31 + 20) = 97,5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_k^p = 0,5 \cdot (\tau_{1v}^p + \tau_{2v}^p) - 0,5 \cdot (t_v + t_i) = 0,5 \cdot (114,6 + 64,0) - 0,5 \cdot (20 - 23) = 91^{\circ}\text{C}$$

Далі обчислимо ліву частину виразу

$$\frac{97}{91} \cdot \left(\frac{114,6 - 64,0}{130 - 54} \right)^{0,15} = 1,003$$

Оскільки ліва частина виразу близька за значенням правої ($1,003 \approx 1$), прийняте раніше значення $\tau_{2v} = 54^{\circ}\text{C}$ будемо вважати остаточним

Отримані значення розрахункових величин зведемо в таблицю 5.

Таблиця 5 - Розрахунок підвищеного (скоректованого) графіка для відкритої системи тепlopостачання.

t_h	τ_{10}	τ_{20}	τ_{30}	$\bar{Q}_0$	$\bar{G}_0$	$\tau_{1п}$	$\tau_{2п}$	τ_{2v}
+10	60	41,2	49,2	0,2	0,65	64,2	40,2	25
+3,6	60	41,2	49,2	0,33	0,8	64,2	40,2	40,4
-10	88,8	56,5	68,2	0,59	0,95	90,1	53,2	53,5
-23	114,6	64	85,1	0,84	1,02	113,8	64,2	64
-31	130	70	95	1	1,04	130	70	54

Використовуючи дані таблиці, побудуємо опалювально-побутовий, а також підвищений графіки температур мережної води.

Лабораторна робота №6

Системи опалення і вентиляції тваринницьких будівель

План

- 6.1. Вибір системи вентиляції тваринницьких ферм. Розрахункові параметри повітря.
- 6.2. Визначення теплової потужності системи опалення.
Розрахунок системи опалення.
 - 6.2.1 Витрати теплоти через огороження
 - 6.2.2 Витрата теплоти на нагрівання припливного повітря
 - 6.2.3 Витрати теплоти на інфільтрацію повітря
 - 6.2.4 Втрата теплоти на випаровування вологи з підлоги, корму, поїлок.
 - 6.2.5 Вільна теплота, яку виділяють тварини
- 6.3. Оптимальні розрахунки повітряпроводів. Розрахунок системи вентиляції.
- 6.4. Вибір опалювальних приладів. Розрахунок і вибір калорифера

6.1. Вибір системи вентиляції тваринницьких ферм.

Розрахункові параметри повітря.

Продуктивність сільськогосподарських тварин залежить від трьох факторів: половину від годівлі, на 25% від породи і на 25% - від мікроклімату в приміщеннях. Якщо годівля – це справа зоотехніків, порода тварин – справа селекціонерів, то необхідний мікроклімат – це справа інженерної служби господарства.

Мікроклімат в приміщенні визначається такими параметрами температура, чистота (газовий склад), відносна вологість та швидкість руху повітря. Оптимальні значення цих параметрів визначаються нормами технологічного проектування – сільського господарства (НТП-С.Г.). Відхилення параметрів від оптимальних в той чи інший бік негативно впливає на продуктивність тварин. Оптимальні значення параметрів мікроклімату залежать від виду тварин, їх віку і маси, а також від способу утримання. Свиней утримують у групових станках. Оптимальні параметри мікроклімату забезпечуються справною роботою систем вентиляції і опалення. Для тваринницьких приміщень, як правило, застосовується повітряна система опалення, в якій система опалення суміщається з антеною припливної вентиляції. Свіже повітря забирається вентилятором, проштовхується через паровий або водяний калорифер, де воно нагрівається до необхідної температури, і подається в приміщення.

Курсовий проект «Теплопостачання тваринницького приміщення» виконується по курсу «Теплопостачання сільського господарства». Він має на меті засвоїти теоретичні знання і набути практичні знання і набути практичні навички інженерних розрахунків, пов'язаних з забезпеченням оптимального мікроклімату в тваринницькому приміщенні.

Розрахункові параметри повітря

Необхідна видатність системи вентиляції і опалення залежить від параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря.

Таблиця 1. Розрахункові параметри повітря в тваринницьких приміщеннях

Приміщення	Група тварин	Спосіб утримання	Розрахункова температура, $t_b, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість $\gamma, \%$	Швидкість руху повітря $v, \text{м/с}$
1	2	3	4	5	6
Корівники	корови, бугаї, тварини на відгодівлі	прив'язна і боксова, без підстилки	10	70	0,5

Таблиця 2. Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Пункт	Розрахункова температура повітря, $^\circ\text{C}$, для систем опалення t_b	Середня температура повітря $^\circ\text{C}$, за опалювальний період, $t_n^{\text{ср.оп.}}$	Розрахункова температура для систем вентиляції, t_n^b	Тривалість опалювального періоду, діб, z_0
Вінниця	-21	-0,6	-10	186

Крім того, кількість повітря, яка подається в приміщення або повітрообмін, залежать від гранично допустимої концентрації шкідливих газів: вуглекислого газу, аміаку і сірководню. Згідно вимогам норм технічного проектування допустимі концентрації такі: вуглекислого газу CO_2 - $2,5 \text{ л/м}^3$, аміаку NH_3 - 20 мг/м^3 , сірководню H_2S - 10 мг/м^3 .

6.2. Визначення теплової потужності системи опалення.

Розрахунок системи опалення.

Розрахункова тепла потужність системи опалення тваринницьких приміщень визначається з рівня теплового балансу приміщення, яке враховує надходження і витрати теплоти

$$Q_{\text{оп}} + Q_{\text{тв}} + Q_{\text{дон}} = Q_{\text{опр}} + Q_{\text{інф}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{вин}}, \text{ кДж/год}$$

де $Q_{\text{оп}}$ – тепло надходження від системи опалення, кДж/год;

$Q_{\text{тв}}$ – теплота, яку виділяють тварини або птиця, кДж/год;

$Q_{\text{доп}}$ – теплота, яку виділяють технологічне обладнання, джерела освітлення, а також теплота сонячної радіації (невелика і нею можна знехтувати), кДж/год;

$Q_{\text{огр}}$ – витрати теплоти через окремі огороження (стіни, перекриття, підлогу, вікна, ворота), кДж/год;

$Q_{\text{інф}}$ – витрати теплоти на нагрівання інфільтрувального повітря (яке проривається через нещільності в елементах огорожень і при відкриванні вікон і дверей), кДж/год;

$Q_{\text{в}}$ – витрати теплоти на нагрівання вентиляційного приливної повітря, кДж/год;

$Q_{\text{вип}}$ – витрата теплоти на випарювання вологи з мокрих поверхонь підлоги, кДж/год.

Звідси теплота знаходження від системи опалення

$$Q_{\text{оп}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{інф}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{вип}} - Q_{\text{тв}} - Q_{\text{доп}}.$$

2.1 Втрати теплоти через огороження

$$Q_{\text{огр}} = \sum Q_{\text{огрі}} + Q_{\text{доп}},$$

де $Q_{\text{огрі}}$ – втрати теплоти через окремі огороження;

$Q_{\text{доп}}$ – додаткові втрати теплоти.

Втрати теплоти через окремі огороження (стінки, вікна, ворота, горищні перекриття)

$$Q_{\text{огрі}} = 3,6 \frac{F_i}{R_{oi}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \cdot n_i, \text{ кДж/год}$$

де F_i – площа поверхні огороження (визначається по зовнішньому обміру, м²);

R_{oi} – термічний опір теплопередачі огороження, м²·град/Вт;

$t_{\text{в}}, t_{\text{н}}$ – температура повітря внутрішнього і зовнішнього;

n_i – коефіцієнт, який враховує зміну теплових витрат в залежності від розташування огороження відносно зовнішнього повітря: для зовнішніх стін і підлог на ґрунті $n=1$, для горищних перекриттів з різними видами покрівель $n=0,75 \dots 0,90$, для огорожень, які розділяють приміщення, що опалюються, від тих, що не опалюються $n=0,4 \dots 0,7$.

Для визначення площі приміщення необхідно урахувати кількість тварин і площу, яка припадає на одну тварину:

$$S_{\text{прим}} = n_{\text{тв}} \cdot F_{1\text{тв}};$$

$$S_{\text{прим}} = 100 \cdot 7,3 = 730 \text{ м}^2$$

де $n_{\text{тв}}$ – кількість тварин;

$F_{1\text{тв}}$ - площа, яка припадає на одну тварину ($F_{1\text{тв}} = 7,3 \text{ м}^2$).

Визначаємо ширину приміщення, враховуючи два проїзди по 2м:

$$a = \frac{S_{\text{прим}}}{b - 4};$$

$$a = \frac{730}{20} = 36,5 \text{ м.}$$

Визначається площа підлоги з урахуванням проїзду шириною 2 м

$$F_{\text{підлоги}} = b \cdot a$$

$$F_{\text{підл}} = 36,5 \cdot 24 = 876 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{підлоги}} = F_{\text{стелі}},$$

$$F_{\text{стелі}} = 876 \text{ м}^2.$$

Визначаємо площу повздовжніх стін:

$$F_{\text{повздовжстін}} = a \cdot h \cdot 2,$$

де h – висота приміщення.

$$F_{\text{повздовжстін}} = 36,5 \cdot 2,7 \cdot 2 = 197,1 \text{ м}^2.$$

Визначаємо площу поперечних стін:

$$F_{\text{поперечстін}} = b \cdot h \cdot 2;$$

$$F_{\text{поперечстін}} = 24 \cdot 2,7 \cdot 2 = 129,6 \text{ м}^2.$$

Знаходимо загальну площу стін:

$$F_{\text{заг.стін}} = F_{\text{повздовжстін}} + F_{\text{поперечстін}};$$

$$F_{\text{заг.стін}} = 197,1 + 129,6 = 326,7 \text{ м}^2.$$

Приймається, що в приміщенні буде встановлено двоє воріт розмірами 2,4×2м. Площа їх складає

$$F_{\text{воріт}} = 2,4 \cdot 2 \cdot 2 = 9,6 \text{ м}^2.$$

Визначається орієнтовна площа стін з формули

$$F_{\text{стін}} = F_{\text{заг.стін}} - F_{\text{вікон}} - F_{\text{воріт}},$$

де $F_{\text{заг.стін}}$ – загальна площа стін без площі воріт та вікон, м^2 ;
 $F_{\text{вікон}}$ – площа вікон, м^2 .

Площа вікон становить 10-15% від площі поздовжніх стін, тобто

$$F_{\text{вікон}} = 0,1 \cdot F_{\text{поздовжніх стін}};$$

$$F_{\text{вікон}} = 0,1 \cdot 197,1 = 19,7 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{стін}} = 326,7 - 19,7 - 9,6 = 297,4 \text{ м}^2$$

Термічний опір теплопередачі:

$$R_o = R_g + \sum R\lambda_i + R_n,$$

де R_g – термічний опір теплопередачі тепло сприймання внутрішньої поверхні, залежить від конструкції поверхні і коливається в межах $R_g = 0,115 \dots 0,155 \text{ м}^2 \cdot \text{град}/\text{Вт}$;

R_n – термічний опір тепловіддачі зовнішньої поверхні огороження, $R_n = 0,043 \dots 0,17 \text{ м}^2 \cdot \text{град}/\text{Вт}$;

$R\lambda_i$ – термічний опір теплопровідності окремих шарів багатошарового огороження:

$$R\lambda_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i},$$

де δ_i , λ_i – товщина в м і коефіцієнт теплопровідності матеріалу огороження. Для керамзітобетону $\lambda = 1,045 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{град}$.

Визначаються теплові втрати через стелю:

$$R\lambda_{\text{стелі}} = \frac{0,3}{1,045} = 0,29 \text{ м}^2 \cdot \text{град}/\text{Вт};$$

$$R_{\text{остелі}} = 0,115 + 0,29 + 0,05 = 0,455 \text{ м}^2 \cdot \text{град}/\text{Вт};$$

$$Q_{\text{огрістелі}} = 3,6 \frac{876}{0,455} (10 - (-21)) \cdot 0,75 = 161145,49 \text{ кДж}/\text{год}.$$

Визначаються втрати теплоти через двійчасту віконну раму з одинарним склом термічний опір теплопередачі якої становить

$$R_{\text{овікон}} = 0,345 \text{ м}^2 \cdot \text{град}/\text{Вт};$$

$$Q_{\text{огрівікон}} = 3,6 \frac{19,7}{0,345} (10 - (-21)) \cdot 1 = 6372,52 \text{ кДж}/\text{год}$$

Визначаються втрати теплоти через двійчасті ворота термічний опір теплопередачі яких становить

$$R_{\text{оворот}} = 0,43 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$Q_{\text{огриворот}} = 3,6 \frac{9,6}{0,43} (10 - (-22)) \cdot 1 = 2491,53 \text{ кДж/год.}$$

Визначаємо теплові втрати через стіни.

$$R\lambda_{\text{стін}} = \frac{0,265}{1,28} = 0,207 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$R_{\text{остін}} = 0,115 + 0,207 + 0,05 = 0,372 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$Q_{\text{огрїстін}} = 3,6 \frac{297,4}{0,372} (10 - (-21)) = 89220 \text{ кДж/год}$$

Теплові втрати через підлогу визначаються по зонам-смугам шириною 2 м паралельно зовнішнім стінам. Втрати теплоти через нейтральну підлогу:

$$Q_{\text{н.п}} = 3,6 \sum \frac{F_{\text{зі}}}{F_{\text{зі}}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \text{ кДж/год}$$

де $F_{\text{зі}}$ – площі окремих зон, м^2 , площа ділянок підлоги, які примикають до кутів в першій двометровій зоні, вводиться в розрахунок двічі в напрямі обох зовнішніх стін, які утворюють кут;

$R_{\text{зі}}$ – термічний опір теплопередачі окремих зон, не утепленої підлоги: для 1-ї зони – 2,15, 2-ї зони – 1,3, 3-ї зони – 8,6, для решти зон – 14,2, $\text{м}^2 \cdot \text{град/Вт}$.

Розбиття підлоги по зонам зображено на рисунку 1.

Знаючи формулу знаходження площі прямокутника та використовуючи дані рисунка 1 можна обчислити площі двометрових зон, для знаходження втрат теплоти через неутеплену підлогу, наступним чином:

$$F_{\text{з4}} = 12 \cdot 24,5 = 294 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{з3}} = 16 \cdot 28,5 - 294 = 162 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{з2}} = 20 \cdot 32,5 - 294 - 162 = 194 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{з1}} = 24 \cdot 36,5 - 294 - 162 - 194 + 16 = 242 \text{ м}^2$$

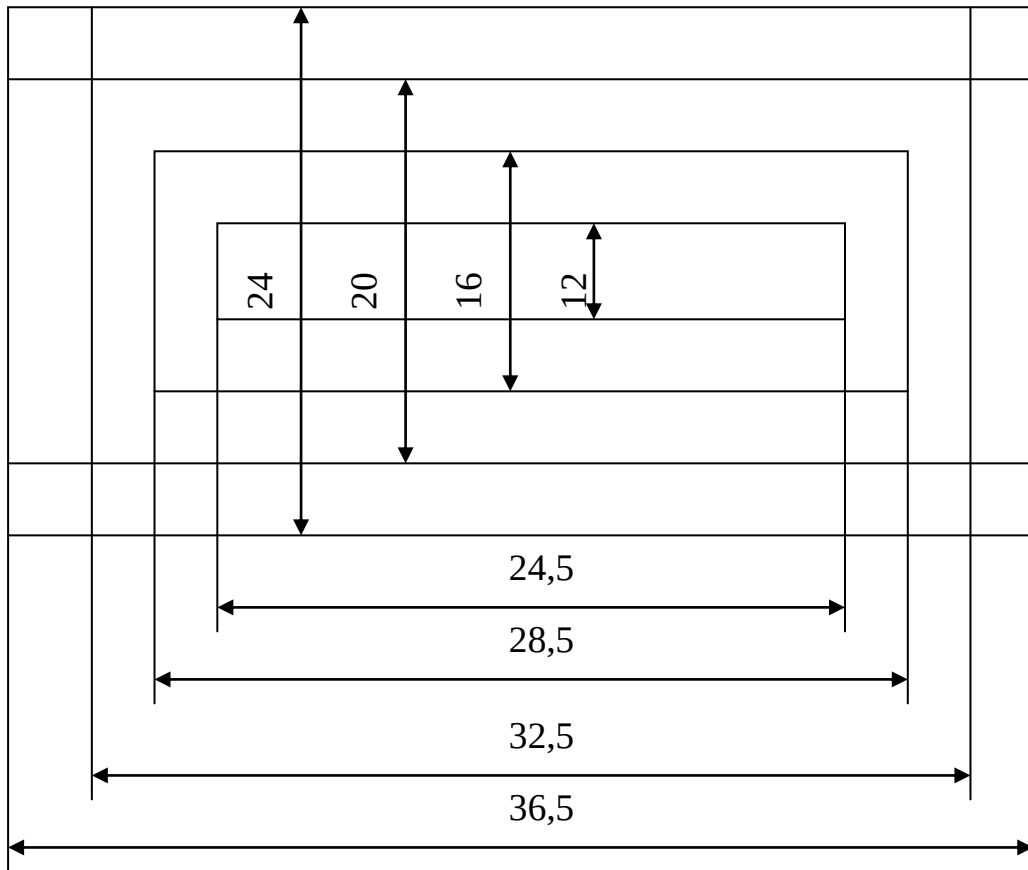


Рисунок 1- Розбиття підлоги по зонам

Знаючи площі та термічний опір теплопередачі кожної з двометрових зон за формулою можна знайти втрати теплоти для кожної ділянки

$$Q_{31} = 3,6 \frac{242}{2,15} (10 - (-21)) = 12561,48 \text{ кДж/год;}$$

$$Q_{32} = 3,6 \frac{194}{4,3} (10 - (-21)) = 5034,97 \text{ кДж/год;}$$

$$Q_{33} = 3,6 \frac{162}{8,6} (10 - (-21)) = 2102,23 \text{ кДж/год;}$$

$$Q_{34} = 3,6 \frac{294}{14,2} (10 - (-21)) = 2310,59 \text{ кДж/год.}$$

Загальний термічний опір теплопередачі визначається за наступною формулою

$$Q_{огр\text{підлоги}} = \sum Q_3,$$

$$Q_{огр\text{підлоги}} = \sum 12561,48 + 5034,97 + 2102,23 + 2310,59 = 22009,27 \text{ кДж/год.}$$

Додаткові втрати $Q_{\text{дод}}$ визначаються у відсотках від втрат через огороження в залежності від орієнтації їх відносно сторін світу, вітрового

напору, специфічних місцевих умов. Так, для огорожень, звернутих на північ, схід, північний схід, північний захід $Q_{\text{дод}}=0,1Q_{\text{огр}}$. $Q_{\text{дод}}=0,05Q_{\text{огр}}$. При швидкості вітру 5...10 м/с $Q_{\text{дод}}=0,1Q_{\text{огр}}$. Якщо будівля відкрита з усіх боків дії вітру, то $Q_{\text{дод}}=0,1 Q_{\text{огр}}$.

При розрахунку прийнято, що одна довга стіна звернута на північ, а друга – на південь, торцеві стіни – на схід і захід. В районі розташування тваринницьких приміщень швидкість вітру складає 5...10 м/с.

$$Q_{\text{дод}} = \frac{Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{б.с}}}{2} \cdot 0,1 + \frac{Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{б.с}}}{2} \cdot 0,05,$$

$$Q_{\text{дод}} = \frac{89220}{2} \cdot 0,1 + \frac{89220}{2} \cdot 0,05 = 4461 + 2230 = 6691 \text{ кДж/год.}$$

Загальні витрати через огороження визначаються по формулі :

$$Q_{\text{огр}} = 6691 + 89220 + 161145,49 + 6372,52 + 2491,53 + 22009,27 = 287929,81 \text{ кДж/год.}$$

6.2.2 Витрата теплоти на нагрівання припливного повітря

$$Q_{\text{в}} = L_{\text{в}} \rho c_p (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \text{ кДж/ГОД,}$$

де $L_{\text{в}}$ – розрахунковий повітрообмін приміщення, м³/год, ($L_{\text{в}}$ або L_{CO_2})
 ρ – густина повітря при температурі всередині приміщення, прийняти $\rho=1,2...1,23 \text{ кг/м}^3$;
 c_p – ізобарна масова теплоємність повітря, $c_p=1 \text{ кДж/(кг·град)}$.

Розрахунковий повітрообмін, тобто кількість повітря, яку треба подати в приміщення, визначається з розрахунку доведення шкідливостей, які виділяються в приміщенні, до гранично допустимих концентрацій:
 при волого виділеннях:

$$L_{\text{в}} = \frac{W}{\rho(d_{\text{в}} - d_{\text{н}})}, \text{ м}^3/\text{ГОД};$$

при газовиділеннях розрахунок ведуть по допустимій концентрації CO_2 :

$$L_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{c_{\text{в}} - c_{\text{н}}}, \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

де W – маса вологи, яку виділяють всі тварини або птиця в приміщенні, г/год;
 ρ – густина повітря при температурі приміщення, кг/м^3 ;

d_v, d_n – вологовміст внутрішнього і зовнішнього повітря, г/(кг сух.пов), знаходиться по H-d діаграмі вологого повітря в залежності від температури і відносної вологості повітря;

V_{CO_2} - кількість вуглекислоти, яку виділяють всі тварини або птиця, л/год;

c_v – гранично допустима концентрація вуглекислоти в приміщенні, л/м³;

c_n – концентрація вуглекислоти в зовнішньому повітрі, $c_n=0,3$ л/м³.

Визначається кількість вуглекислоти, яку виділяють усі тварини за формулою:

$$V_{CO_2} = n_i \cdot v,$$

де n_i – кількість тварин в приміщенні;

v – вуглекислота, яку виділяє одна тварина, $v=57$ л/год.

$$V_{CO_2} = 168 \cdot 100 = 16800 \text{ л/год.}$$

Визначається мінімальний повітрообмін для того, щоб забезпечити в приміщенні необхідну концентрацію вуглекислоти 11

$$L_{CO_2} = \frac{16800}{2,5 - 0,3} = 7636,36 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Загальна кількість вологи, яка виділяється в тваринницьких приміщеннях:

$$W = W_{mv} + W_{vup}, \text{ г/год};$$

$$W_{mv} = \sum_{i=1}^k W_i n_i a_i, \text{ г/год};$$

$$W_{mv} = 100 \cdot 435 \cdot 1 = 43500 \text{ г/год};$$

$$W_{vup} = \xi W_{mv}, \text{ г/год};$$

$$W_{vup} = 0,25 \cdot 43500 = 10875 \text{ г/год};$$

$$W = 43500 + 10875 = 54375 \text{ г/год},$$

де $W_{tv}, W_{пт}, W_{вип}, W_{пос}$ – кількість вологи, яка виділяється всіма тваринами або птицею, яка випаровується з мокрих поверхонь приміщення і з посліду;

W_i – маса водяної пари, яку виділяють тварини, г/год;

n_i – число тварин або птиці даного виду;

k – число видів;

a_1 – коефіцієнт, який враховує зміну вологовиділень тваринами в залежності від t_v : при $t_v=+10^\circ\text{C}$ - $a_i=1$;

ξ – коефіцієнт, який враховує випаровування вологи з мокрих поверхонь, для корівників і телятників при наявності підстилки 0,1...0,15, без підстилки 0,25 ($\xi=0,25$).

Вологовміст внутрішнього та зовнішнього повітря знаходиться по H-d діаграмі вологого повітря в залежності від температури і відносної вологості. Відповідно $d_v=5$, а $d_n=1$. При визначенні вологовмісту враховувалась внутрішня вологість взята з вихідних даних, а зовнішня прийнята 60%.

$$L_w = \frac{54375}{1,2(5-1)} = 11328,125 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Розрахунковим повітрообміном приймається більша із обчислених величин. Ця більша величина повинна бути більша від мінімального повітрообміну для сільськогосподарських виробничих приміщень.

12

$$L_{\min} = \frac{lmn_i}{100}, \text{ м}^3/\text{ГОД},$$

$$L_{\min} = \frac{17 \cdot 600 \cdot 100}{100} = 10200 \text{ м}^3/\text{ГОД},$$

де l – мінімальний повітрообмін на 100 кг розрахункової маси тварини, $\text{м}^3/\text{год}$;

m – розрахункова маса тварини, кг.

Мінімальний повітрообмін складає для ВРХ – 17 $\text{м}^3/\text{год}$.

Визначається витрата теплоти на нагрівання припливного повітря

$$Q_g = 11328,125 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (10 - (-21)) = 421406,25 \text{ кДж/год.}$$

Для перевірки характеристики повітрообміну користуються поняттям кратності повітрообміну, що вказує на число змін повітря в приміщенні протягом години:

$$n = \frac{L_v}{V},$$

$$n = \frac{11328,125}{36,5 \cdot 24 \cdot 2,7} = \frac{11328,125}{2365,2} = 4,8.$$

де L_v – витрати вентиляційного повітря, $\text{м}^3/\text{год}$;

V – будівельний об'єм приміщення, м^3 .

Для холодного періоду у тваринницьких приміщеннях $n=3 \dots 5$.

Розрахунок виконано вірно.

6.2.3 Втрати теплоти на інфільтрацію повітря складають 30% від втрат теплоти через огороження (крім підлоги):

$$Q_{\text{інф}} = 0,3(Q_{\text{огр}} - Q_{\text{підлоги}}),$$

$$Q_{\text{інф}} = 0,3(287929,81 - 22009,27) = 79776,162 \text{ кДж/год.}$$

6.2.4 Втрати теплоти на випаровування води з підлоги, корму, поїлок і ін. складають для тваринницьких приміщень

$$Q_{\text{вип}} = rW_{\text{вип}},$$

$$Q_{\text{вип}} = 2490 \cdot 10,875 = 27078,75 \text{ кДж/год.}$$

де $r=2,49$ МДж/кг – прихована теплота випаровування.

6.2.5 Вільна теплота, яку виділяють тварини:

$$Q_{\text{тв}} = \sum_{i=1}^n q_i n_i a_2,$$

$$Q_{\text{тв}} = 3060 \cdot 100 \cdot 1 = 306000 \text{ кДж/год,}$$

де q_i – кількість теплоти, яку виділяє одна тварина;
 a_2 – коефіцієнт, який враховує зміну тепловиділення в залежності від t_b :
 при $t_b = +10^\circ\text{C}$ $a_2 = 1,00$.

Розраховуються необхідні теплові надходження від системи опалення з формули

$$Q_{\text{оп}} = 287929,81 + 79776,162 + 421406,25 + 27078,75 - 306000 = 510190,972 \text{ кДж/год.}$$

Таблиця 3. Кількість теплоти, вуглекислого газу і водяної пари, яку виділяє одна тварина за одну годину

Група тварин	Норма виділення на одну гол.			
	Маса, кг	Теплота вільна, МДж/год	Вуглекислота, л/год	Водяна пара, г/год
Корови при рівні лактації 5 л	500	2,53	120	408
	600	3,06	168	435

6.3. Оптимальні розрахунки повітряпроводів. Розрахунок системи вентиляції.

Більшість тваринницьких приміщень обладнується припливною механічною вентиляцією, коли свіже повітря подається вентилятором в повітроводи, а звідти через отвори в приміщення, і природною витяжною вентиляцією, в якій забруднене повітря витягується з приміщення через витяжні шахти прямокутного перерізу, розташовані в горищних перекриттях криши. При суміщенні опалення з системою вентиляції повітря перед подачею в повітропровід проходить через калорифер.

Розрахунок системи вентиляції полягає в розрахунку і виборі вентилятора, а також розмірів і числа витяжних шахт.

3.1 Розрахунок вентилятора

Вибір вентилятора проводять по його подачі і напору.

Подача вентилятора:

$$V = 1,1L_v = 1,1 \cdot 11328,125 = 12460,9 \text{ м}^3/\text{год};$$

де L_v – розрахунковий повітрообмін, $\text{м}^3/\text{год}$;

1,1 – коефіцієнт, який враховує запас подачі повітря вентилятором.

Напір вентилятора:

$$H = H_{тр} + H_{\kappa} + H_{м.о} + H_{вих}, \text{ Па}$$

де $H_{тр}$ – втрати напору на подолання тертя в повітропроводі;

$\Delta P = H_{\kappa}$ – втрати напору на подолання опору калорифера;

$H_{м.о}$ – втрати напору від місцевих опорів;

$H_{вих}$ – втрати тиску через вихідний отвір повітропроводу.

Втрати напору в трубопроводі визначаються по формулі:

$$H_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho, \text{ Па}$$

де λ – коефіцієнт тертя в трубі, приймають $\lambda = 0,02 \dots 0,03$;

l, d – довжина і діаметр трубопроводу, м;

ω – швидкість руху повітря в трубопроводі, м/с, приймається $\omega = 10 \dots 15$ м/с;

ρ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$d = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,4}{0,5 + 0,4} = 0,44 \text{ мм};$$

$$l = 36,5 \text{ м};$$

$$H_{тр} = 0,02 \cdot \frac{36,5}{0,44} \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 1,2 = 99,5 \text{ Па}.$$

Довжина повітропроводу приймається, виходячи з довжини приміщення і прийнятої схеми вентиляції. Діаметр трубопроводу прийняти рівним 400...800 мм.

Опір калорифера визначають по формулам, приведеним в таблиці в залежності від моделі калорифера і виду теплоносія. Втрати напору від місцевих опорів (3 коліна і сітка на 12 бічних отворів):

$$H_{м.о} = \sum_1^n \xi \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па,}$$

де $\sum_1^n \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів окремих відрізів повітропроводу.

$$H_{м.о} = 3(1,3 \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 1,2) + 0,1 \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 1,2 + 12(1,7 \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 1,2) = 234 + 6 + 124 = 1464 \text{ Па.}$$

Таблиця 4. Коефіцієнт теплопередачі калорифера та аеродинамічний опір Δp_k , Па

Модель калорифера	Теплоносій – пара: $K_k = B_z(V_p)^{n_1}$		Теплоносій – вода: $K_k = B_z(V_p)^{n_2} V^m$			$H_k = \Delta p = B_z(V_p)^{n_3}$	
	B ₁	n ₁	B ₂	n ₂	m	B ₃	n ₃
КВБ	17,79	0,351	17,79	0,34	0,149	1,5	1,67
КФС, КЗПП КЗВП	14,06	0,366	12,9	0,393	0,106	1,2	1,76
КФБ К4ПП К4ВП	11,63	0,42	11,05	0,446	0,034	1,72	1,72

Таблиця 5. Коефіцієнт місцевих опорів

Вид місцевого опору	ξ
Для труб з коліном під кутом 90°	1...1,5
Для труб з коліном під кутом 120°	0,55
Відвід	0,2
Жалюзі (вхід)	0,5
Жалюзі (вихід)	3,0
Сітка	0,1
Раптове звуження	0,18...0,29

Вихід через бічний отвір з гострим вінцем V_0/V_i , 0,4; 0,6; 1,0; 1,2	1,3; 1,7; 1,8; 1,9
---	--------------------

V_0 і V_i – швидкість повітря на виході з отвору і в повітропроводі

Втрати напору на витікання повітря через вихідний провід повітропроводу:

$$H_{вих} = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{\omega_{вих}^2}{2} \rho,$$

де μ – коефіцієнт втрати, прийняти $\mu=0,65$;

$\omega_{вих}$ – вихідна швидкість повітря, $\omega_{вих}=4\dots 8$ м/с.

$$H_{вих} = \frac{1}{0,35^2} \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,2 = 22,7 \text{ Па.}$$

Оскільки в установці 2 калорифера,

$$H_k = \Delta p = B_z (V_p)^{n_3};$$

$$H_k = 2(1,72 \cdot (5,79)^{1,72}) = 70,5 \text{ Па.}$$

$$H = 99,5 + 70,5 + 1464 + 22,7 = 1656,7 \text{ Па.}$$

При розрахунку втрат напору через бічні отвори повітропроводу треба мати на увазі, що в тваринницьких приміщеннях отвори в припливному повітропроводі роблять через кожні 1,5...2 м, а швидкість повітря на виході із отвору 4...8 м/с.

Втрати напору і подачу вентилятора необхідно привести до стандартних умов за формулами:

$$H_0 = H \cdot \frac{273+t}{273+t_0} \cdot \frac{B_0}{B},$$

$$L_0 = L_s \cdot \frac{273+t}{273+t_0} \cdot \frac{B_0}{B},$$

де t – температура повітря в повітропроводі, °С;

t_0 , B_0 – температура і атмосферний тиск при стандартних умовах: $t_0=20^\circ\text{C}$;
 $B_0=0,1013$ МПа;

B – атмосферний тиск в даній місцевості, прийняти $B=B_0$.

$$H_0 = 1656,7 \cdot \frac{273+47,5}{273+20} \cdot 1 = 1830,9 \text{ Па;}$$

$$L_0 = 11328 \cdot \frac{273+47,5}{273+20} = 12519 \text{ Па.}$$

Вентилятори підбирають по зведеним або індивідуальним характеристикам.

Вентилятор №6, в якого к.к.д. дорівнює 0,78, а коефіцієнт 9800.

По напорі і подачі вентилятора визначається встановлена потужність електродвигуна вентилятора:

$$N_e = \frac{L_0 H_0 k}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_g \cdot \eta_n}, \text{ кВт}$$

де k – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна: для $N_b=0,5\dots5$ кВт $k=1,3\dots1,15$;

η_b – к.к.д. вентилятора;

η_n – к.к.д. передачі від електродвигуна до вентилятора: для клинопасової 0,95; при з'єднанні валів через муфту – 0,98.

$$N_e = \frac{12519 \cdot 1830,9 \cdot 1,15}{3600 \cdot 100 \cdot 0,77 \cdot 0,98} = \frac{26359192,64}{2716560} = 9,7 \text{ кВт.}$$

Частота обертання валу вентилятора визначається за формулою:

$$n = \frac{A}{\text{№вент.}}, \text{ об/хв};$$
$$n = \frac{9800}{6} = 1633,3 \text{ об/хв.}$$

За знайденими потужністю і частотою обертання за каталогом вибирається електродвигун: АИР 160М693, P=10 кВт, $n_n=1500$ об/хв.

В системі вентиляції устатковуються два вентилятора, один з них резервний.

Для видалення забрудненого повітря необхідно визначити число витяжних шахт. Для цього спочатку знаходять площу перерізу всіх шахт за формулою:

$$F_{в.ш.} = \frac{L_g}{3600 \omega_{в.ш.}}, \text{ м}^2,$$

де $\omega_{в.ш.}$ – швидкість руху повітря в витяжній шахті, м/с:

$$\omega_{в.ш.} = 2,2 \sqrt{\frac{h(t_g - t_n^g)}{273}},$$

де h – висота витяжної шахти, прийняти $h=3\dots10$ м;

t_n^g – розрахункова температура зовнішнього повітря для розрахунку систем вентиляції.

$$\omega_{\text{в.ш.}} = 2,2 \sqrt{\frac{10 \cdot (10 + 10)}{273}} = 1,9 \text{ м/с;}$$

$$F_{\text{в.ш.}} = \frac{11328}{3600 \cdot 1,9} = 1,66 \text{ м/с.}$$

Число витяжних шахт:

$$n = \frac{F_{\text{в.ш.}}}{f_{\text{ш}}},$$

де $f_{\text{ш}}$ – площа «живого» перерізу однієї шахти, м^2 .

$$n = \frac{1,66}{0,55} = 3 \text{ шт.}$$

Приймаємо 3 шахти витяжних.

Зазвичай для тваринницьких приміщень приймаються витяжні шахти в формі квадрата з стороною 400, 500, 600, 700 мм.

6.4. Вибір опалювальних приладів. Розрахунок і вибір калорифера.

Калорифер являє собою теплообмінний апарат, призначений для нагрівання повітря. В системах повітряного опалення тваринницьких приміщень застосовуються водяні або парові пластинчасті калорифери. По конструкції такі калорифери нагадують автотракторні радіатори. По трубкам рухається теплоносій (вода або пара), а перпендикулярно ним між трубками і пластинами рухається повітря, яке нагрівається в результаті теплопередачі від носія.

Промисловість випускає декілька моделей калориферів. В кожній моделі вони розбиті на камери (від 1 до 11) і відрізняються розміром поверхні нагрівання і перерізу для проходження повітря і теплоносія (ці перерізи називаються «живим» перерізом). Характеристики водяних і парових калориферів наведені в таблиці.

В системах повітряного опалення застосовується, як правило, не один, а декілька калориферів, скомплектованих в калориферну систему. Калорифери можуть установлюватись послідовно і паралельно. Послідовна установка застосовується для нагрівання повітря до високої температури. В цьому випадку «живий» переріз для проходження повітря через всі калорифери такий же, як в одному калорифері, а поверхня теплопередачі рівна сумі поверхонь всіх калориферів.

Паралельна схема приєднання калориферів застосовується для нагрівання великих об'ємів повітря при невеликих перепадах температурами. При паралельній схемі «живий» переріз для проходження повітря дорівнює сумі «живих» перерізів всіх калориферів, а поверхня теплопередачі дорівнює поверхні нагрівання

одного калорифера. Подача теплоносія в калорифер може бути послідовною (пара і гаряча вода) або паралельною (вода).

Таблиця 6. Технічна характеристика калориферів

Номер калорифера	Площа поверхні нагріву A_k , м ²		Площа перерізу, м				
			$f_{к.п.}$	$f_{к.т.}$			
	КВБ, КФС, КЗПП, КЗВП	КФБ, К4ПП, К4ВП	КВБ, КФС, ЖФБ, КЗПП, К4ПН, КЗВП, К4ВП	КВБ, КФС, КЗПП	КФБ, К4ПП	КЗВП	К4ВП
2	9,9	12,7	0,115	0,0045	0,0061	0,00076	0,00102
3	13,2	16,9	0,154	0,0061	0,0082	0,00076	0,00102
4	16,7	21,4	0,195	0,0061	0,0082	0,00076	0,00102
5	20,9	26,8	0,244	0,0076	0,0102	0,00096	0,00127
6	25,3	32,4	0,295	0,0076	0,0102	0,00096	0,00127
7	30,4	38,9	0,354	0,0092	0,0122	0,00114	0,00153
8	35,7	45,7	0,416	0,0092	0,0122	0,00114	0,00153
9	41,6	53,3	0,486	0,0107	0,0143	0,00178	0,00237
10	47,8	61,2	0,558	0,0107	0,0143	0,00178	0,00237

Розрахунок калорифера в курсовому проекті полягає в тому, щоб вибрати таку модель калорифера, який найбільш відповідає оптимальним умовам роботи калориферної установки по габаритам, опорі і режимам роботи.

Розрахунок режимів нагрівання і вибір необхідної поверхні теплопередачі зручно вести з використанням показників в формі к.к.д. теплообмінних апаратів і числу одиниць переносу явної теплоти.

Для порівняння реальних процесів нагрівання ідеальними використовують безрозмірний показник температурного коефіцієнта ефективності (к.к.д. апарату):

$$E_t = \frac{t_2 - t_1}{t_{w_1} - t_1},$$

де t_1 , t_2 – температура повітря до і після теплообмінника, °С;

t_{w_1} – температура води до теплообмінника.

Число одиниць переносу явної теплоти визначають по безрозмірному показнику

$$N_t = \frac{kF}{GC_p^*},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі апарату, Вт/м²·град;

F – площа поверхні теплопередачі, м²;

G – масова витрата повітря через калорифер, кг/с;

C_p^* – ізобарна теплоємність повітря, $C_p^*=100$ Дж/кг·град.

В цьому виразі використовується та величина поверхні теплообмінника F , по відношенню до якої визначений коефіцієнт теплопередачі k .

Співвідношення масових кількостей повітря і води в теплообмінному апараті характеризується в формі безрозмірного співвідношення теплових еквівалентів потоків по сприйняттю явної теплоти:

$$B = \frac{GC_p}{G_w C_w},$$

де G_w і C_w – масова витрата, кг/с і теплоємність води, $C_w=4190$ Дж/кг·к.

Використання виразів E_t і N_t правомірно, якщо $B \leq 1$.

Залежність між E_t , N_t і B представляють в формі графіків.

Порядок розрахунку калориферів такий:

1. Визначають кількість теплоти для нагрівання зовнішнього повітря:

$$Q_{нов} = GC_p(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \text{ кДж/год.}$$

2. Визначають кінцеву температуру нагрівання припливного повітря для забезпечення повітряного опалення

$$t_2 = t_{\text{в}} + \frac{Q_{оп}}{GC_p}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $Q_{оп}$ – теплові витрати приміщення.

3. Визначають загальну кількість теплоти на нагрівання припливного повітря в калориферній установці

$$Q_m = Q_{\text{в}} + Q_{нов}, \text{ кДж/год.}$$

4. Визначають витрату гарячої води через калорифер

$$G_w = \frac{Q_m}{(t_{w_1} - t_{w_2})C_w}, \text{ кг/с.}$$

5. Визначають співвідношення масових кількостей повітря і води по формулі (28).

6. Визначають температурний коефіцієнт ефективності.

7. По графіку рис. 2 по відношенню Б і E_t знаходять необхідне значення числа одиниць переносу явної теплоти N_t .

8. Визначають розрахунковий «живий» переріз калорифера для проходу повітря

$$f_p = \frac{G}{3600(V_p)_p}, \text{ м}^2,$$

де $(V_p)_p$ – розрахункова масова швидкість повітря через калорифер, приймають $(V_p)_p = 7 \dots 10 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ – для водяних калориферів; $3 \dots 7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ – для парових.

Знаходять мінімальне і максимальне значення f_p .

9. По табл. 4 визначають діапазон номерів калориферів, які забезпечують обчислений діапазон f_p .

10. Визначають розрахунковий «живий» переріз для проходу води через калорифер

$$f_{wp} = \frac{G_w}{\rho W}, \text{ м}^2$$

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина води; $\rho = 0,804 \text{ кг/м}^3$ – густина водяної пари;

W – швидкість руху води в трубах, $W = 0,2 \dots 0,5 \text{ м/с}$.

Знаходять мінімальне і максимальне значення f_{wp} в прийнятому діапазоні швидкостей.

11. По табл. 4 визначають моделі калориферів в прийнятому по п.9 діапазоні номерів, які забезпечують визначений діапазон f_{wp} .

12. Знаходять необхідне значення добутку коефіцієнта теплопередачі на поверхню калорифера: $kF = N_t G C_p$, Вт/град.

13. По таблиці для вибраних моделей калориферів по п.11 обчислюють діапазон значень коефіцієнтів теплопередачі (при вибраному діапазоні швидкостей води).

14. По обчисленим коефіцієнтам передачі визначають максимальну і мінімальну площу поверхні теплопередачі калорифера

$$F = \frac{kF}{k}, \text{ м}^2.$$

15. По табл. 6 визначають моделі калориферів в межах вибраних номерів, які забезпечують діапазон поверхонь теплопередачі і варіанти їх установки (послідовно чи паралельно).

16. В відповідності з вибраним типом калориферів визначають дійсні масову швидкість повітря і води:

$$V_p = \frac{G}{f_{\partial}}, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с},$$

$$W = \frac{G_w}{f_{w\partial}}, \text{ м/с},$$

де f_{∂} , $f_{w\partial}$ - «живі» перерізи для проходу повітря і води вибраного типу калорифера.

17. По визначеним V_p і W знаходять значення коефіцієнта теплопередачі вибраного калорифера

$$k = A(V_p)^n W^m.$$

18. Визначають необхідну площу поверхні теплопередачі:

$$F = \frac{kF}{k}, \text{ м}^2,$$

Яка повинна бути меншою, ніж у вибраного калорифера.

19. Визначають тепловіддачу вибраного калорифера:

$$Q_k = 3,6kF(t_{cp}^m - t_{cp}^n), \text{ кДж/год},$$

де t_{cp}^m , t_{cp}^n - середні температури, відповідно теплоносія і повітря;

k , F - коефіцієнт теплопередачі і площа поверхні теплопередачі вибраного калорифера.

20. Визначають запас тепловіддачі:

$$\frac{Q_k - Q_{on}}{Q_{on}} \cdot 100, \%$$

Чисельний розрахунок

1. Кількість теплоти для нагрівання повітря

$$Q_{нов} = GC_p(t_g - t_n),$$

$$G = 11328,125 \cdot 1,2 \cdot 1 = 13593 \text{ кг/год} = 3,7 \text{ кг/с}$$

$$Q_{пов} = 13593 \cdot 1 \cdot (10 - (-21)) = 421383 \text{ кДж};$$

2. Необхідна температура нагрівання припливного повітря

$$t_2 = t_g + \frac{Q}{GC_p} = 10 + \frac{510190,972}{13593} = 47,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Загальна кількість теплоти для нагрівання припливного повітря в калориферній установці

$$Q_k = Q_{нов} + Q_{он} = 421383 + 510190,972 = 931573,972 \text{ кДж/год.}$$

4. Витрата гарячої води через калорифер

$$G_w = \frac{Q_k}{(t_{w_1} - t_{w_2})C_w} = \frac{931573,972}{4,19(95 - 70)} = \frac{931573,972}{104,75} = 8893,3 \text{ кг/год.}$$

5. Співвідношення масових кількостей повітря і води

$$B = \frac{GC_p}{G_w C_w} = \frac{13593}{8893,3 \cdot 4,19} = \frac{13593}{37262,95} = 0,36 < 1$$

6. Температурний коефіцієнт ефективності

$$E_t = \frac{t_2 - t_1}{t_{w_1} - t_1} = \frac{47,5 + 21}{95 + 21} = \frac{68,5}{116} = 0,59$$

7. По графіку знаходимо необхідне значення числа одиниць переносу явного тепла $N_t=0,9$.

8. «Живий» переріз калорифера для проходження повітря максимальний

$$f_{\max} = \frac{G}{(V_\rho)_p} = \frac{3,7}{4} = 0,925 \text{ м}^2;$$

мінімальний

$$f_{\min} = \frac{3,7}{12} = 0,308 \text{ м}^2.$$

9. По даним табл. 4 видно, що для визначення «живих» перерізів по повітрю підходять калорифери від 7 по 10 номера всіх моделей.

10. «Живий» переріз калорифера для проходження води. Прийmemo діапазон швидкостей води $W=0,25 \dots 0,5$ м/с в трубках калорифера: максимальний

$$f_{w\max} = \frac{G_w}{\rho W} = \frac{2,47}{1000 \cdot 0,25} = 0,0099 \text{ м}^2;$$

мінімальний

$$f_{w\min} = \frac{2,47}{1000 \cdot 1} = 0,0025 \text{ м}^2.$$

11. По табл. 4 видно, що забезпечують визначений діапазон швидкостей води калорифери моделей КЗПП №7-11 - $f_w=0,0092\dots0,0122$ і К4ВП - $f_w=0,00153\dots0,00271$.

12. Необхідний добуток коефіцієнта теплопередачі на поверхню теплопередачу калорифера

$$kF = N_t G C_p = 0,9 \cdot 3,7 \cdot 1000 = 3,33 \cdot 1000 = 3330$$

13. Діапазон значень коефіцієнтів теплопередачі вибраних моделей калориферів

- для калориферів КЗПП: $k = A(V_p)^n W^m$, де $A=12,9$, $n=0,393$, $m=0,106$.

$$k=12,9(4)^{0,393} \cdot 0,25^{0,106}=12,9 \cdot 1,72 \cdot 0,86=19,08 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$k=12,9(4)^{0,393} \cdot 1^{0,106}=22,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$k=12,9(12)^{0,393} \cdot 0,25^{0,106}=12,9 \cdot 2,65 \cdot 0,86=29,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$k=12,9(4)^{0,393} \cdot 1^{0,106}=34,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

- для калориферів К4ВП $k=11,05(V_p)^{0,446} W^{0,034}$

$$k=11,05(4)^{0,446} \cdot 0,25^{0,034}=11,05 \cdot 1,85 \cdot 0,95=19,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$k=11,05(12)^{0,446} \cdot 0,25^{0,034}=11,05 \cdot 3,09 \cdot 0,95=31,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$k=11,05(4)^{0,446} \cdot 1^{0,034}=11,05 \cdot 1,85=20,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$k=11,05(12)^{0,446} \cdot 1^{0,034}=11,05 \cdot 3,09=34,18 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

Таким чином, значення коефіцієнта теплопередачі коливається в межах $19,08\dots34,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$.

14. Площа поверхні нагріву калорифера мінімальна

$$F_{\min} = \frac{kF}{k} = \frac{3330}{34,2} = 97,37 \text{ м}^2;$$

максимальна

$$F_{\max} = \frac{3330}{19,08} = 174,53 \text{ м}^2.$$

15. Визначивши межі «живих» перерізів калорифера і поверхонь нагріву, бачимо, що для даного випадку цим вимогам відповідає калориферна установка із двох калориферів КЗПП-11, сполучених послідовно по повітрю і паралельно по воді. Установка буде мати такі показники: поверхня нагріву $54,6 \cdot 2 \text{ м}^2$, «живий» переріз по повітрю $0,638 \text{ м}^2$, «живий» переріз по воді $0,0122 \text{ м}^2$.

16. Згідно з вибраним калорифером уточнюємо режим роботи

$$(V_{\rho}) = \frac{3,7}{0,638} = 5,79 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

$$W = \frac{3,7}{1000 \cdot 0,0122} = 0,3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

17. Коефіцієнт теплопередачі калорифера

$$k = 12,9(4)^{0,393} \cdot 0,3^{0,106} = 12,9 \cdot 2,37 \cdot 0,88 = 26,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{K}).$$

18. Необхідна поверхня нагріву калорифера

$$F = \frac{3330}{26,9} = 123,8 \text{ м}^2.$$

Таким чином необхідна поверхня нагріву більша, ніж у вибраній калориферній установці.

19. Приймаємо два калорифера К4ВП-10, послідовно з'єднаних. Тоді параметри установки: $F = 61,2 \cdot 2 = 122,4 \text{ м}^2$; «живі» перерізи по повітрю і по воді такі ж, як і в калорифера КЗПП-11 і режим роботи такий же.

20. Коефіцієнт теплопередачі калорифера:

$$k = 11,059^{0,446} \cdot 0,3^{0,106} = 11,05 \cdot 2,66 \cdot 0,96 = 28,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{K}).$$

21. Необхідна поверхня нагріву калорифера

$$F = \frac{3330}{28,18} = 118,17 \text{ м}^2.$$

Отже, поверхня нагріву вибраної калориферної установки більша, ніж необхідна $122,4 > 118,17$.

22. Тепловіддача калориферної установки

$$Q_k = 3,6 \cdot 28,18 \cdot 122,4 \left(\frac{95 + 70}{2} - \frac{-21 + 10}{2} \right) = 1092716 \text{ кДж/год.}$$

Запас установки по тепловіддачі

$$\frac{1092716 - 931574}{931574} = 17,29\%$$

Запас становить 17,29, що знаходиться в межах (15...20).

Калорифер вибрано правильно.

Лабораторна робота №7 **Проектування теплової мережі.**

План

- 7.1. Вибір оптимальної схеми прокладки теплової мережі.
- 7.2. Розрахунки витрати теплоносія по ділянкам.
- 7.3. Тепловий розрахунок мережі

7.1. Вибір оптимальної схеми прокладки теплової мережі

Всі виробничі і житлові будівлі, готелі, лікарні, дитячі і побутові організації, школи і державні установи оборудуються новішими системами опалювання, вентиляції і гарячої водопостачання, що знов будуються і реконструюються. Для забезпечення теплом міст і робочих селищ будуються могутні ТЕЦ і опалювальні котельні. Але недалеко той час, коли окремі регіони нашої країни отримають тепло для опалювання не від котельних і ТЕЦ, а з надр землі.

Потреби в тепловій енергії в промисловості для виробничих процесів в основному задовольняються парою, а для опалювання приміщень, як промислових, так і житлових і суспільних – гарячою водою.

Водяне опалювання вважається самим гігієнічним і економічним в порівнянні з паровим і іншими видами опалювання. Воно міцно увійшло до побуту життя наших людей. Проте в практиці експлуатації водяних систем опалювання зустрічаються випадки, коли якість опалювання окремих об'єктів теплопостачання через низку обставин буває недостатньою. В цих випадках виникають питання: які прийняти заходи, щоб усунути несправності в роботі системи опалювання і як добитися її нормальної роботи?

До теплопостачання житлових будівель пред'являють особливі вимоги, оскільки споживачам теплоти необхідна цілодобова безперебійна її подача протягом всього опалювального сезону. Навіть короткочасні перерви в подачі теплоти порушують інтереси її споживачів, вносять ряд незручностей персонально для кожного жителя житлового будинку.

Даний проект передбачає теплопостачання житлової забудови в м. Харків.

Теплопостачання житлової забудови здійснюється централізовано від квартальної котельної, що працює на параметрах теплоносія 150/70 °С.

Гаряче водопостачання здійснюється через пластинчасті водяні водопідігрівачі, які підключені послідовно.

Теплові мережі по житловій забудові прокладені підземно, безканально.

Житлова забудова складається з житлових будівель: 9 – ти поверхові, школа – 3 – х поверхова.

2.2 Початкові дані для проектування:

- Теплопостачання житлової забудови ;
- Параметри теплоносія для опалювання 150/70 °С;
- Температура гарячої води + 55 °С;

- Температура холодної води + 5 °С;
- Система тепlopостачання – замкнута, 4 – х трубна;
- Температура зовнішнього повітря для опалювання $t_{n.o} = - 23^{\circ}\text{C}$;
- Список підключених будівель і їх об'єми вказані в таблиці 2.2.1

Таблиця 1. Початкові дані для проектування

№	Найменування будівлі	Поверховість	Об'єм будівлі, м³	Кіл – ть жителів
1	Житловий будинок №1	9	27845	432
2	Житловий будинок №2	9	18563	288
3	Житловий будинок №3	9	37125	576
4	Житловий будинок №4	9	18563	288
5	Житловий будинок №5	9	27845	432
6	Житловий будинок №6	9	37125	576
7	Житловий будинок №7	9	37125	576
8	Житловий будинок №8	9	37125	576
9	Житловий будинок №9	9	9282	144
10	Житловий будинок №10	9	27845	432
11	Житловий будинок №11	9	27845	432
12	Житловий будинок №12	9	18563	288
13	Житловий будинок №13	9	27845	432
14	Житловий будинок №14	9	18563	288
15	Житловий будинок №15	9	18563	288
16	Школа	3	9670	950

Передбачена радіальна теплова мережа, оскільки вона зручніша і дешевша в експлуатації.

Вибір траси теплової мережі виконуємо відповідно до наступних умов: надійність тепlopостачання, безпека роботи при експлуатації можливих аварій.

Траса проходить по території найбільш щільного теплового навантаження, паралельно червоним лініям осей дороги і забудови.

Введення теплових мереж в будівлі виконані під прямим кутом. У міру віддалення від котельної діаметр трубопроводів зменшується. Передбачена мінімальна кількість теплофікаційних камер – 7 шт.

Для теплової компенсації максимально використовуються кути – повороти теплотраси, П – образні і сальникові компенсатори.

Мережі прокладені з мінімальним ухилом 0,002 від будівель до найближчої камери.

Траса проходить по газонах не порушуючи зелених насаджень.

Для забезпечення нормальної експлуатації теплової мережі і спорожнення її під час ремонту, на трасі теплової мережі, в нижніх її крапках встановлена дренажна арматура. Дренаж теплоносія здійснюється в дренажні колодязі.

7.2. Розрахунки витрати теплоносіїв по ділянкам.

Визначаємо теплові втрати будівель на опалення:

$$Q_o = q_o \cdot n \cdot V \cdot (t_v - t_{nv}), \text{ Вт}$$

де, q_o – питома опалювальна характеристика, залежна від об'єму будівель;

n – поправочний коефіцієнт на теплову характеристику, який залежить від зовнішньої температури повітря.

t_v – усереднена внутрішня температура повітря в приміщенні, визначуваний по таблиці СНІПа °С.

V – будівельний об'єм будівель, м³.

t_{nv} – зовнішня температура повітря найхолоднішої п'ятиднівки, яка визначається по СНІПу °С.

Для житлових будинків № 1,5,10,11,13.

$$Q_o = 1,14 \cdot 0,44 \cdot 27845 \cdot (18 - (-23)) = 572649$$

Для житлових будинків № 2,4,12,14,15.

$$Q_o = 1,14 \cdot 0,44 \cdot 18563 \cdot (18 - (-23)) = 381789$$

Для житлових будинків № 3,6,7,8.

$$Q_o = 1,14 \cdot 0,44 \cdot 37125 \cdot (18 - (-23)) = 763497$$

Для житлового будинку № 9.

$$Q_o = 1,14 \cdot 0,55 \cdot 9282 \cdot (18 - (-23)) = 238612$$

Для школи.

$$Q_o = 1,14 \cdot 0,55 \cdot 9670 \cdot (20 - (-23)) = 260713$$

Середня витрата тепла на гарячу воду.

$$Q_{\text{св}}^{\text{ср}} = \frac{m \cdot a_{\text{свт}} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{\text{св}} - t_{\text{х.в}})}{3600 \cdot T}, \text{ Вт}$$

де, m – кількість споживачів гарячої води;

$a_{\text{свт}}$ – середньодобова норма витрати гарячої води на 1 – го споживача, л/сут;

ρ – щільність води, кг/л;

c – теплоємність води, $c = 4,19 \cdot 10^3$ Дж/кг · С;

$t_{\text{г.в}}$ – температура гарячої води °С;

$t_{\text{х.в}}$ – температура холодної води, в розрахунках приймаємо $t_{\text{х.в}} = +5$ °С;

T – період споживання гарячої води;

Для житлових будинків № 1,5,10,11,13.

$$Q_{\text{св}}^{\text{ср}} = \frac{120 \cdot 432 \cdot 1 \cdot 4190 \cdot (55 - 5)}{3600 \cdot 24} = 125700$$

Для житлових будинків № 2,4,12,14,15.

$$Q_{\text{св}}^{\text{ср}} = \frac{120 \cdot 288 \cdot 1 \cdot 4190 \cdot (55 - 5)}{3600 \cdot 24} = 83800$$

Для житлових будинків № 3,6,7,8.

$$Q_{\text{св}}^{\text{ср}} = \frac{120 \cdot 576 \cdot 1 \cdot 4190 \cdot (55 - 5)}{3600 \cdot 24} = 167600$$

Для житлового будинку № 9.

$$Q_{\text{зб}}^{\text{сп}} = \frac{120 \cdot 144 \cdot 1 \cdot 4190 \cdot (55 - 5)}{3600 \cdot 24} = 41900$$

Максимальна витрата тепла на гарячу воду по формулі:

$$Q_{\text{зб}}^{\text{max}} = Q_{\text{зб}}^{\text{сп}} \cdot \beta, (Bm)$$

де: β – коефіцієнт, $\beta = 2 - 2,3$.

Для житлових будинків № 1,5,10,11,13.

$$125700 \cdot 2,3 = 289110$$

Для житлового будинку № 2,4,12,14,15.

$$83800 \cdot 2,3 = 192740$$

Для житлового будинку № 3,6,7,8.

$$167600 \cdot 2,3 = 385480$$

Для житлового будинку № 9.

$$41900 \cdot 2,3 = 96370$$

Розрахунок витрат теплоносіїв

Визначаємо витрати теплоносія на опалювання:

$$G_o = \frac{Q_o}{c \cdot (T_1 - T_2)}, \text{кг/с}$$

де T_1, T_2 – параметри роботи котельної, °C.

Для житлових будинків № 1,5,10,11,13.

$$G_o = \frac{572649,1}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (150 - 70)} = 1,71$$

Для житлових будинків № 2,4,12,14,15.

$$G_o = \frac{381789,2}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (150 - 70)} = 1,13$$

Для житлових будинків № 3,6,7,8.

$$G_o = \frac{763497,9}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (150 - 70)} = 2,27$$

Для житлового будинку № 9.

$$G_o = \frac{238612,4}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (150 - 70)} = 0,71$$

Для школи.

$$G_o = \frac{260712,9}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (150 - 70)} = 0,77$$

Визначемо витрати теплоносія на гаряче водопостачання:

$$G_{\text{зб}} = \frac{Q_{\text{зб}}^{\text{max}}}{c \cdot (t_{\text{зб}} - t_{\text{хб}})}, \text{кг/с};$$

Для житлових будинків № 1,5,10,11,13.

$$G_{\text{сб}} = \frac{289110}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (55 - 5)} = 1,38$$

Для житлових будинків № 2,4,12,14,15.

$$G_{\text{сб}} = \frac{192740}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (55 - 5)} = 0,92$$

Для житлових будинків № 3,6,7,8.

$$G_{\text{сб}} = \frac{385480}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (55 - 5)} = 1,84$$

Для житлового будинку № 9.

$$G_{\text{сб}} = \frac{96370}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (55 - 5)} = 0,46$$

Повздовжній профіль

Вибір траси поєднується з вибором способу прокладки теплопроводів і повздовжнього профілю. Повздовжній профіль теплової мережі необхідний для виробництва земляних і будівельних робіт. Профіль будується у вертикальній і горизонтальній площині. Горизонтальний масштаб приймається М 1 : 500, а вертикальний М 1 : 250.

На плані теплотраси вказуються всі теплофікаційні колодязі із заглибленням їх від поверхні землі. Потім в намічених отворах стін камер прокладається тепла мережа. Розмір камер повинен дозволити розмістити замочну арматуру, контрольно – вимірювальні прилади і витримати заглиблення прокладки теплової мережі.

При побудові профілю повинні бути виконані наступні умови:

- заглиблення прокладки теплової мережі повинне бути найменшим, при цьому рівень промерзання землі повинен бути вище за рівень прокладки теплової мережі.

- ухил теплової мережі повинен бути не менше $i = 0,002$ в будь – яку сторону, незалежно від напрямку руху теплоносія і способу прокладки теплової мережі. Відведення до окремих будівель, а також на першій ділянці теплової мережі від котельної повинні мати ухил у бік теплофікаційних камер. Перегини трубопроводів теплотраси у вертикальній площині (зміна ухилу) робиться тільки на нерухомій опорі.

П'єзометричний графік

Основою для побудови графіків тиску служить гідравлічний розрахунок трубопроводів, що виконан в розділі 3 та геодезична зйомка в М = 1 : 500.

Графік тиску водяної теплової мережі будують для двох режимів: статичного (циркуляція води в тепловій мережі відсутня, необхідний тиск з умов заповнення систем опалювання підтримується живильними насосами) і динамічного (працюють мережеві і живильні насоси).

При побудові п'єзометричного графіка виконані наступні умови:

1. Тиск в будь – якій крапці зворотньої магістралі не повинен бути вище

робочого тиску. Робочий тиск 0,1 Мпа (10 м вод. ст.), для систем з чавунними радіаторами 0,5 – 0,6 Мпа (50 – 60 м вод. ст.).

2. Тиск в зворотному трубопроводі повинен забезпечити заток водою верхніх ліній і приладів місцевих систем опалювання.

3. Тиск в зворотній магістралі, щоб уникнути утворення вакууму не повинен бути нижче 0,05 – 0,1 Мпа (5 – 10 м вод. ст.).

4. Тиск на всмоктуючій стороні мережевого насоса не повинен бути нижче 0,05 Мпа (5 м вод. ст.).

5. Тиск в будь – якій крапці подаючого трубопроводу повинен бути вище за тиск скипання при максимальній температурі теплоносія.

6. Располагаємий тиск в кінцевій точці мережі повинен бути рівний або більше розрахункової втрати тиску на абонентському вводі при розрахунковому пропуску теплоносія.

7. У літній період тиск в подаючій і зворотній магістралях приймають більше статичного тиску в системі ГВС.

Гідравлічний розрахунок теплової мережі

Гідравлічний розрахунок є найважливішим розділом при проектуванні трубопроводів і їх експлуатації.

При виконанні гідравлічного розрахунку необхідно визначити:

- діаметр трубопроводів;
- перепади тиску по довжині трубопроводів;
- тиск в будь – якій точці підключення;
- різниця тиску або натиски в подаючому і зворотньому трубопроводах теплової водяної мережі у кожного споживача.

Результати гідравлічного розрахунку дають можливість розрахувати:

- можливий радіус передачі теплоти;
- схеми приєднання споживачів теплоти;
- вимоги до устаткування на котельній;
- капіталовкладення на споруду теплової мережі;
- параметри роботи автоматичних регуляторів.

7.3. Тепловий розрахунок мережі

Візначаємо загальні опори трубопроводу:

$$\Sigma R = \frac{\tau_1 - t_{oc}}{q_n} \cdot \frac{m \cdot ^\circ C}{Bm};$$

де q - норма втрат тепла, Вт/м;

t₁, t_{oc} - температури теплоносія і навколишнього середовища, при яких задана норма втрати тепла.

Норма втрат тепла для подаючого і зворотного трубопроводу:

d =	94		q _{под} =	92	Вт/м		q _{обр} =	59	Вт/м
d =	59		q _{под} =	76	Вт/м		q _{обр} =	49	Вт/м
d =	33		q _{под} =	76	Вт/м		q _{обр} =	49	Вт/м
d =	08		q _{под} =	63	Вт/м		q _{обр} =	40	Вт/м
d =	9		q _{под} =	57	Вт/м		q _{обр} =	36	Вт/м
d =	6		q _{под} =	52	Вт/м		q _{обр} =	29	Вт/м
d =	7		q _{под} =	46	Вт/м		q _{обр} =	29	Вт/м

Середньорічна температура теплоносія в подаючому трубопроводі – 100 °С, а в зворотному - 50 °С.

Середньорічна температура ґрунту +5 °С на глибині заставляння 1,2 м.

Розрахунковий коефіцієнт теплопровідності ґрунту $\lambda = 1,7$ Вт/м °С.

Загальний опір для подаючого трубопроводу.

d = 194	мм	$\sum R =$	(100 - 5) 92	= 1,033
d = 159	мм	$\sum R =$	(100-5) 76	= 1,25
d = 133	мм	$\sum R =$	(100-5) 76	= 1,25
d = 108	мм	$\sum R =$	(100-5) 63	= 1,508
d = 89	мм	$\sum R =$	(100-5) 57	= 1,667
d = 76	мм	$\sum R =$	(100-5) 52	= 1,827
d = 57	мм	$\sum R =$	(100-5) 46	= 2,065

Загальний опір для зворотного трубопроводу.

d = 194	мм	$\sum R =$	(50-5) 59	= 0,76
d = 159	мм	$\sum R =$	(50-5) 49	= 0,91

d = 133	мм	$\Sigma R =$	$\frac{(50-5)}{49}$	=	0,91
d = 108	мм	$\Sigma R =$	$\frac{(50-5)}{40}$	=	1,12
d = 89	мм	$\Sigma R =$	$\frac{(50-5)}{36}$	=	1,25
d = 76	мм	$\Sigma R =$	$\frac{(50-5)}{29}$	=	1,55
d = 57	мм	$\Sigma R =$	$\frac{(50-5)}{2}$ 9	=	1,55

Визначуваний діаметр труби з ізоляцією визначається по формулі:

$D_{из} = D_n + 2 \cdot \delta_{из}$, мм;

де D_n - зовнішній діаметр труби;

$\delta_{из} = 50$ мм (заздалегідь приймаємо товщину теплової ізоляції).

d = 194	мм	$D_{из} =$	194	+	$(2 \cdot 50)$	=	294
d = 159	мм	$D_{из} =$	159	+	$(2 \cdot 50)$	=	259
d = 133	мм	$D_{из} =$	133	+	$(2 \cdot 50)$	=	233
d = 108	мм	$D_{из} =$	108	+	$(2 \cdot 50)$	=	208
d = 89	мм	$D_{из} =$	89	+	$(2 \cdot 50)$	=	189
d = 76	мм	$D_{из} =$	76	+	$(2 \cdot 50)$	=	176
d = 57	мм	$D_{из} =$	57	+	$(2 \cdot 50)$	=	157

Діаметр конструкції з покривним шаром

$D_k = D_{из} + 2 \cdot \delta_{п.сл.}$, мм

Приймаємо ізоляцію з пенополіуретана ($\delta_{п.сл.} = 3$)

d = 194	мм	$D_k =$	294	+	$(2 \cdot 3)$	=	300
d = 159	мм	$D_k =$	259	+	$(2 \cdot 3)$	=	265
d = 133	мм	$D_k =$	233	+	$(2 \cdot 3)$	=	239
d = 108	мм	$D_k =$	208	+	$(2 \cdot 3)$	=	214
d = 89	мм	$D_k =$	189	+	$(2 \cdot 3)$	=	195

d = 76	мм	Dк =	176	+	(2 · 3)	=	182
d = 57	мм	Dк =	157	+	(2 · 3)	=	163

Визначаємо термічний опір ґрунту по формулі:

$$R_{cp} = \frac{\ln \frac{4 \cdot h}{D_{\text{экв}}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cp}}, \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

де h - глибина заставляння теплопроводів, приймаємо 1,2 м.

$\lambda_{гр}$ - коефіцієнт теплопровідності ґрунту для середньовологих ґрунтів,

$\lambda_{гр} = 1,7 \text{ м } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

d = 194	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,25
			0,3		
		2·3,14·1,7			
d = 159	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,27
			0,265		
		2·3,14·1,7			
d = 133	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,28
			0,239		
		2·3,14·1,7			
d = 108	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,29
			0,214		
		2·3,14·1,7			
d = 89	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,30
			0,195		
		2·3,14·1,7			
d = 76	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,30
			0,182		
		2·3,14·1,7			
d = 57	Rrp. =	ln	4·1,2	=	0,31
			0,163		
		2·3,14·1,7			

Визначаємо опір впливу зворотного трубопроводу на той, що подає по формулі:

$$R_{1-2} = \psi \cdot \frac{\ln \cdot \sqrt{1 + (2 \cdot \frac{h}{a})^2}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cp}}$$

де ψ - коефіцієнт, що враховує взаємний вплив труб:

$$\psi_1 = \frac{q_{o\partial p}}{q_{no\partial}}$$

d _H = 194	ψ =	$\frac{59}{92}$	=	0,64
d _H = 159	Ψ =	$\frac{49}{76}$	=	0,64
d _H = 133	Ψ =	$\frac{49}{76}$	=	0,64
d _H = 108	Ψ =	$\frac{40}{63}$	=	0,63
d _H = 89	Ψ =	$\frac{36}{57}$	=	0,63
d _H = 76	Ψ =	$\frac{34}{52}$	=	0,65
d _H = 57	ψ =	$\frac{29}{6}$	=	0,63

d = 194	R1-2 =	0,64 · (	$\frac{\ln 4,55}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,09
d = 159	R1-2 =	0,64 · (	$\frac{\ln 6,08}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,11
d = 133	R1-2 =	0,64 · (	$\frac{\ln 6,08}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,11
d = 108	R1-2 =	0,63 · (	$\frac{\ln 6,08}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,11
d = 89	R1-2 =	0,63 · (	$\frac{\ln 8,62}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,13
d = 76	R1-2 =	0,65 · (	$\frac{\ln 8,62}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,13
d = 57	R1-2 =	0,63 · (	$\frac{\ln 8,62}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}$	) =	0,13

Визначаємо опір впливу подаючого трубопроводу на той, що звертає по формулі:

$$R_{2-1} = \psi \cdot \frac{\ln \cdot \sqrt{1 + \left(2 \cdot \frac{h}{a}\right)^2}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ep}}$$

де ψ - коефіцієнт, що враховує взаємний вплив труб:

$$\psi_1 = \frac{q_{nod}}{q_{obp}}$$

$d_H = 194$	$\psi =$	$\frac{92}{59}$	$=$	1,56
$d_H = 159$	$\Psi =$	$\frac{76}{49}$	$=$	1,55
$d_H = 133$	$\Psi =$	$\frac{76}{49}$	$=$	1,55
$d_H = 108$	$\Psi =$	$\frac{63}{40}$	$=$	1,58
$d_H = 89$	$\Psi =$	$\frac{57}{46}$	$=$	1,58
$d_H = 76$	$\Psi =$	$\frac{52}{34}$	$=$	1,53
$d_H = 57$	$\psi =$	$\frac{46}{9}$	$=$	1,59

$d = 194$	$R_{1-2} =$	$1,56 \cdot \left(\frac{\ln \quad 4,55}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,22
$d = 159$	$R_{1-2} =$	$1,55 \cdot \left(\frac{\ln \quad 6,08}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,26
$d = 133$	$R_{1-2} =$	$1,55 \cdot \left(\frac{\ln \quad 6,08}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,26
$d = 108$	$R_{1-2} =$	$1,58 \cdot \left(\frac{\ln \quad 6,08}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,27
$d = 89$	$R_{1-2} =$	$1,58 \cdot \left(\frac{\ln \quad 8,62}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,32
$d = 76$	$R_{1-2} =$	$1,53 \cdot \left(\frac{\ln \quad 8,62}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,31
$d = 57$	R_{1-2}	$1,59 \cdot \left(\frac{\ln \quad 8,62}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \right) =$	0,32

	=		$\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7}{2}$		
--	---	--	------------------------------------	--	--

Визначаємо термічний опір ізоляції по формулі:

d = 194	подача	R _{из} =	1,03 – (0,26 + 0,22) = 0,55
	обратка	R _{из} =	0,76 – (0,26 + 0,09) = 0,41
d = 159	подача	R _{из} =	1,25 – (0,27 + 0,26) = 0,72
	обратка	R _{из} =	0,92 – (0,27 + 0,11) = 0,54
d = 133	подача	R _{из} =	1,25 – (0,28 + 0,26) = 0,71
	обратка	R _{из} =	0,92 – (0,28 + 0,11) = 0,53
d = 108	подача	R _{из} =	1,51 – (0,29 + 0,27) = 0,95
	обратка	R _{из} =	1,13 – (0,29 + 0,11) = 0,73
d = 89	подача	R _{из} =	1,67 – (0,30 + 0,32) = 1,05
	обратка	R _{из} =	1,25 – (0,30 + 0,13) = 0,82
d = 76	подача	R _{из} =	1,83 – (0,31 + 0,31) = 1,22
	обратка	R _{из} =	1,32 – (0,31 + 0,13) = 0,89
d = 57	подача	R _{из} =	2,07 – (0,32 + 0,32) = 1,43
	обратка	R _{из} =	1,55 – (0,32 + 0,13) = 1,11

Визначуваний коефіцієнт теплопровідності ізоляції по формулі:

$$\lambda_{из} = 1,163 \cdot 1,2 \cdot (0,046 + 0,00016 \cdot t_{cp})$$

де t_{cp} - середня температура ізоляції, при температурі теплоносія + 100 °С,

$$t_{cp} = 76 \text{ °С.}$$

$$\lambda_{из} = 1,163 \cdot 1,2 \cdot (0,046 + 0,00016 \cdot 76) = 0,081$$

Визначуваний основний ізоляційний шар по формулі:

$$\sigma_{из} = D_n \cdot \frac{e^{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{из} \cdot R_{из}} - 1}{2}, \text{ мм}$$

d _н = 194	подача	$\delta_{из} =$	194 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,55} - 1}{2} =$	31,3
	обратка	$\delta_{из} =$	194 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,28} - 1}{2} =$	14,8
d _н = 159	подача	$\delta_{из} =$	159 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,7} - 1}{2} =$	34

	обратка	$\delta_{из} =$	159 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,37} - 1}{2} =$	16,4
dн = 108	подача	$\delta_{из} =$	108 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,93} - 1}{2} =$	32,6
	обратка	$\delta_{из} =$	108 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,54} - 1}{2} =$	17
dн = 89	подача	$\delta_{из} =$	89 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,98} - 1}{2} =$	28,7
	обратка	$\delta_{из} =$	89 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,56} - 1}{2} =$	14,6
dн = 76	подача	$\delta_{из} =$	76 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,56} - 1}{2} =$	30,2
	обратка	$\delta_{из} =$	76 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,87} - 1}{2} =$	21,1
dн = 57	подача	$\delta_{из} =$	57 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 1,34} - 1}{2} =$	27,8
	обратка	$\delta_{из} =$	57 =	$\frac{e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,081 \cdot 0,83} - 1}{2} =$	14,9

Об'єм ізоляційних робіт:

1 шар: антикорозійний.

- ізоляна ізоляція в 2 шари по холодній ізоляційній мастиці:

$$S_{из} = \pi \cdot D_n \cdot l, m^2$$

2 шар: тепла ізоляція (основний шар).

- пенополіуретан:

$$V_{из} = \frac{\pi \cdot D_{из}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot l, m^3$$

3 шар: покривний.

- пінополіетилен:

$$S_{н.с.} = \pi \cdot D_{из} \cdot l, m^2$$

1 шар:

dн = 194	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,194 \cdot 166) = 101,12$
dн = 159	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,159 \cdot 480) = 239,64$
dн = 133	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,159 \cdot 330) = 164,75$
dн = 108	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,108 \cdot 500) = 169,56$
dн = 89	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,089 \cdot 660) = 184,44$
dн = 76	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,076 \cdot 1150) = 274,43$

$d_H = 57$	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,057 \cdot 760) = 136,02$
$d_H = 45$	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,045 \cdot 100) = 14,13$
$d_H = 38$	$S_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,038 \cdot 100) = 11,93$

Всього: $S_{из} = 1296,02 \text{ м}^2$

2 шар:

$d_H = 194$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,294)$	-	$(3,14 \cdot 0,194)$	$\cdot 166 = 6,35$
		4		4	
$d_H = 159$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,259)$	-	$(3,14 \cdot 0,159)$	$\cdot 480 = 15,75$
		4		4	
$d_H = 133$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,233)$	-	$(3,14 \cdot 0,133)$	$\cdot 330 = 9,48$
		4		4	
$d_H = 108$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,208)$	-	$(3,14 \cdot 0,108)$	$\cdot 500 = 12,40$
		4		4	
$d_H = 89$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,189)$	-	$(3,14 \cdot 0,089)$	$\cdot 660 = 14,40$
		4		4	
$d_H = 76$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,176)$	-	$(3,14 \cdot 0,076)$	$\cdot 1150 = 22,74$
		4		4	
$d_H = 57$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,157)$	-	$(3,14 \cdot 0,057)$	$\cdot 760 = 12,76$
		4		4	
$d_H = 45$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,145)$	-	$(3,14 \cdot 0,045)$	$\cdot 100 = 1,49$
		4		4	
$d_H = 38$	$V_{из} =$	$(3,14 \cdot 0,138)$	-	$(3,14 \cdot 0,038)$	$\cdot 100 = 1,38$
		4		4	

Всього: $V_{из} = 96,78 \text{ м}$

3 шар:

$d = 194$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,294	·	166	=	153,24
$d = 159$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,259	·	480	=	390,36
$d = 133$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,233	·	330	=	241,43
$d = 108$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,208	·	500	=	326,56
$d = 89$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,189	·	660	=	391,68
$d = 76$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,176	·	1150	=	635,54
$d = 57$	$S_{п.с.} =$	3,14	·	0,157	·	760	=	374,66

d = 45	Sp.c. =	3,14	·	0,145	·	100	=	45,53
d = 38	Sp.c. =	3,14	·	0,138	·	100	=	43,33

Всього: Sp.c. = 2602,35 м²

Дані розрахунків заносимо в таблицю.

№ н/п	Діаметр трубопроводу, l,мм	Довжина трубопров., l,м	1 шар, м²	2 шар, м³	3 шар, м²
1	194	166	101,12	6,35	153,24
2	159	480	239,64	15,75	390,36
3	133	330	164,75	9,48	241,43
4	108	500	169,56	12,4	326,56
5	89	660	184,44	14,4	391,68
6	76	1150	274,43	22,74	635,54
7	57	760	136,02	12,76	374,66
8	45	100	14,13	1,49	45,53
9	38	100	11,93	1,38	43,33
Всього		4246	1296,0 2	96,78	2602,3 5

Розрахунок компенсуючих приладів

Нерухоме закріплення трубопроводів проводиться для попередження мимовільного його зсуву при теплових подовженнях. У даному курсовому проекті для компенсації подовжень трубопроводів передбачені:

Г - образні - природна компенсація, що вирішується кутом повороту 90°;

П - образні компенсатори.

Розрахунок П – образного компенсатора:

Наближений розрахунок полягає в перевірці напруги, що виникає при деформації труб компенсатора. Напруга в спинці компенсатора не повинна перевищувати 110 Мпа.

$$G = \frac{\Delta l \cdot E \cdot d \cdot H \cdot m \cdot \gamma}{A \cdot 4}, \text{ МПа}$$

де: d - діаметр трубопроводу;

m - поправочний коефіцієнт, m = 1;

E - модуль пружності, E = 195000;

φ – коефіцієнт попередньої розтяжки компенсатора,

коефіцієнт приймаємо рівний 1;

A - довжина компенсатора, м.

$$\Delta t = t_1 - t_{x.n.}, ^\circ C$$

$$\Delta t = 150 - (-23) = 173$$

Для ділянки КОТ –ТК1 з діаметром = 194 мм.

$$\Delta l = a \cdot l \cdot \Delta t, \text{ см}$$

$$\Delta l = 0,0125 \cdot 41,5 \cdot 173 = 89,74$$

$$A = \frac{1}{K} \cdot (3,14 \cdot R \cdot H^2 - 2,28 \cdot R \cdot H + 1,4 \cdot R^2) + 0,67 \cdot H^3 + B \cdot H^3 - 4 \cdot R \cdot H^2 + 2 \cdot R^2 \cdot H - 1,33 \cdot R^3, \text{ мм}$$

де R - радіус вигину;

$$K = 1;$$

$$R = 4 \cdot d, \text{ м}$$

$$R = 4 \cdot 0,194 = 0,776$$

$$A = \frac{1}{1} \cdot (3,14 \cdot 0,776 \cdot 2,25^2 - 2,28 \cdot 0,776^2 \cdot 2,25 + 1,4 \cdot 0,776^2) + 0,67 \cdot 2,25^3 + 1,12 \cdot 2,25^3 - 4 \cdot 0,776 \cdot 2,25^2 + 2 \cdot 0,776^2 \cdot 2,25 - 1,33 \cdot 0,776^3 = 16,85 \text{ мм}$$

$$G = \frac{0,9 \cdot 195000 \cdot 0,194 \cdot 2,25 \cdot 1 \cdot 1}{16,85 \cdot 4} = 1136,4 \text{ МПа}$$

Пристрій П - образний компенсатор призначається незалежно від виду прокладки, діаметру трубопроводу і параметрів теплоносія. П - образні компенсатори застосовуються до діаметру трубопроводу $D_n = 219$ мм.

При діаметрах більше 219 мм застосовуються сальникові компенсатори.

Розрахунок Г - образного компенсатору.

Напруга, що виникає, при нормальній експлуатації не повинна перевищувати 125 Мпа.

$$G = \frac{1,5 \cdot \Delta l \cdot E \cdot d \cdot (n+1)}{l^2}, \text{ МПа}$$

Температура подовження сталевих труб визначається по формулі:

$$\Delta l = 0,0125 \cdot \Delta t \cdot l, \text{ см};$$

де Δt - різниця температур між теплоносіями і температурах холодної п'ятиденки;

$$\Delta l = 0,0125 \cdot 173 \cdot 120 = 259,5 \text{ см}$$

$$G = \frac{1,5 \cdot 2,59 \cdot 1,95 \cdot 10^5 \cdot 0,194 \cdot (2,87 + 1)}{120^2} = 10,20 \text{ (МПа)}$$

Тоді:

Температурний графік

Параметри теплоносія приймаємо рівні:

$$\tau_1 = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_2 = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_b = +18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_{cm} = 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{н.в.} = -23 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Задаємося температурами зовнішнього повітря:

от -24°C ; до $+8^{\circ}\text{C}$; -23°C ; -20°C ; -15°C ; -10°C ; -5°C ; 0°C ; $+5^{\circ}\text{C}$; $+8^{\circ}\text{C}$.

Визначаюна відносна витрата тепла при цих температурах:

$$Q_0 = \frac{t_g - t_n}{t_g - t_{н.в.}}$$

$Q_o^{+8} =$	18	-	8	=	0,24
	18	-	23		
$Q_o^{+5} =$	18	-	5	=	0,32
	18	-	23		
$Q_o^0 =$	18	-	0	=	0,44
	18	-	23		
$Q_o^{-5} =$	18	-	(-5)	=	0,56
	18	-	23		
$Q_o^{-10} =$	18	-	(-10)	=	0,68
	18	-	23		
$Q_o^{-15} =$	18	-	(-15)	=	0,80
	18	-	23		
$Q_o^{-20} =$	18	-	(-20)	=	0,93
	18	-	23		
$Q_o^{-23} =$	18	-	(-23)	=	1,00
	18	-	23		

$$\tau_1 = t_b + (\tau_{пр.о} + t_b) \cdot Q_o + (\tau_1 - \tau_{пр.о}) \cdot Q_o$$

$$\tau_{пр.о} = \frac{\tau_{cm} + \tau_2}{2} \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\tau_{пр.о} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

τ_1^{+8}		8		82,5		8)		0,24	+	(150	-	82,5)	·	0,24	=	50,20
τ_1^{+5}								0,32	+	(150	-	82,5)	·	0,3	=	59,85

		8		82,5		8)								2		
τ_1^0		8		82,5		8)		0,44	+	(150	-	82,5)	·	0,4 4	=	75,95
τ_1^{-5}		8		82,5		8)		0,56	+	(150	-	82,5)	·	0,5 6	=	92,05
τ_1^{-10}		8		82,5		8)		0,68	+	(150	-	82,5)	·	0,6 8	=	108,15
τ_1^{-15}		8		82,5		8)		0,80	+	(150	-	82,5)	·	0,8 0	=	124,24
τ_1^{-20}		8		82,5		8)		0,93	+	(150	-	82,5)	·	0,9 3	=	140,34
τ_1^{-23}		8		82,5		8)		1,00	+	(150	-	82,5)	·	1,0 0	=	150

τ_2^{+8}		50,20		(150	-	70)	·	0,24	=	30,68
τ_2^{+5}		59,85		(150	-	70)	·	0,32	=	34,49
τ_2^0		75,95		(150	-	70)	·	0,44	=	40,83
τ_2^{-5}		92,05		(150	-	70)	·	0,56	=	47,17
τ_2^{-10}		108,15		(150	-	70)	·	0,68	=	53,51
τ_2^{-15}		124,24		(150	-	70)	·	0,80	=	59,85
τ_2^{-20}	=	140,34		(150	-	70)	·	0,93	=	66,20
τ_2^{-24}	=	150,00		(150	-	70)	·	1,00	=	70,00

Параметри	Температура зовнішнього повітря							
	-23	-20	-15	-10	-5	0	5	8
Q	1	0,93	0,8	0,68	0,56	0,44	0,32	0,24
τ_1	150	140,34	124,24	108,15	92,05	75,95	59,85	50,20
τ_2	70	66,20	59,85	53,51	47,17	40,83	34,49	30,68

Співвідношення навантажень:

$$\frac{Q_{\text{зб}}^{\text{cp}}}{Q_{\text{он}}} = \frac{1759800}{7561861} = 0,23$$

$$\frac{Q_{\text{з.б.}}^{\text{max}}}{Q_{\text{он}}} = 1,2 \cdot \frac{Q_{\text{зб}}^{\text{cp}}}{Q_{\text{он}}} = 0,276$$

Сумарний перепад температур в обох ступенях:

$$\delta = \frac{Q_{\text{з.б.}}^{\text{max}}}{Q_{\text{он}}} \cdot (\tau_{1.0} - \tau_{2.0}) = 0,276 \cdot (150 - 70) = 22,08 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

У першому ступені:

$$\delta'_1 = \frac{Q_{\text{з.б.}}^{\text{max}}}{Q_{\text{он}}} \cdot \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x} \cdot (\tau_{1.0} - \tau_{2.0})$$

$$\text{Де } t_n^{\text{I}} = \tau_2^{\text{I}} - 10 = 39 - 10 = 29 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta'_1 = 0,276 \cdot \frac{29 - 5}{55 - 5} \cdot (150 - 70) = 10,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

У другому ступені:

$$\delta'_2 = \delta - \delta'_1 = 22,08 - 10,6 = 11,48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура мережевої води в подаючому трубопроводі:

$$\tau_{1n} = \tau'_1 + \delta'_2 = 70 + 11,48 = 81,48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура мережевої води в зворотному трубопроводі:

$$\tau'_{2n} = \tau''_2 - \delta'_1 = 39 - 10,6 = 28,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Обчислювання $\tau_{1п}$ і $\tau_{2п}$ при температурі зовнішнього повітря $-23 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Перепад температур мережевої води в першому ступені:

$$\delta = \delta'_1 \cdot \frac{\tau_2 \cdot t_x}{\tau_2^{\text{I}} - t_x}$$

+8δ1	=	10,6	·	30,68	-	5	=	8,01
				39	-	5		
+5δ1	=	10,6	·	34,49	-	5	=	9,19
				39	-	5		
0δ1	=	10,6	·	40,83	-	5	=	11,17
				39	-	5		
-5δ1	=	10,6	·	47,17	-	5	=	13,15
				39	-	5		
-10δ1	=	10,6	·	53,51	-	5	=	15,12
				39	-	5		
-15δ1	=	10,6	·	59,85	-	5	=	17,10
				39	-	5		
-20δ1	=	10,6	·	66,20	-	5	=	19,08
				39	-	5		
-23δ1	=	10,6	·	70,00	-	5	=	20,26
				39	-	5		

Перепад температур в другому ступені:

$$\delta_2 = \delta - \delta'_1$$

+8δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	8,01	=	14,07
+5δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	9,19	=	12,89
0δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	11,1 7	=	10,91
-5δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	13,1 5	=	8,93
-10δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	15,1 2	=	6,96
-15δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	17,1 0	=	4,98
-20δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	19,0 8	=	3,00
-23δ2	=	δ	-	δ ₁	=	22,0 8	-	20,2 6	=	1,82

Температура в подаючому трубопроводі:

$$\tau_{1n} = \tau_1 + \delta_2.$$

8τ1п	=	50,20	+	14,07	=	64,27
5τ1п	=	59,85	+	12,89	=	72,74
0τ1п	=	75,95	+	10,91	=	86,86
-5τ1п	=	92,05	+	8,93	=	100,9
-10τ1п	=	108,15	+	6,96	=	115,10
-15τ1п	=	124,24	+	4,98	=	129,22
-20τ1п	=	140,34	+	3,00	=	143,34
-23τ1п	=	150,00	+	1,82	=	151,82

Температура в зворотному трубопроводі:

$$\tau_{2n} = \tau_2 - \delta_1.$$

8τ2п		0,68		,01		2,68
5τ2п		4,49		,19		5,29
0τ2п		0,83		1,17		9,66
-5τ2п		7,17		3,15		4,02

$10\tau_{2п}^{-}$		3,51		5,12		8,39
$15\tau_{2п}^{-}$		9,85		7,10		2,75
$20\tau_{2п}^{-}$		6,20		9,08		7,12
$23\tau_{2п}^{-}$		0,00		0,26		9,74

Параметри	Температура зовнішнього повітря							
Q	-23	-20	-15	-10	-5	0	5	8
τ_1	151,82	143,34	129,22	115,10	100,98	86,86	72,74	64,27
τ_2	49,74	47,12	42,75	38,39	34,02	29,66	25,29	22,68

Лабораторна робота 8. Конструювання теплопроводів

План

- 8.1. Вибір способу прокладки теплопроводів.
- 8.2. Вибір конструктивних елементів теплової мережі.
- 8.3. Розрахунок навантажень на опори

8.1. Вибір способу прокладки теплопроводів.

У проекті виконані проектні робота з прокладання трубопроводів теплових мереж для теплопостачання мікрорайону міста з розрахунковою температурою зовнішнього повітря $t_n = -30^\circ \text{C}$.

Споживачами тепла є житлові будинки та будівлі школи. Теплопостачання мікрорайону здійснюється від існуючого центрального теплового пункту (ЦТП). Теплоносій подається споживачами від ЦТП по двох трубної мережі для потреб опалення та вентиляції. Система теплопостачання закрита, з якісним регулюванням тепловіддачі нагрівальних приладів. Місцеві системи опалення приєднані до теплових мереж по залежної схемою.

В якості теплоносія прийнята вода з наступними параметрами: температура води в подавальному трубопроводі $t_1 = +95^\circ \text{C}$, температура води в зворотному трубопроводі $t_2 = +70^\circ \text{C}$.

8.2. Вибір конструктивних елементів теплової мережі.

Прокладка теплових мереж прийнята підземна в непрохідних каналах. Прийнято канали марки КЛП 90×45 , КЛП 60×45 . Трубопроводи в каналі покладені на нерухомі опори, які сприймають усі трубопроводас теплоносієм та ізоляцією і передають його на опорні подушки. В якості рухомих опор прийняті ковзні опори типу Т13 серії 4.903-10.

Для сприйняття зусиль, що виникають у результаті температурних деформацій, на трубопроводах тепломережі встановлено нерухомі опори, які фіксують положення трубопроводу в певних точках. У якості нерухомих опор прийняті лобові опори типу Т14 серії 4.903-10.

В якості теплової ізоляції прийняті прошивні мати із скляного штапельного волокна ($\delta_n = 50\text{мм}$) з покривним шаром зі склопластику рулонного РСТ. Перед нанесенням теплової ізоляції виконана антикорозійний захист трубопроводу.

У місцях установки арматури і відгалужень до споживачів виконані теплофікаційні камери зі збірного залізобетону.

Компенсація температурних деформацій здійснюється за допомогою природних поворотів трас теплової мережі та пристроєм П-подібних компенсаторів. Для влаштування теплових мереж використовуються електрозварні труби зі сталі 20 групи В, ГОСТ 10704-90. У місцях відгалужень

до споживачів та на вводах у будинки на трубах встановлюються фланцеві засувки.

Для спуску води в нижчих точках теплових мереж встановлені сталеві вентилі з відведенням спускних вод в спеціальні колодязі з подальшим виведенням даних вод у каналізацію.

Розрахунок теплового навантаження для опалення будівель

Теплове навантаження на опалення житлових та громадських будівель визначаємо за формулою:

$$Q = q_0 \cdot V_n (t_v - t_n) \cdot \eta \cdot \eta_1$$

де η - поправка на розрахункову температуру зовнішнього повітря t_n ;

η_1 - поправка на втрати, $\eta_1 = 1,07$;

q_0 - опалювальна питома теплова характеристика;

V_n - об'єм будівлі по зовнішньому обміру;

t_n - розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення;

t_v - розрахункова температура внутрішнього повітря

За формулою визначаємо максимальний тепловий потік на опалення кожного житлового та громадського будівлі в кварталі:

$$Q_{\text{п'ятиповерхового будинку}} = 0,46 \times 20000 \times (18 - (-30)) \times 1 \times 1,07 = 472\,000 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{дев'ятиповерхового будинку}} = 0,46 \times 35000 \times (18 - (-30)) \times 1 \times 1,07 = 826\,000 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{дванадцятиповерхового будинку}} = 0,46 \times 43000 \times (18 - (-30)) \times 1 \times 1,07 = 1\,015\,000 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{д/с}} = 0,4 \times 23000 \times (20 - (-30)) \times 1 \times 1,07 = 492\,000 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{школа}} = 0,38 \times 25000 \times (16 - (-30)) \times 1 \times 1,07 = 467\,000 \text{ Вт}$$

Розрахункова витрата теплоносія

$$G_0 = Q / 1,16 \times (t_1 - t_2),$$

Де Q - теплове навантаження на опалення, Вт

t_1 - температура теплоносія в прямому трубопроводі, $t_1 = 95^\circ \text{C}$;

t_2 - температура теплоносія в зворотній магістралі, $t_2 = 70^\circ \text{C}$;

$$\text{уч. 1-2 } G_0 = 3272000 / 1,16 \times (95 - 70) = 70,52 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 2-3 } G_0 = 2446000 / 1,16 \times (95 - 70) = 52,72 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 3-4 } G_0 = 1974000 / 1,16 \times (95 - 70) = 42,54 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 4-5 } G_0 = 1482000 / 1,16 \times (95 - 70) = 31,94 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 5-6 } G_0 = 1015000 / 1,16 \times (95 - 70) = 21,88 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 2-2 } G_0 = 826\,000 / 1,16 \times (95 - 70) = 17,81 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 3-3 } G_0 = 472\,000 / 1,16 \times (95 - 70) = 10,17 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 4-4 } G_0 = 492\,000 / 1,16 \times (95 - 70) = 10,6 \text{ т / год}$$

$$\text{уч. 5-5 } G_0 = 467\,000 / 1,16 \times (95 - 70) = 10,06 \text{ т / год}$$

По витраті теплоносія з гідравлічних таблиць визначаємо діаметр трубопроводу ділянки, питома перепад тисків, швидкість руху теплоносія.

Приведена довжина ділянки визначається за формулою:

$$L_{\text{пр}} = L \times (1 + \alpha)$$

де $L_{\text{пр}}$ - приведена довжина ділянки, м;

L - довжина ділянки за планом, м;

α - коефіцієнт для визначення сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів. Приймається за СНіП 2.04.07-86 Теплові мережі; додаток 6.

Для діаметра труб <150 мм $\alpha = 0,3$

Для діаметра труб > 200 мм $\alpha = 0,4$

Втрати тиску на даній ділянці визначаємо за формулою:

$$\Delta P_i = R \times L_{\text{пр}}$$

де ΔP_i - втрати тиску на даній ділянці, Па;

R - питомі втрати тиску на даній ділянці, Па;

$L_{\text{пр}}$ - приведена довжина розглянутого ділянки, м.

8.3. Розрахунок навантажень на опори

Розрахунок навантажень на рухому опору

Рухливі опори сприймають вага трубопроводу з теплоносієм та ізоляцією і передають його на опорні подушки. Для того, щоб при тепловому подовженні труби вільно могли переміщатися, нерухомі опори встановлюють між нерухомими на деякій відстані нормованому, що залежить від діаметра трубопроводу.

Вертикальну нормативне навантаження на нерухомі опори труб визначаємо за формулою:

$$F_v = q \times a \times g,$$

де F_v - Вертикальне нормативне навантаження на опору труби, Н;

q - вага 1 пог.м. трубопроводу, що включає вага труби, теплоізоляції конструкції і води, кг. Застосовується за таблицею;

a - максимальний проліт між рухомими опорами, м. Приймається за таблицею;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с².

Горизонтальне навантаження нормативне навантаження на нерухомі опори труб від сил тертя визначаємо за формулою:

$$F_{\Gamma} = \mu \times q \times a \times g,$$

де F_{Γ} - Горизонтальна нормативне навантаження на опору труби, Н;

q - вага 1 пог.м. трубопроводу, що включає вага труби, теплоізоляції конструкції і води, кг. Застосовується за таблицею;

a - максимальний проліт між рухомими опорами, м. Приймається за таблицею;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с².

μ - коефіцієнт тертя в опорах при переміщенні опори в доль осі трубопроводу. Приймається за СНіП 2.04.07-86 "Теплові мережі, додаток 8, таблиця 1". В якості рухомих опор вибираємо ковзні опори.

Ділянка 1-2

Ø 133 × 3,5 прокладка підземна

$$q = 240,8 \text{ Н а} = 4,5 \text{ м}$$

$$F_v = 1083,9 \text{ Н}$$

$$F_{\Gamma} = 325,2 \text{ Н}$$

Ділянка 2-3

Ø 133 × 3,5 прокладка підземна

q = 240,8 Н а = 4,5 м

F_в = 1083,9 Н

F_г = 325,2 Н

Ділянка 2-2 '

Ø 89 × 3,5 прокладка підземна

q = 128,7 Н а = 3,5 м

F_в = 450,5 Н

F_г = 135,1 Н

Ділянка 3-3 '

Ø 89 × 3,5 прокладка підземна

q = 128,7 Н а = 3,5 м

F_в = 450,5 Н

F_г = 135,1 Н

Ділянка 5-6

Ø 133 × 3,5 прокладка підземна

q = 240,87 Н а = 4,5 м

F_в = 1083,9 Н

F_г = 325,2 Н

Розрахунок навантаження на нерухомі опори

Нерухомі опори фіксують положення трубопроводу в певних точках, ділять трубопроводи теплової мережі на незалежні щодо температурних змін ділянки і сприймають зусилля, що виникають в трубопроводах цих ділянок при різних схемах компенсації теплових напружень.

Оскільки дана опора є кінцевою, то горизонтальні осьові навантаження визначаємо за сумою сил, що діють на опору з одного боку:

$$F_{г.О} = R_k + \mu \times q \times L_2$$

де F_{г.О} - осьова горизонтальне навантаження на нерухому опору, Н;

R_к - сила пружної деформації П-образного компенсатора, кгс;

μ - коефіцієнт тертя в опорах при переміщенні опори в доль осі трубопроводу. Приймається за СНіП 2.04.07-86 "Теплові мережі, додаток 8, таблиця 1". В якості рухомих опор вибираємо ковзні опори; q - вага 1 пог.м. трубопроводу, що включає вага труби, теплоізоляції конструкції і води, кг.

L₂ - довжина між нерухомими опорами, м.

$$F_{г.О.} = 170 + 0,3 \times 24 \times 24 = 3428 \text{ Н.}$$

Вибираємо конструкцію опори. Ø 133 × 3,5.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Драганов Б.Х., Лазоренко В.О. та інші. Теплотехніка. -К.: Фірма „ІНКОС”, 2005 - 400с.
2. Драганов Б.Х. та інші.. Проектування систем теплопостачання сільського господарства.-К.: Техніка, 2003. - 160с.
3. Кравченко В.С. Водопостачання та каналізація. Підручник.- К.: кондор. 2009.- 288 с.
4. Дідур В.А., Савченко Д.Д., Журавель Д.П., Мовчан С.І. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі. Підручник .- 2008.- 577 с.
5. Довідник по сільськогосподарському водопостачанню. К.: Урожай, 1992
6. Драганов Б.Х., Буляндра О.Ф., Міщенко А.В. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві / За ред. Б.Х. Драганова. – Київ: Урожай, 1995. – 224 с.
7. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання. Навчальний посібник.- К.: Кондор, 2007.- 244с.
8. Прядко М.О., Павелко В.І., Василенко С.М. Теплові мережі: Навчальний посібник / За ред.. Прядка М.О. – К.: Алерта, 2005. -227с.
9. Дідур В.А., Стручаєв М.І. Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві- К.: Аграрна освіта, 2008.- 233 с.
10. ЗАКОН УКРАЇНИ Про питну воду та питне водопостачання м. Київ, 10 січня 2002 року N 2918-Ш.

Сіренко Віктор Федорович
Лисенко Віта Василівна

Тепловодопостачання в АПВ

Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт

Суми, РВВ, Сумський національний аграрний університет, вул. Г. Кондратьєва, 160

Підписано до друку: травень, 2025 р. Формат: А5 Гарнітура: Times New Roman.

Тираж: _____ примірників Замовлення _____ Ум. друк. арк. 3,5
