

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до проведення практичних занять та організації самостійної роботи
з навчальної дисципліни

«СПЕЦІАЛЬНИЙ КУРС З ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ»

*(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм
навчання зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія,
галузі знань 19 – Архітектура та будівництво,
освітня програма «Цивільна інженерія»)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2025

Методичні рекомендації до проведення практичних занять та організації самостійної роботи з навчальної дисципліни «Спеціальний курс з теплопостачання» (для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, галузі знань 19 – Архітектура та будівництво, освітня програма «Цивільна інженерія» / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова; уклад. : О. М. Тарадай, О. В. Гвоздецький, С. В. Дяченко. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025. – 203 с.

Укладачі: д-р техн. наук, проф. О. М. Тарадай,
канд. техн. наук, доц. О. В. Гвоздецький,
аспірант С. В. Дяченко

Рецензент

О. М. Міланко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

Рекомендовано кафедрою теплогазопостачання і вентиляції, протокол № 5 від 12.12.2024.

ЗМІСТ

1	ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ	6
1.1	Метод питомих теплових характеристик	6
1.2	Визначення теплового потоку на опалення методом укрупнених показників	9
1.3	Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання адміністративними, громадськими будівлями	12
1.4	Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання в літній період року	13
1.5	Визначення теплових навантажень системи гарячого водопостачання промислового підприємства.....	14
1.5.1	Побутові теплові навантаження санвузлів	15
1.5.2	Теплові навантаження душових	16
1.5.3	Теплові навантаження їдальні	17
1.6	Теплові потоки технологічних споживачів	21
1.7	Побудова графіка теплових навантажень.....	22
1.7.1	Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря.....	22
1.7.2	Графік тривалості теплового навантаження.....	23
1.8	Інтегральний графік річного споживання тепла	28
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 1.....	30
2	КОНСТРУЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ ПРОМИСЛОВОГО ПІДПРИЄМСТВА	35
3	ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЬ.....	38
3.1	Методика розрахунку теплових схем теплоелектроцентралей.....	38
3.2	Визначення витрати перегрітої пари для отримання насиченої в редуційно-охолоджувальній установці	40
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 3.....	42
4	ТЕПЛОВІ ПУНКТИ	44
4.1	Обладнання теплових пунктів	44
4.2	Підбір обладнання теплових пунктів.....	45
4.2.1	Підбір змішувального та циркуляційного насоса системи опалення ...	45
4.2.2	Підбір циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання.....	48
4.2.3	Підбір приладу обліку теплової енергії та контрольного водоміра.....	48
4.2.4	Підбір клапана регулятора теплового потоку	51
4.2.5	Підбір клапана регулятора перепаду тиску	53
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 4.....	55

5	МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ. ТЕМПЕРАТУРНИЙ ГРАФІК.....	57
5.1	Побудова суто опалювального графіка.....	57
5.2	Опалювально-побутовий температурний графік.....	59
5.3	Підвищений графік регулювання відпущення тепла	61
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 5.....	63
6	ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВОДЯНИХ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ.....	65
6.1	Визначення витрат теплоносія.....	66
6.2	Попередній етап гідравлічного розрахунку	70
6.3	Основний етап гідравлічного розрахунку	71
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 6.....	73
7	ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕРЕЖ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ	77
7.1	Визначення витрат гарячої води.....	77
7.2	Попередній гідравлічний розрахунок	78
7.3	Основний етап гідравлічного розрахунку	78
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 7.....	80
8	ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОПРОВОДІВ.....	82
8.1	Підготовчий етап.....	82
8.2	Основний розрахунок	83
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 8.....	90
9	ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОПРОВОДІВ	91
9.1	Підготовчий етап.....	91
9.2	Розрахунок напірних конденсатопроводів	93
9.3	Розрахунок самопливних конденсатопроводів	97
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ ТЕМА 9.....	103
	ЗАВДАННЯ ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ.....	104
10	ПОБУДОВА ГРАФІКА ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ.....	105
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 10.....	110
11	ПОБУДОВА П'ЄЗОМЕТРИЧНОГО ГРАФІКА.....	112
11.1	Попередній етап побудови п'єзометричного графіка	113
11.2	Побудова п'єзометричного графіка у статичному режимі	115
11.3	Побудова п'єзометричного графіка у динамічному режимі	116
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 11.....	125
12	ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	126
	ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 12.....	135
13	КОМПЕНСАТОРИ ТА ОПОРИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	137
13.1	Компенсаційні пристрої теплових мереж.....	137
13.2	Опори теплових мереж	139

13.3 Розрахунок зусиль на опори.....	140
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 13.....	144
14 ПРОКЛАДАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ. ВУЗЛИ ТЕПЛОФІКАЦІЙНІ	145
14.1 Види прокладання теплових мереж	145
14.2 Вузли теплофікаційні.....	148
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 14.....	150
15 МОНТАЖНА СХЕМА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	152
16 РОЗРОБКА ПОЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ.....	157
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ	161
ДОДАТОК А.....	165
ДОДАТОК Б.....	168
ДОДАТОК В	171
ДОДАТОК Г	172
ДОДАТОК Д	173
ДОДАТОК Е	174
ДОДАТОК Ж	176
ДОДАТОК И.....	181
ДОДАТОК К	185
ДОДАТОК Л	186
ДОДАТОК М	190
ДОДАТОК Н.....	191
ДОДАТОК П.....	193
ДОДАТОК Р.....	195
ДОДАТОК С	197
ДОДАТОК Т	199

1 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Мета заняття – вивчення методів визначення теплових навантажень різних споживачів та вибір найбільш відповідного метода залежно від сукупності обставин.

Теоретичні положення. Теплові навантаження або теплові потужності бувають: на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання та технологічні процеси промислових підприємств.

Теплові навантаження на опалення і вентиляцію залежать від температури зовнішнього повітря та їх називають сезонними. Теплові навантаження на гаряче водопостачання та на технологічні процеси промислових підприємств практично не залежать від температури зовнішнього повітря протягом року, тому їх називають цілорічними.

1.1 Метод питомих теплових характеристик

Для окремих будівель максимальна годинна теплова потужність (теплове навантаження) у разі відсутності відповідних проєктів визначається за укрупненими показниками – питомими опалювальними і вентиляційними характеристиками будинків, а також за будівельною (зовнішньою) кубатурою будинків та відповідно за різницею температур й зовнішнього повітря.

Теплове навантаження системи *опалення* будівлі $Q_{оп}$, Вт

$$Q_{оп} = q_{оп}V(t_i - t_o). \quad (1.1)$$

Теплове навантаження системи *вентиляції* будівлі Q_v , Вт

$$Q_v = q_vV(t_i - t_o), \quad (1.2)$$

де V – об'єм будівлі за зовнішнім обміром, m^3 ;

t_i, t_o – розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, $^{\circ}C$;

$q_{оп}$ – питома теплова характеристика будівлі для опалення, $Вт/(m^3 \cdot ^{\circ}C)$, що залежить від її розмірів, призначення будівлі та розрахункової температури зовнішнього повітря і може бути прийнята за даними таблиці А.1 (дод. А);

q_v – питома теплова характеристика будівлі для вентиляції, $Вт/(m^3 \cdot ^{\circ}C)$, яка аналогічно $q_{оп}$ може бути прийнята або за даними таблиці А.1 (дод. А);

t_i – температура внутрішнього повітря, $^{\circ}C$, приймається за таблицею А.1 (дод. А);

t_o – розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря, $^{\circ}C$, приймається за таблицею Б.1 (дод. Б);

c – теплоємність води, приймається $c = 4,187$ кДж/(кг · °С).

Теплові навантаження опалення Q_o^8 та вентиляції Q_v^8 за характерної температури $+8$ °С можна отримати за формулами (1.1)–(1.2), підставивши $+8$ °С замість t_o . Але зручніше для цього використовувати формули перерахунку

$$Q_o^8 = Q_o(t_i - 8)/(t_i - t_o), \quad (1.3)$$

$$Q_v^8 = Q_v(t_i - 8)/(t_i - t_o). \quad (1.4)$$

Для адміністративно-побутового корпусу (надалі – АПК) теплові навантаження розраховуються також за значеннями питомих теплових характеристик $q_{оп}$ та q_v , знайденими за формулами

$$q_{оп} = k_{ор}[K_{ст} + \phi_{зас}(K_{вік} - K_{ст})]P/S + [n_{стл}K_{стл} + \phi_{зст}(K_{вст} - n_{стл}K_{стл}) + n_{під}K_{під}]/h, \quad (1.5)$$

де $K_{ст}$, $K_{вік}$, $K_{стл}$, $K_{під}$, $K_{вст}$ – коефіцієнти теплопередачі відповідно стін, вікон, стелі, підлоги та застосування стелі;

$\phi_{зас}$ – доля площі вікон від площі стін, $\phi_{зас} = A_{вік}/A_{ст}$;

$\phi_{зст}$ – доля площі застосування стелі від її загальної площі, $\phi_{зст} = A_{вст}/A_{стл}$;

$n_{стл}$ і $n_{під}$ – поправочні коефіцієнти, що враховують ступінь захищеності відповідно стелі та підлоги від безпосереднього контакту з зовнішнім повітрям, таблиця В.2 (дод. В);

P , S , h – відповідно зовнішній периметр (м), площа (м²) та висота (м) будівлі;

$k_{ор}$ – коефіцієнт добавок до основних втрат тепла, $k_{ор} = 1,05 \div 1,1$.

Коефіцієнт теплопередачі i -го типу огорожувальної конструкції K_i є величиною, зворотною до опору теплопередачі R_i

$$K_i = 1/R_i. \quad (1.6)$$

Як мінімально допустимі опори теплопередачі R_i для кожного з типів огорожувальних конструкцій можна прийняти нормативні опори теплопередачі огорожень згідно з даними таблиці В.1 (дод. В), враховуючи належність міста забудови до певної температурної зони (І÷ІІ) за кількістю градусо-днів опалювального періоду таблиця Б.2 (дод. Б).

Значення поправочних коефіцієнтів $n_{стл}$ та $n_{під}$ приймаються за таблицею В.2 (дод. В) залежно від конструкції горища та підвалу. Коефіцієнт застосування $\phi_{зас}$ для будівель громадського призначення становить зазвичай в межах $0,25 \div 0,35$.

Питома тепла характеристика для вентиляції може бути знайдена з виразу

$$q_v = 0,278 c_p \rho_p k_v V_v / V, \quad (1.7)$$

де c_p – теплоємність повітря, кДж/(кг · °С); для сухого повітря $c_p = 1$;
 ρ_p – густина внутрішнього повітря, кг/м³, $\rho_p = 353/(273 + t_i)$;
 k_v – середня кратність повітрообміну вентиляованих приміщень, год⁻¹;
 V_v – об'єм вентиляованих приміщень будівлі, м³;
 V – зовнішній об'єм будівлі, м³.

Середня кратність повітрообміну може знаходитися за формулою

$$k_v = \Sigma k_{vi} V_i / V_v, \quad (1.8)$$

де k_{vi} – кратність повітрообміну i -го вентиляованого приміщення, год⁻¹;
 V_i – об'єм i -го приміщення, м³.

Значення кратності повітрообміну приміщень з припливними системами вентиляції k_{vi} можна прийняти за таблицею Г.1 (дод. Г), згідно з яким середня кратність повітрообміну k_v для АПК приймає значення в межах 1÷2.

Приклад 1.

Визначити максимальні та середні, за опалювальний період, теплові навантаження систем опалення, вентиляції адміністративної будівлі промислового підприємства (методом питомих теплових характеристик), якщо її об'єм складає 5 000 м³, об'єкт розташовано у місті Львів.

Порядок виконання:

- 1) відповідно до даних таблиці А.1 (дод. А) визначаємо питому теплову характеристику на опалення $q'_o = 0,38$ Вт/(м³ · °С), при об'ємі будівлі 5 000 м³;
- 2) визначаємо $q_{оп} = q'_o \cdot a = 0,38 \times 1,11 = 0,4218$ Вт/(м³ · °С),
де a – коефіцієнт, який приймається залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря t_o , відповідно до додатка А;
- 3) відповідно до даних таблиці А.1 (дод. А) визначаємо питому теплову характеристику на вентиляцію $q'_v = 0,14$ Вт/(м³ · °С), при об'ємі будівлі 5 000 м³;
- 4) визначаємо $q_v = q'_v \cdot a = 0,14 \times 1,11 = 0,1554$ Вт/(м³ · °С);
- 5) відповідно до даних таблиці А.1 (дод. А) визначаємо температуру внутрішнього повітря споживача, $t_i = 18$ °С;
- 6) відповідно до даних таблиці Б.1 (дод. Б) визначаємо розрахункову опалювальну температуру зовнішнього повітря, за параметрами Б, для міста Львів: $t_o = -19$ °С;
- 7) підставляємо отриманні значення у формулу (1.1) та отримуємо значення максимального теплового навантаження системи опалення

$$Q_{\text{оп}} = q_{\text{оп}} V(t_i - t_o) = 0,38 \times 1,11 \times (18 + 19) \times 5\,000 = 78\,033 \text{ Вт або } 0,078 \text{ МВт};$$

8) відставляємо отриманні значення у формулу (1.2) та отримуємо значення максимального теплового навантаження системи вентиляції

$$Q_v = q_v V(t_i - t_o) = 0,14 \times 1,11 \times (18 + 19) \times 5\,000 = 28\,749 \text{ Вт або } 0,029 \text{ МВт}.$$

9) відповідно до даних таблиці Б.1 (дод. Б) визначаємо середню опалювальну температуру зовнішнього повітря, для міста Львів: $t_o^{\text{ср}} = 0,4 \text{ } ^\circ\text{C}$;

10) підставляємо отриманні значення у формулу (1.3) та отримуємо значення середнього теплового навантаження системи опалення за опалювальний період

$$Q_o^8 = Q_o(t_i - 8)/(t_i - t_o) = 0,078 \times (18 - 0,4)/(18 + 19) = 0,037 \text{ Вт};$$

11) підставляємо отриманні значення у формулу (1.4) та отримуємо значення середнього теплового навантаження системи вентиляції за опалювальний період

$$Q_v^8 = Q_v(t_i - 8)/(t_i - t_o) = 0,029 \times (18 - 0,4)/(18 + 19) = 0,013\,8 \text{ Вт}.$$

Відповідь: максимальне теплове навантаження системи опалення складає 0,078 МВт, максимальне теплове навантаження системи вентиляції складає 0,029 МВт, середнє теплове навантаження системи опалення за опалювальний період складає 0,037 МВт, середнє теплове навантаження системи вентиляції за опалювальний період складає 0,013 8 МВт.

1.2 Визначення теплового потоку на опалення методом укрупнених показників

У випадку відсутності паспорта та проєкту теплові потоки визначають укрупнено за допомогою теплотехнічних показників будинків.

Одними з теплотехнічних показників будинків є укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м^2 загальної площі та питомі теплові характеристики будинків на опалення та вентиляцію. Маючи перший теплотехнічний показник, тепловий потік можна підрахувати через загальну площу будинку, а якщо маємо другий, то необхідно використовувати об'єм будинку за зовнішніми обмірами.

За відсутності проєктів систем опалення будинків рекомендовано [1] визначати максимальний тепловий потік $Q_{\text{омах}}$, Вт, на опалення житлового будинку за формулою:

$$Q_{\text{оmax}} = q_{\text{оF}} A, \quad (1.9)$$

де A – загальна площа житлового будинку, м^2 ;

$q_{\text{оF}}$ – укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення житлового будинку на 1 м^2 загальної площі, який можна визначити за формулою

$$q_{\text{оF}} = 1\,000 \cdot E_{\text{max}} \cdot (t_i - t_o) / [(t_i - t_p) \cdot T_p \cdot 24], \quad (1.10)$$

де E_{max} – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, $\text{кВт} \cdot \text{год}/\text{м}^2$, що встановлюється відповідно до таблиці Д.1 (дод. Д) залежно від призначення будинку, його поверховості та температурної зони відповідно до рисунка Б.1 (дод. Б);

t_i – температура внутрішнього повітря приміщень будинку, $^{\circ}\text{C}$, що залежить від призначення будинку, для житлових будівель $20 \div 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

t_o – розрахункова температура зовнішнього повітря для проєктування систем опалення, $^{\circ}\text{C}$, приймається відповідно до таблиці Б.1 (дод. Б, параметри Б);

t_p – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, $^{\circ}\text{C}$, приймається відповідно до таблиці Б.2 (дод. Б);

T_p – тривалість опалювального періоду, приймається відповідно до таблиці Б.2 (дод. Б).

Під загальною площею розуміють суму площ усіх житлових та допоміжних приміщень, враховуючи площу вбудованих шаф та коридорів.

Для житлових мікрорайонів, де також існують громадські будівлі, школи, дитячі садки, максимальне теплове навантаження визначають за формулою

$$Q_{\text{оmax}} = q_{\text{оF}} A \cdot (1 + K_1). \quad (1.11)$$

Для системи вентиляції

$$Q'_{\text{vmax}} = q_{\text{оF}} A K_1 K_2, \quad (1.12)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських споруд, за відсутності інших даних приймається 0,25;

K_2 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських споруд, за відсутності інших даних приймається 0,4 для громадських будівель, зведених до 1985 року та 0,6 – для будівель, зведених після 1985 р.

Середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель в опалювальний період дорівнює, відповідно до [1], Вт

$$Q'_{\text{hm}} = q_{\text{hm}} m. \quad (1.13)$$

Максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель в опалювальний період дорівнює, Вт

$$Q'_{h\max} = 2,4Q'_{hm}, \quad (1.14)$$

де q_{hm} – середня за опалювальний період норма витрати води за температури 55 °С на гаряче водопостачання на добу на одну людину, що проживає в будинку з гарячим водопостачанням, л, приймають залежно від рівня комфортності будинків, таблиця Е.3 (дод. Е);

m – кількість мешканців для житлових будівель або працівників для громадських будівель. Для житлових будинків визначається, як $A/21$.

Приклад 2.

Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання житлового мікрорайону площею 50 000 м², рік забудови – 2010-й, основна частка будинків має дев'ять поверхів. Житловий мікрорайон розташовано у місті Одеса.

Порядок виконання:

1) визначаємо кліматичний район та температурну зону для міста Одеса, рисунки Б.1 і Б.2 (дод. Б). Місто Одеса розташовано у II кліматичному районі та II температурній зоні;

2) визначаємо розрахункову опалювальну температуру зовнішнього повітря, за параметрами Б, для міста Одеса, відповідно до таблиці Б.1 (дод. Б). $t_o = -18$ °С;

3) визначаємо середню опалювальну температуру та тривалість опалювального періоду для міста Одеса, відповідно до таблиці Б.2 (дод. Б), $t_p = 2$ °С, $T_p = 158$ діб;

4) визначаємо максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, відповідно до таблиці Д.1 (дод. Д), $E_{\max} = 48$ кВт · год/м²;

5) визначаємо за формулою (1.10) укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення

$$q_{oF} = 1\,000 \cdot E_{\max} \cdot (t_i - t_o) / [(t_i - t_p) \cdot T_p \cdot 24] = 1\,000 \times 48 \times (20 + 18) / [(18 - 2) \times 158 \times 24] = 30 \text{ Вт/м}^2;$$

6) визначаємо за формулою (1.11) максимальний тепловий потік системи опалення

$$Q'_{\text{omax}} = q_o A(1 + K_1) = 30 \times 50\,000 \times (1 + 0,25) = 1\,875\,000 \text{ Вт або } 1,875 \text{ МВт};$$

7) визначаємо за формулою (1.12) максимальний тепловий потік системи вентиляції громадських будівель

$$Q'_{\text{vmax}} = q_{oF} A K_1 K_2 = 30 \times 50\,000 \times 0,25 \times 0,6 = 225\,000 \text{ Вт або } 0,225 \text{ МВт};$$

8) визначаємо кількість мешканців

$$m = A/21 = 50\,000/21 = 2\,381;$$

9) визначаємо, відповідно до [5 табл. К.1 дод.К] або таблиці Е.1 (дод. Е) розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води на одну людину, для другого кліматичного району, $Q_T^h = 115 \text{ л/доба}$;

10) за таблицею [1 табл. А.1 дод. А] або таблицею Е.3 (дод. Е) визначаємо питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину, $q_{hm} = 407 \text{ Вт}$;

11) за формулою (1.13) визначаємо середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання житлового мікрорайону

$$Q'_{hm} = q_{hm} m = 407 \times 2\,381 = 969\,067 \text{ Вт або } 0,97 \text{ МВт};$$

12) за формулою (1.14) визначаємо максимальнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання житлового мікрорайону

$$Q'_{hmax} = 2,4 Q'_{hm} = 2,4 \times 0,97 = 2,328 \text{ МВт}.$$

Відповідь: максимальнє теплове навантаження системи опалення житлового мікрорайону складає 1,875 МВт, системи вентиляції – 0,225 МВт, системи гарячого водопостачання – 2,328 МВт.

1.3 Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання адміністративними, громадськими будівлями

Середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання адміністративних та громадських будівель (зокрема шкіл, дитячих садків) можна визначити за формулою

$$Q_{hmid} = 1,2c Q_T^h m k_r (60 - t_c)/(3,6 \cdot T_{ex}), \quad (1.15)$$

де c – питома теплоємність води, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$, приймається для інтервалу від $+5\,^\circ\text{C}$ до $+60\,^\circ\text{C}$ $c = 4,193$;

Q_T^h – розрахункова (питома) середня за рік добова витрата води, л/добу на одиницю виміру (людину), визначається за таблицею Е.2 (дод. Е);

m – кількість одиниць виміру (людей);

k_T – підвищувальний коефіцієнт для III, IV кліматичних районів;

t_c – температура холодної води, яка приймається 5 °С;

T_{ex} – тривалість водорозбору T_{ex} , год/добу, визначається за таблицею [5 табл. А.1 дод. А] або Е.2 (дод. Е);

3,6, 24 – розмірні коефіцієнти.

Для визначення максимального навантаження на гаряче водопостачання громадської будівлі доцільно використати формулу

$$Q_{hmax} = 2,4 \cdot Q_{hmid}. \quad (1.16)$$

Приклад 3.

Визначити максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання адміністративної будівлі, яка розташована у м. Одеса. Кількість працівників – 150 людей.

Порядок виконання:

1) за рисунком Б.2 (дод. Б) визначаємо кліматичний район для міста Одеса. Це II кліматичний район;

2) за таблицею [5 табл. А.2 дод. А] або Е.2 (дод. Е) визначаємо розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води на одного працівника, $Q_T^h = 6$ л/доба та тривалість водорозбору $T_{ex} = 8$ годин;

3) за формулою (1.15) визначаємо середнє теплове навантаження, Вт

$$Q_{hmid} = 1,2 \cdot Q_T^h \cdot m \cdot k_T \cdot (60 - t_c) / (3,6 \cdot T_{ex}) = 1,2 \times 4,187 \times 6 \times 150 \times 1 \times (60-5) / (3,6 \times 8) = 8\,636 \text{ Вт або } 0,0086 \text{ МВт};$$

4) за формулою (1.16) визначаємо максимальне теплове навантаження, Вт

$$Q_{hmax} = Q_h \cdot 2,4 = 20\,726,4 \text{ Вт або } 0,021 \text{ МВт}.$$

Відповідь: максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання адміністративної будівлі у зимовий період року складає 0,021 МВт.

1.4 Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання в літній період року

Розрахункове середнє навантаження системи гарячого водопостачання в літній період знаходять за формулою перерахунку

$$Q_{h\text{mids}} = Q_{h\text{mid}}\beta(60 - t_{cs})/(60 - t_c), \quad (1.17)$$

де β – коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального періоду; за відсутності даних приймається для житлово-комунального сектора 0,8 (для курортних та південних міст $\beta = 1,5$), для підприємств $\beta = 1,0$ [1 дод. К];

t_{cs} і t_c – розрахункові температури холодної водопровідної води відповідно в неопалювальний та опалювальний періоди, °С; за відсутності даних приймають $t_{cs} = +15$ °С, $t_c = +5$ °С.

Максимальне навантаження системи гарячого водопостачання в літній період року знаходять за формулою

$$Q_{h\text{maxs}} = 2,4 \cdot Q_{h\text{mids}}. \quad (1.18)$$

Приклад 4.

Визначити максимальне літнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання адміністративної будівлі, яка розташована у місті Одеса. Кількість працівників – 150 людей. Значення максимальних та середніх теплових навантажень системи гарячого водопостачання прийняти з розв’язку прикладу 3.

Порядок виконання:

1) за формулою (1.17) визначаємо середнє навантаження системи гарячого водопостачання в літній період

$$Q_{h\text{mids}} = Q_{h\text{mid}} \cdot \beta \cdot (60 - t_{cs})/(60 - t_c) = 0,0086 \times 1 \times (60 - 15)/(60 - 5) = 0,007 \text{ МВт},$$

$\beta = 1$, оскільки це адміністративна будівля;

2) за формулою (1.18) визначаємо максимальне навантаження системи гарячого водопостачання в літній період

$$Q_{h\text{maxs}} = 2,4 \cdot Q_{h\text{mids}} = 2,4 \times 0,007 = 0,017 \text{ МВт}.$$

Відповідь: максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання адміністративної будівлі у літній період року складає 0,021 МВт.

1.5 Визначення теплових навантажень системи гарячого водопостачання промислового підприємства

У промисловому підприємстві може бути три види споживання гарячої води:

- 1) побутове споживання в санітарних вузлах протягом робочої зміни;

- 2) споживання в душових після робочої зміни;
- 3) споживання в їдальнях та буфетах переважно під час перерви.

У процесі обчислення теплових потоків на гаряче водопостачання необхідно розрізняти максимальні Q_{hmax} та середні (середньодобові, середньотижневі) Q_{hm} теплові навантаження. Максимальні навантаження використовують для обчислення діаметрів трубопроводів та поверхні теплообміну підігрівачів гарячої води (у разі відсутності акумуляторів гарячої води). Середньодобові (середньотижневі) навантаження необхідні для підрахунку кількості тепла, витраченого за певний період, та побудови річного графіка тривалості теплових навантажень.

1.5.1 Побутові теплові навантаження санвузлів

Середньогодинне теплове навантаження Q_{hm} , Вт, санвузлів промислової будівлі за робочу зміну може бути обчислене за формулою

$$Q'_{\text{hm}} = \chi_{\text{б}} m q_{\text{hгу}}^{\text{h}} c \rho N_{\text{зм}} (t_{\text{h}} - t_{\text{c}}) / (3\,600 \times 24), \quad (1.19)$$

де $\chi_{\text{б}}$ – балансовий коефіцієнт, для житлових кварталів приймається 1,2; для виробництв з безперервним циклом (тризмінний режим роботи) $\chi_{\text{б}} = 1,0$; для виробництв з двома вихідними на тиждень (одномісний режим роботи) $\chi_{\text{б}} = 0,8$;

m – кількість працівників, чол/зм;

$N_{\text{зм}}$ – кількість робочих змін на добу, зм/добу, приймається від 1 до 3 залежно від призначення цеху та прийнятої кількості робочих змін за тиждень $N_{\text{змт}}$ з урахуванням таблиці А.1 (дод. А);

$q_{\text{hгу}}^{\text{h}}$ – норма витрати гарячої води 1 працівником у зміну, л/(чол · зм);

c – теплоємність води, $c = 4187$ Дж/(кг · °С);

ρ – густина води за температури t_{h} , $\rho = 0,985\,4$ кг/л;

t_{h} , t_{c} – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної води в зимовий період, °С.

У формулі (1.19) кількість працівників m приймається для кожного корпусу. Норма витрати гарячої води 1 працівником у зміну приймається залежно від рівня тепловиділень технологічних процесів у цеху, де він працює. Для звичайних цехів з тепловиділеннями до 84 кДж/(м³ · год) норма витрат води $q_{\text{hгу}}^{\text{h}} = 4,4$ л/(чол · зм), для гарячих цехів з тепловиділеннями вище 84 кДж/(м³ · год) $q_{\text{hгу}}^{\text{h}} = 8,4$ л/(чол · зм). Для спрощення вважається, що гарячим типом цехів є будівлі № 1–5, 9, 12 та 13 (див. табл. А.1, дод. А).

Температура гарячої води в санвузлах за умовчанням приймається $t_{\text{h}} = 55$ °С, температура холодної води взимку $t_{\text{c}} = 5$ °С.

Після підстановки чисельних значень у вираз (1.19) отримаємо (МВт)

$$Q'_{\text{hm}} = 2,865 \times 10^{-6} m q_{\text{hr,u}}^{\text{h}} N_{\text{зм}}. \quad (1.20)$$

Максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання (ГВ) санвузлів підраховуємо за формулою

$$Q'_{\text{hmax}} = 2,4 Q'_{\text{hm}}. \quad (1.21)$$

1.5.2 Теплові навантаження душових

Для душових промислових підприємств середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання обчислюється з урахуванням кількості встановлених душових сіток $N_{\text{сит}}$. У випадку $N_{\text{сит}} > 10$ необхідно встановлювати акумулятори гарячої води¹, у цьому разі максимальне теплове навантаження для розрахунку водонагрівачів Q_{hmax} (Вт) визначається за формулою

$$Q_{\text{hmax}} = m \cdot q_{\text{hr,u}}^{\text{h}} \cdot c \rho (t_{\text{h}} - t_{\text{c}}) / (3\,600 m_{\text{сит}} \cdot T_3), \quad (1.22)$$

де m – кількість працівників, чол/зм;

$m_{\text{сит}}$ – кількість людей на душову сітку, чол/(сит · зм);

T_3 – тривалість завантаження акумулятора гарячої води в зміну, год/зм;

$q_{\text{hr,u}}^{\text{h}}$ – норма витрати гарячої води душовою сіткою, для душових у побутових приміщеннях промислових підприємств $q_{\text{hr,u}}^{\text{h}} = 270$ л/(сит · зм);

c – теплоємність води, $c = 4\,187$ Дж/(кг · °С);

ρ – густина води, $\rho = 0,985\,4$ кг/л;

t_{h} та t_{c} – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної води в зимовий період, °С.

Після підстановки чисельних значень отримуємо (МВт)

$$Q_{\text{hmax}} = 1,547\,2 \times 10^{-2} \cdot N_{\text{сит}} / T_3. \quad (1.23)$$

Кількість душових сіток $N_{\text{сит}}$ знаходиться з відношення

$$N_{\text{сит}} = m / m_{\text{сит}}. \quad (1.24)$$

Температура гарячої води для душових за умовчанням приймається $t_{\text{h}} = 55$ °С, температура холодної води взимку $t_{\text{c}} = 5$ °С. Тривалість завантаження акумулятора T_3 приймається за таблицею 1.1 залежно від кількості душових сіток.

¹Згідно з [1] у випадку покриття навантаження на ГВ з водяних теплових мереж акумулятори встановлюються за умов $\chi_{\text{м}} = Q_{\text{hm}} / Q_{\text{omax}} \geq 0,2$, де Q_{hm} – середнє навантаження на ГВ, а Q_{omax} – максимальне навантаження на опалення.

Таблиця 1.1 –Тривалість завантаження акумулятора залежно від кількості душових сіток

Кількість душових сіток $N_{\text{сiт}}$	до 10	від 10 до 20	від 21 до 30	Більше 30
Тривалість завантаження акумулятора T_3	$(1)^2$	2	3	4

Середньогодинне теплове навантаження Q_{hm} , Вт, дорівнює

$$Q_{\text{hm}} = Q_{\text{hmax}}/2,4. \quad (1.25)$$

Середньотижневе теплове навантаження душових у разі використання акумуляторів гарячої води дорівнює (МВт)

$$Q_{\text{hmw}} = k_3 Q_{\text{hmax}} N_{\text{зMT}} T_3 / 168, \quad (1.26)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, що приймається в межах 1,2...1,5;

$N_{\text{зMT}}$ – кількість робочих змін за тиждень.

1.5.3 Теплові навантаження їдальні

Для їдалень максимальне теплове навантаження Q_{hmax} , Вт, обчислюється за формулою

$$Q_{\text{hmax}} = c \cdot \rho \cdot m_{\text{стр}} \cdot a \cdot (t_h - t_c) / 3\,600, \quad (1.27)$$

де c – теплоємність води, $c = 4\,187$ Дж/(кг · °С);

ρ – густина води, в інтервалі температур $5 \div 55$ °С $\rho = 0,994\,2$ кг/л;

a – норма водоспоживання, для їдалень $a = 4$ л/страву;

$m_{\text{стр}}$ – кількість споживаних страв, страв/год;

t_h – температура гарячої води, що подається в їдальню³, °С;

t_c – температура холодної водопровідної води в зимовий період, $t_c = 5$ °С;

3 600 – кількість секунд за годину.

Після підстановки чисельних значень отримуємо (МВт)

$$Q_{\text{hmax}} = 2,313 \times 10^{-4} m_{\text{стр}}. \quad (1.28)$$

Кількість споживаних страв $m_{\text{стр}}$ знаходиться за формулою

$$m_{\text{стр}} = 2,2 N_{\text{п}} \cdot p, \quad (1.29)$$

де $N_{\text{п}}$ – кількість посадочних місць;

²За кількості сіток менше 10 акумулятор не встановлюється, але для обчислення Q_{hmax} можна користуватись формулою (1.22) з умовним значенням $T_3 = 1$ год.

³Найбільш ефективне миття посуду забезпечує вода з температурою $75 \div 80$ °С, але якщо їдальня отримує гарячу воду централізовано з тієї ж мережі, що й інші споживачі, то температура гарячої води приймається 55 °С.

p – кількість посадок, год⁻¹; для ресторанів $p = 1,5$; для кафе та їдалень відкритого типу $p = 2$; для їдалень студентських та на виробництві $p = 3$.

Кількість посадочних місць N_{Π} можна знайти з виразу

$$N_{\Pi} = k_{\kappa} \cdot m / (p \cdot T_{\Pi}), \quad (1.30)$$

де k_{κ} – коефіцієнт користування працівниками їдальнями підприємства, $k_{\kappa} = 0,5 \div 0,8$;

m – кількість працівників у зміну, чол/зміна;

T_{Π} – загальна тривалість перерви (чи наскрізних перерв) для працівників усіх цехів підприємства, що обслуговуються їдальнею, год, приймається $T_{\Pi} = 1 \dots 3$.⁴

Величину тривалості перерви перевіряємо на відповідність мінімальному значенню

$$T_{\Pi \min} = S_{\text{пл}} k_{\text{оз}} \cdot H / (\Sigma m f_{\text{оз}} p h), \quad (1.31)$$

де $S_{\text{пл}}$ – площа будівлі їдальні в плані, м²;

$k_{\text{оз}}$ – частка площі обідньої зали від загальної площі їдальні, приймається $0,4 \div 0,6$;

H – висота корпусу їдальні, м;

Σm – кількість працівників усіх цехів та корпусів підприємства в зміну, чол;

$f_{\text{оз}}$ – норма площі обідньої зали на одного споживача, приймаємо від 2,3 м² до 2,15 м² на людину для кількості місць в обідніх залах їдальні від 50 до 800;

h – висота поверху корпусу їдальні, м; за відсутності даних приймаємо від 3,5 до 4,5 м.

Якщо прийнята тривалість T_{Π} перерви, менша за мінімальну $T_{\Pi \min}$, необхідно збільшити значення T_{Π} . Якщо розраховане значення $T_{\Pi \min}$ більше 3 годин, необхідно передбачити на підприємстві додатковий заклад харчування: вбудовану в один з великих цехів їдальню або буфет із роздачею гарячої їжі та миттям посуду. У цьому разі варто передати на цей заклад частину навантаження з миття посуду, а саме навантаження працівників самого цього цеху та, можливо, сусідніх корпусів, після чого знову перевірити відповідність T_{Π} величині $T_{\Pi \min}$.

Середньогодинне теплове навантаження Q_{hm} , Вт, дорівнює

$$Q_{\text{hm}} = Q_{\text{hmax}} / 2,4. \quad (1.32)$$

Середньотижневе навантаження їдальні залежить від кількості робочих змін їдальні за тиждень. Якщо на підприємстві різні цехи та підрозділи працюють у різних режимах із різною кількістю робочих змін на добу, то здебільшого режим роботи їдальні узгоджують з режимами роботи основних

⁴ Для зменшення розрахункової місткості їдальні та видатності кухонного блоку доцільно на середніх та великих підприємствах змішувати початок перерви працівників різних цехів (підрозділів), що обслуговуються однією їдальнею.

цехів, які вони мають обслуговувати. У цьому разі, основними цехами вважають найбільш потужні цехи, у яких працює переважна більшість робітників.

Таким чином, середньотижневе навантаження гарячого водопостачання їдальні Q_{hmw} можна знаходити з виразу (Вт)

$$Q_{\text{hmw}} = k_{\text{д}} Q_{\text{hmax}} N_{\text{змт}} T_{\text{п}} / 168, \quad (1.33)$$

де $k_{\text{д}}$ – коефіцієнт додаткового навантаження поза перервами, $k_{\text{д}} = 1,2 \div 1,8$.

Приклад 5.

Визначити максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання двох цехів промислового підприємства. Кількість працівників у чавуноливарному цеху – 150 людей. Кількість працівників у ремонтному цеху – 100 людей. Кількість змін – 1. Коефіцієнт користування працівниками їдальнями підприємства – 0,8. Тривалість перерви – 1 година.

Порядок виконання:

1. Знаходимо теплові навантаження санвузлів.

1.1. За формулою (1.20) знаходимо середнє теплове навантаження, МВт

$$Q'_{\text{hm}} = 2,865 \times 10^{-6} m_{\text{гг,л}}^{\text{h}} N_{\text{зм}} = 2,865 \times 10^{-6} \times (100 \times 4,4 \times 1 + 150 \times 8,4 \times 1) = 0,0049 \text{ МВт.}$$

1.2. За формулою (1.21) знаходимо максимальне теплове навантаження, МВт

$$Q_{\text{hmax}} = 2,4 Q'_{\text{hm}} = 0,0049 \times 2,4 = 0,012 \text{ МВт.}$$

2. Знаходимо теплові навантаження душових.

2.1. Чавуноливарний цех.

2.1.1. Визначаємо за таблицею А.1 (дод. А) кількість людей на душову сітку, $m_{\text{сит}} = 3 \text{ чол./ (сит.} \cdot \text{зм)}$.

2.1.2. Визначаємо за формулою (1.24) кількість душових сіток у чавуноливарному цеху

$$N_{\text{сит}} = m / m_{\text{сит}} = 150 / 3 = 50 \text{ шт.}$$

2.1.3. За таблицею 1.1 визначаємо тривалість завантаження акумулятора, яка складає: $T_3 = 4$.

2.1.4. За формулою (1.23) визначаємо максимальне теплове навантаження душових чавуноливарного цеху

$$Q_{\text{hmax}} = 1,5472 \times 10^{-2} \cdot N_{\text{сит}} / T_3 = 1,5472 \times 10^{-2} \times 50 / 4 = 0,1934 \text{ МВт.}$$

2.1.5. За формулою (1.25) визначаємо середнє теплове навантаження душових чавуноливарного цеху

$$Q_{hm} = Q_{hmax}/2,4 = 0,193\ 4/2,4 = 0,081\ \text{МВт.}$$

2.2. Ремонтний цех.

2.2.1. Визначаємо за таблицею А.1 (дод. А) кількість людей на душову сітку, $m_{cit} = 5\ \text{чол./}(cit. \cdot \text{зм})$.

2.2.2. Визначаємо за формулою (1.24) кількість душових сіток у чавуноливарному цеху

$$N_{cit} = m/m_{cit} = 100/5 = 20\ \text{шт.}$$

2.2.3. За таблицею 1.1 визначаємо тривалість завантаження акумулятора, яка складає: $T_3 = 2$.

2.2.4. За формулою (1.23) визначаємо максимальне теплове навантаження душових чавуноливарного цеху

$$Q_{hmax} = 1,547\ 2 \times 10^{-2} \cdot N_{cit}/T_3 = 1,547\ 2 \times 10^{-2} \times 20/2 = 0,155\ \text{МВт.}$$

2.2.5. За формулою (1.25) визначаємо середнє теплове навантаження душових чавуноливарного цеху

$$Q_{hm} = Q_{hmax}/2,4 = 0,155/2,4 = 0,065\ \text{МВт.}$$

2.3. Визначаємо сумарне максимальне теплове навантаження душових сіток промислового підприємства

$$\Sigma Q_{hmax} = 0,193\ 4 + 0,155 = 0,348\ 4\ \text{МВт.}$$

3. Знаходимо теплові навантаження їдальні.

3.1. За формулою (1.30) знаходимо кількість посадочних місць

$$N_{п} = k_k \cdot m/(p \cdot T_{п}) = 0,8 \cdot (100 + 150)/(3 \times 1) = 67.$$

3.2. За формулою (1.29) знаходимо кількість умовних страв

$$m_{стр} = 2,2N_{п} \cdot p = 2,2 \times 67 \times 3 = 442.$$

3.3. За формулою (1.28) знаходимо максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання їдальні, МВт

$$Q_{hmax} = 2,313 \times 10^{-4} m_{стр} = 2,313 \times 10^{-4} \times 442 = 0,102\ \text{МВт.}$$

3.4. За формулою (1.32) знаходимо середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання їдальні, МВт

$$Q_{hm} = Q_{hmax}/2,4 = 0,102/2,4 = 0,0425 \text{ МВт.}$$

4. Знаходимо сумарне максимальне теплове навантаження підприємства

$$\Sigma Q_{hmax} = 0,012 + 0,3484 + 0,102 = 0,4624 \text{ МВт.}$$

Відповідь: максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання промислового підприємства складає 0,4624 МВт.

1.6 Теплові потоки технологічних споживачів

Середні теплові навантаження Q_{π} (МВт) технологічних споживачів, що використовують пару, протягом тижня підраховуються за такою формулою

$$Q_{\pi} = Q_{ст} = 0,278 \times 10^{-3} \times G_{\pi i} \cdot (i'' - i') k_{нер}, \quad (1.34)$$

де $G_{\pi i}$ – витрати пари i -м споживачем, т/год;

i'' – ентальпія пари, кДж/кг;

i' – ентальпія води (конденсату), кДж/кг;

$k_{нер}$ – коефіцієнт нерівномірності споживання пари протягом тижня,
 $k_{нер} = 0,1 \div 1,0$.

Теплофізичні властивості насиченої пари та води можна приймати з таблиці Ж.1 (дод. Ж). Оскільки значення тиску в таблиці переважно не збігаються зі значеннями тиску в споживачів, фактичні параметри пари та конденсату в корпусах підприємства необхідно визначати за допомогою інтерполяції. Температуру конденсату приймаємо 100 °С.

Приклад 6.

Визначити середнє теплове навантаження технологічних споживачів. Кількість працівників у чавуноливарному цеху – 150 людей. Витрата пари складає 2,1 т/год, тиск пари 0,65 МПа, коефіцієнт нерівномірності споживання пари протягом тижня складає 0,3.

Порядок виконання:

1) за таблицею Ж.1 (дод. Ж) визначаємо ентальпію пари при тиску 0,65 МПа, $i'' = 2760$ кДж/кг.

Для визначення ентальпії пари при тиску 0,65 МПа необхідно виконати інтерполяцію

$$i'' = (2768,9 - 2758) (0,65 - 0,618) / (0,792 - 0,618) + 2758 = 2760 \text{ кДж/кг;}$$

2) за таблицею Ж.1 (дод. Ж) визначаємо ентальпію конденсату за температури 100 °С, $i' = 419,1$ кДж/кг;

3) за формулою (1.34) визначаємо середнє теплове навантаження технологічних споживачів, МВт

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{ст}} = 0,278 \times 10^{-3} \cdot G_{\text{п}} \cdot (i'' - i') k_{\text{нер}} = \\ = 0,278 \times 10^{-3} \times 2,1 \times (2\,760 - 419,1) \times 0,3 = 0,41 \text{ МВт.}$$

Відповідь: середнє теплове навантаження технологічних споживачів промислового підприємства складає 0,41 МВт.

1.7 Побудова графіка теплових навантажень

1.7.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря

Графік відображає залежність теплових навантажень від температури зовнішнього повітря t_z . Графік будується за значеннями сумарних теплових навантажень. У процесі побудови графіка варто мати на увазі, що навантаження систем опалення та вентиляції лінійно залежать від температури зовнішнього повітря (див. формули (1.3) та (1.4), а навантаження систем гарячого водопостачання та технологічних споживачів вважаються незалежними від температури зовнішнього повітря.

Тому для побудови графіка достатньо мати значення теплових навантажень за температури повітря t_0 , +8 °С та t_i , пам'ятаючи, що за температур більших +8 °С навантаження опалення та вентиляції відсутні. На графіку відображаються окремо лінії навантажень кожної з інженерних систем, що споживає тепло⁵ (опалення Q_o , вентиляції Q_v , гарячого водопостачання Q_{hm} та технологічних споживачів $Q_{\text{т}}$), а також лінія сумарних теплових навантажень усіх інженерних систем Q_{Σ} .

Звичайний графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря t_z будується в інтервалі температур повітря $t_i \geq t_z \geq t_0$ ⁶, але

⁵ У разі побудови графіка залежності теплового навантаження від температури зовнішнього повітря враховують значення середнього або середньобалансового теплового навантаження системи гарячого водопостачання Q_{hm} .

⁶ Обмеження мінімального значення температури зовнішнього повітря розрахунковою опалювальною температурою t_0 пояснюється економічними міркуваннями, з якими не вигідно проєктувати системи теплопостачання на максимально можливі теплові потужності за мінімальних температур, що спостерігались у певному населеному пункті, оскільки ймовірність цих мінімальних температур та тривалість їхнього спостереження дуже низькі. Завдяки їхній обмеженій тривалості (усього декілька годин) та теплоаккумуляційній спроможності огорожувальних конструкцій будівель температура внутрішнього повітря в будівлях не повинна знижуватися суттєво нижче санітарних норм навіть за теплової потужності системи теплопостачання, нижчій за відповідну до цих мінімальних температур. Але, якщо після підвищення температури зовнішнього повітря вище розрахункової опалювальної температури ($t_z > t_0$) система теплопостачання буде подавати тепло за значенням t_z згідно з графіком залежності теплових навантажень від температур зовнішнього

оскільки цей графік використовується для побудови графіка тривалості теплових навантажень, тобто він є частиною суміщеного графіка, мінімальна температура, що відображається на цьому графіку, має відповідати інтервалу мінімальних температур, що спостерігались у населеному пункті, для якого він будується.

Значення навантажень Q_o^8 , Q_v^8 , Q_{hwm}^s можуть бути отримані з навантажень Q_o , Q_v , Q_{hwm} за допомогою формул перерахунку (1.3), (1.4), (1.17).

Приклад побудови графіка показаний на рисунку 1.1, а.

З графіка видно, що в інтервалі температур зовнішнього повітря $t_3 \leq +8^\circ\text{C}$ (опалювальний період) $Q_\Sigma = Q_o + Q_v + Q_{hwm} + Q_{ct}$, зокрема при $t_3 = +8^\circ\text{C}$ $Q_\Sigma^8 = Q_o^8 + Q_v^8 + Q_{hwm} + Q_{ct}$. У літній період $Q_\Sigma^s = Q_{hwm}^s + Q_{ct}$.

1.7.2 Графік тривалості теплового навантаження

Для побудови графіка інтервальну тривалість спостереження температур, вибрану з таблиці Б.2 (дод. Б) для населеного пункту, де розташовано підприємство, перераховують на інтегральну тривалість спостереження температур за принципом: якщо t_a та t_b відповідно нижня та верхня межа інтервалу температур ($t_a < t_b$), то сумарна кількість годин спостереження зовнішніх температур $t_3 \leq t_b$ буде дорівнювати кількості годин спостереження температур в інтервалі від t_a до t_b плюс тривалість спостереження зовнішніх температур $t_3 < t_a$ за аналогією з таблицею 1.3. Значення інтегральної (сумарної) кількості годин за умов $t_3 < +8^\circ\text{C}$ у нижньому рядку має збігатися з сумарною кількістю годин у останньому стовпчику інтервальної тривалості («Всього годин») для розрахованого міста (у прикладі ця кількість дорівнює 4 900 годин).

Приклад побудови графіка показаний на рисунку 1.1, б.

Масштаб горизонтальної осі графіка має бути достатнім для відображення сумарної тривалості роботи системи теплопостачання протягом року. Приймаючи нормативну тривалість профілактичних та планово-попереджувальних ремонтів 360 годин (15 діб) на рік, сумарна річна тривалість роботи системи теплопостачання становитиме $T_{річ} = 8\,760 - 360 = 8\,400$ годин, де 8 760 – тривалість звичайного року в годинах ($365 \text{ діб} \times 24 \text{ години на добу}$).

Для побудови графіка тривалості теплових навантажень використовують графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря.

повітря, то підвищення температур внутрішнього повітря в опалюваних будівлях до нормативного рівня буде відбуватися надто повільно. Для швидкого відновлення нормативного рівня внутрішніх температур необхідно деякий час залишати теплову потужність системи теплопостачання на рівні максимальної розрахункової навіть коли вже $t_3 > t_o$, що буде призводити до перевитрат тепла порівняно із суміщеним графіком, обмеженим мінімальною температурою t_o . Тому в разі побудови графіка залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря в складі суміщеного графіка більш коректно добудовувати навантаження за температур $t_o > t_3 \geq t_b$, як показано на рисунку 1.1, а.

Від верхніх меж інтервалів температур $t_6 = +8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, ... (див. табл. 1.3, третій рядок) піднімають перпендикуляри до перетинання з лінією сумарних теплових навантажень Q_{Σ} й від точок перетинання проводять горизонталі в зоні графіка тривалості до їхнього перетинання з вертикалями, побудованими від точок на горизонтальній осі, що відповідають кількості годин спостереження температур зовнішнього повітря $T_{\leq 6}$, менших за верхні межі інтервалів t_6 .

На рисунку 1.1 стрілками показано побудову точки графіка $t_6 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\leq 6} = 2\,700$ годин.

Отримані у такий спосіб точки з'єднують прямими лініями, у результаті чого й виходить графік тривалості теплових навантажень протягом року. У точці, що відповідає тривалості опалювального періоду $T_{\text{оп}}$ (4 900 годин у прикладі), відбувається стрибкоподібна зміна сумарного теплового навантаження Q_{Σ} , так само, як на графіку залежності навантажень від температури зовнішнього повітря за температури $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає початку та закінченню опалювального періоду. У неопалювальний (літній) період тривалістю $T_{\text{річ}} - T_{\text{оп}}$ сумарне теплове навантаження $Q_{\Sigma} = Q_{\Sigma}^s = Q_{\text{hmw}}^s + Q_{\text{ст}}$.

Площа фігури, обмеженої двома осями та лінією самого графіка тривалості теплових навантажень відображає річну витрату тепла системою теплопостачання. Користуючись графіком, можна також підрахувати витрати тепла окремо в літній та зимовий періоди.

Приклад 7.

Вихідні дані:

- розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення t_0 : $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- розрахункова температура холодної води в зимовий період t_c : $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- розрахункова температура холодної води в літній період t_c^s : $15\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- розрахункова температура внутрішнього повітря t_i : $14\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- розрахункові витрати тепла на опалення Q_0 за t_0 : $2,09\text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на вентиляцію Q_v за t_0 : $2,76\text{ МВт}$;
- розрахункові максимальні витрати тепла на гаряче водопостачання (ГВ)
 Q_{hmw} : $0,312\text{ МВт}$;
- розрахункові середні витрати тепла на технологічні потреби
 $Q_{\text{т}}$: $1,64\text{ МВт}$.

Порядок виконання:

1) визначаємо, за формулою (1.32), середні витрати тепла системи гарячого водопостачання у зимовий період року

$$Q_{\text{hm}} = Q_{\text{hmax}}/2,4 = 0,312/2,4 = 0,13\text{ МВт};$$

2) за формулою (1.3) визначаємо теплове навантаження системи опалення за температури зовнішнього повітря +8 °С

$$Q_o^8 = Q_o(t_i - 8)/(t_i - t_o) = 2,09 \times (14 - 8)/(14 + 24) = 0,33 \text{ МВт};$$

3) за формулою (1.4) визначаємо теплове навантаження системи вентиляції за температури зовнішнього повітря +8 °С

$$Q_o^8 = Q_o(t_i - 8)/(t_i - t_o) = 2,09 \times (14 - 8)/(14 + 24) = 0,33 \text{ МВт};$$

4) визначаємо за формулами (1.3) та (1.4) теплові навантаження систем опалення та вентиляції для наступних температур зовнішнього повітря: 5 °С; 0 °С; -5 °С; -10 °С; -15 °С; -20 °С;

5) за формулою (1.17) знаходимо середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання у літній період року

$$Q_{hmid s} = Q_{hmid} \beta (60 - t_{cs}) / (60 - t_c) = 0,13 \times 1 \times (60 - 15) / (60 - 5) = 0,106 \text{ МВт};$$

6) розрахункові дані зводимо у таблицю 1.2;

7) за даними таблиці Б.2 (дод. Б) заповнюємо у таблицю 1.3 тривалість спостереження температур зовнішнього повітря;

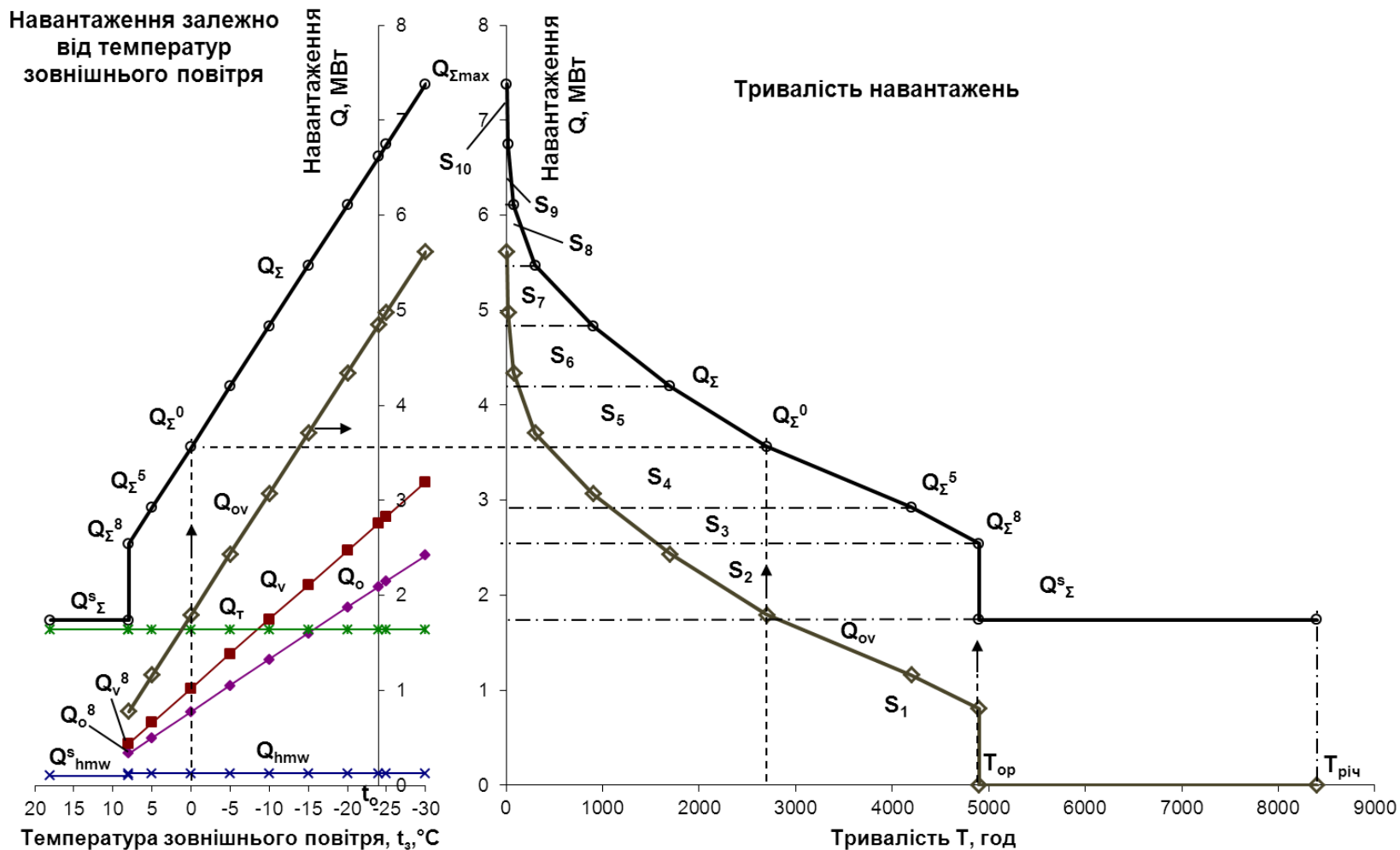
8) будуємо графік теплових навантажень. Приклад рисунок 1.1.

Таблиця 1.2 – Розрахунок теплових навантажень відносно температур зовнішнього повітря

Навантаження, МВт	Температура зовнішнього повітря, °С								
	-24	-20	-15	-10	-5	0	5	8	10
Опалення	2,09	1,87	1,595	1,32	1,045	0,77	0,495	0,33	–
Вентиляція	2,76	2,469	2,106	1,743	1,38	1,017	0,654	0,436	–
Гаряче водопостачання	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,106
Технологічні потреби	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64
Сумарні	6,62	6,109	5,471	4,833	4,195	3,557	2,919	2,536	1,746

Таблиця 1.3 – Перерахунок інтервальної тривалості спостереження температур зовнішнього повітря в інтегральну тривалість

Інтервал температур $t_a \div t_b, ^\circ\text{C}$	-34,9 ÷ -30	-29,9 ÷ -25	-24,9 ÷ -20	-19,9 ÷ -15	-14,9 ÷ -10	-9,9 ÷ -5	-4,9 ÷ -0	-0,1 ÷ +5	+5,1 ÷ +8	Всього годин
Інтервальна тривалість $T_{аб}, \text{год}$	5	15	60	220	600	800	1 000	1 500	700	4 900
Діапазон температур $t_3 \leq t_b, ^\circ\text{C}$	≤ -30	≤ -25	≤ -20	≤ -15	≤ -10	≤ -5	≤ 0	$\leq +5$	$\leq +8$	
Інтегральна тривалість $T_{\leq b}, \text{год}$	5	20	80	300	900	1 700	2 700	4 200	4 900	



а

б

Рисунок 1.1 – Графіки теплових навантажень:

а – залежностей теплових навантажень від температури зовнішнього повітря; б – залежностей теплових навантажень від тривалості спостереження температур зовнішнього повітря

1.8 Інтегральний графік річного споживання тепла

Інтегральний графік річних витрат тепла дозволяє підрахувати витрати палива на потреби теплопостачання за наявності на джерелі тепла різних теплогенеруючих агрегатів різної потужності з різними ККД за умов, що вони вводяться в дію послідовно після досягнення вже працюючими агрегатами максимальної теплової потужності.

Інтегральний графік будується на базі графіка тривалості теплових навантажень. Для цього здійснюють підрахунок площ фігур, які утворюються в процесі кожного дискретного додавання теплової потужності. На рисунку 1.1, б ці площі позначені як $S_1, S_2, S_3, \dots, S_n = S_{10}$ ⁷. Площа S_1 – це площа прямокутника шириною $T_{річ}$ та висотою Q_{Σ}^S , площа S_2 – площа прямокутника шириною $T_{ор}$ та висотою $Q_{\Sigma}^{+8} - Q_{\Sigma}^S$, площа S_3 – площа трапеції⁸ з розмірами нижньої підстави $T_{ор}$, верхньої підстави $T_{\leq +5}$ та висотою $Q_{\Sigma}^{+5} - Q_{\Sigma}^{+8}$ і т. ін.

Після обчислення площ фігур знаходять площу самого графіка тривалості як суму площ усіх фігур

$$S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=n} S_i, \quad (1.35)$$

де S_i – площа i -ї фігури, МВт · год;

n – номер індексу верхньої фігури на графіку тривалості теплових навантажень.

Розмірність S принципового значення не має, оскільки в процесі побудови інтегрального графіка використовують тільки відносні (безрозмірні) величини, але варто мати на увазі, що для переходу від МВт · год до звичних ГДж необхідно чисельні значення площ S_i помножити на перехідний коефіцієнт 3,6.

Інтегральний графік відображає залежність між відносними годинними тепловими навантаженнями $\alpha_{год}$ та відносними річними витратами тепла $\alpha_{річ}$. Приклад інтегрального графіка показано на рисунку 1.2, значення $\alpha_{год}$ та $\alpha_{річ}$, за якими він побудований, наведені в таблиці 1.4.

На горизонтальній осі графіка відкладено відносні годинні теплові навантаження $\alpha_{годі}$, що обчислюють за формулою

$$\alpha_{годі} = Q_{\Sigma i} / Q_{\Sigma max}, \quad (1.36)$$

де $Q_{\Sigma i}$ – сумарне теплове навантаження за i -ї температури зовнішнього повітря $t_{зі}$;

⁷ Остання фігура S_{10} у вигляді трикутника буде існувати на графіку лише за умов наявності на джерелі тепла резервної потужності для задоволення пікових навантажень за температур нижчих t_o .

⁸ Дорівнює добутку напівсуми підстав на висоту.

$Q_{\Sigma\max}$ – сумарне теплове навантаження за мінімальної температури зовнішнього повітря $t_{\min}$, що дорівнює верхній межі інтервалу температур з мінімальною кількістю годин спостереження (див. табл. 1.3).

Практично для всіх варіантів $\alpha_{\text{год}1} = Q_{\Sigma^S} / Q_{\Sigma\max}$, $\alpha_{\text{год}2} = Q_{\Sigma^8} / Q_{\Sigma\max}$, $\alpha_{\text{год}3} = Q_{\Sigma^5} / Q_{\Sigma\max}$ і т. ін.

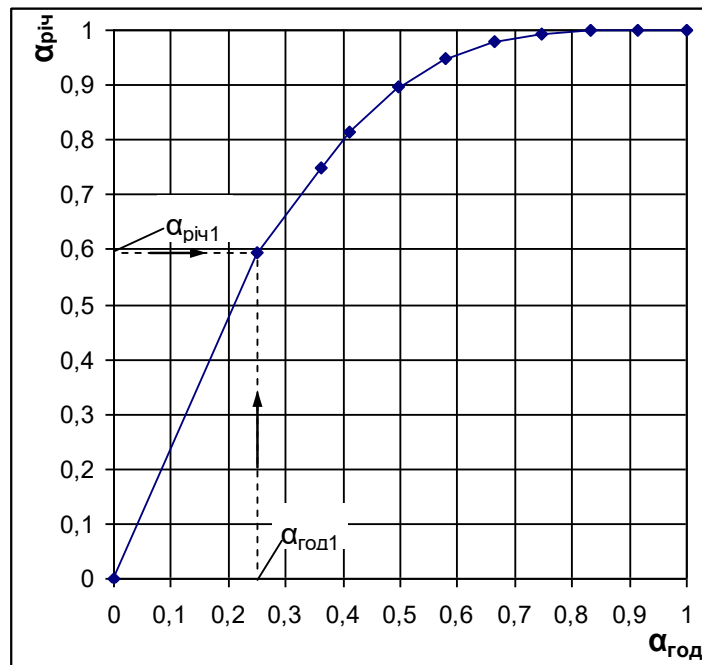


Рисунок 1.2 – Інтегральний графік річних витрат тепла

Таблиця 1.4 – Дані для побудови інтегрального графіка

i	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{zi}, ^\circ\text{C}$	18	8	8	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
T, год	8 760	8 400	4 900	4 200	2 700	1 700	900	300	80	20	5
$\alpha_{\text{год}}$	0	0,233	0,346	0,398	0,484	0,570	0,656	0,742	0,828	0,914	1
$\alpha_{\text{річ}}$	0	0,572	0,735	0,803	0,890	0,946	0,979	0,994	0,998	0,9997	1

На вертикальній осі графіка відкладають відносні річні витрати тепла $\alpha_{\text{річ}i}$ що обчислюють за формулою

$$\alpha_{\text{річ}i} = \frac{\sum_{k=1}^{k=i} S_k}{S_{\Sigma}}, \quad (1.37)$$

де k – поточний номер індексу фігури в інтервалі від 1 до i : $1 \leq k \leq i$.

Наприклад, $\alpha_{\text{річ}1} = S_1 / S_{\Sigma}$, $\alpha_{\text{річ}2} = (S_1 + S_2) / S_{\Sigma}$, $\alpha_{\text{річ}3} = (S_1 + S_2 + S_3) / S_{\Sigma}$ і т. ін.

Лінію інтегрального графіка будують по точках, координати яких визначають сполучення величин $\alpha_{\text{год}i}$ та $\alpha_{\text{річ}i}$ з однаковими значеннями індексів

«і». На рисунку 1.2 показано приклад побудови точки інтегрального графіка для $i = 1$ та значеннях $\alpha_{\text{год}1} = 0,233$ і $\alpha_{\text{річ}1} = 0,572$.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 1

Теоретичне питання

1. Як класифікують теплові навантаження від режиму роботи протягом року?
2. Які зі значень теплових навантажень систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (максимальні чи середні) відкладаються на перпендикулярі, що відповідає розрахунковій зовнішній температурі t_o ?
3. Як класифікують теплові навантаження залежно від призначення будівлі?
4. Чи завжди буде зимове теплове навантаження системи гарячого водопостачання більше, ніж літнє?
5. Які теплові навантаження відносяться до сезонних?
6. Що таке об'єктні теплові навантаження?
7. Від чого залежить теплове навантаження системи гарячого водопостачання?
8. Чому графік годинного теплового навантаження систем гарячого водопостачання зображується горизонтальною прямою лінією?
9. Що таке теплове навантаження?
10. З чого складається значення сумарного теплового навантаження за будь-якої температури зовнішнього повітря в опалювальний період?
11. Який із відомих способів визначення теплових навантажень є найбільш, а який найменш точний?
12. Від яких зовнішніх умов залежать навантаження систем опалення і вентиляції?
13. Перелічіть основні способи (методи) визначення теплових навантажень.
14. З чого складається значення сумарного теплового навантаження за будь-якої температури зовнішнього повітря у неопалювальний період?
15. Перелічіть основні способи (методи) визначення теплових навантажень.
16. Що таке системні теплові навантаження?

Задача № 1

Відповідно до свого варіанта визначити теплові навантаження згідно з завданням:

1. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик майстерні (цех ФЗН) зовнішнім об'ємом $15\,000\text{ м}^3$, яка розташована у місті Вінниця.

2. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик цеху металевих конструкцій зовнішнім об'ємом $100\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Лубни.

3. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик термічного цеху зовнішнім об'ємом $75\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Дніпро.

4. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик газогенераторної зовнішнім об'ємом $5\,000\text{ м}^3$, яка розташована у м. Рівне.

5. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих (укрупнених) показників житлового району, який розташовано у місті Херсон, загальна площа житлового мікрорайону складає $10\,000\text{ м}^2$, забудова – будинки, які мають 24 поверхи. Рік забудови – 2018 рік.

6. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик котельні зовнішнім об'ємом $5\,000\text{ м}^3$, яка розташована у місті Черкаси.

7. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик локомотивного депо зовнішнім об'ємом $10\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Ромни.

8. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих (укрупнених) показників житлового району, який розташовано у місті Харків, загальна площа житлового мікрорайону складає $20\,000\text{ м}^2$, забудова – будинки, які мають 16 поверхів. Рік забудови – 1983 рік.

9. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик житлового будинку, площею одного поверху $1\,000\text{ м}^2$, кількість поверхів 10. Житловий будинок розташовано у місті Ужгород. Рік забудови – 1990 рік.

10. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик гальванічного цеху зовнішнім об'ємом $1\,500\text{ м}^3$, який розташовано у місті Кропивницький.

11. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик чавуноливарного цеху зовнішнім об'ємом $50\,000\text{ м}^3$, який розташований у місті Умань.

12. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих (укрупнених) показників житлового району, який розташований у місті Чернігів, загальна площа житлового мікрорайону складає $30\,000\text{ м}^2$, забудова – будинки, які мають 9 поверхів. Рік забудови – 1980 рік.

13. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик ковальського цеху зовнішнім об'ємом $50\,000\text{ м}^3$, який розташований у місті Луцьк.

14. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик адміністративної будівлі, зовнішнім об'ємом $1\,000\text{ м}^3$, кількість працівників – 30 людей. Адміністративна будівля розташована у місті Полтава.

15. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик ремонтного цеху зовнішнім об'ємом $20\,000\text{ м}^3$, який розташований у місті Одеса.

16. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик їдальні зовнішнім об'ємом $4\,000\text{ м}^3$, яка розташована у місті Лозова.

17. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик адміністративної будівлі, зовнішнім об'ємом 500 м^3 , кількість працівників – 15 людей. Адміністративна будівля розташована у місті Хмельницький.

18. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик адміністративної будівлі, зовнішнім об'ємом $2\,000\text{ м}^3$, кількість працівників – 80 людей. Адміністративна будівля розташована у м. Суми.

19. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик житлового будинку, площею одного поверху 800 м^2 , кількість поверхів 16. Житловий будинок розташований у місті Тернопіль.

20. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик деревообробного цеху зовнішнім об'ємом $10\,000\text{ м}^3$, який розташований у місті Харків.

21. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик

адміністративної будівлі, зовнішнім об'ємом $3\,000\text{ м}^3$, кількість працівників – 300 людей. Адміністративна будівля розташована у місті Житомир.

22. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих (укрупнених) показників житлового району, який розташовано у місті Київ, загальна площа житлового мікрорайону складає $60\,000\text{ м}^2$, забудова – будинки, які мають 10–12 поверхів. Рік забудови – 2008 рік.

23. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик термічного цеху зовнішнім об'ємом $30\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Запоріжжя.

24. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик котельні зовнішнім об'ємом $10\,000\text{ м}^3$, яка розташована у місті Львів.

25. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення і гарячого водопостачання методом питомих теплових характеристик житлового будинку, площею одного поверху $1\,200\text{ м}^2$, кількість поверхів 16. Житловий будинок розташовано у місті Миколаїв. Рік забудови – 1984 рік.

26. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик їдальні зовнішнім об'ємом $5\,000\text{ м}^3$, яка розташована у місті Кропивницький.

27. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик деревообробного цеху зовнішнім об'ємом $4\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Полтава.

28. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик майстерні (цех ФЗН) зовнішнім об'ємом $5\,000\text{ м}^3$, яка розташована у місті Ромни.

29. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик гальванічного цеху зовнішнім об'ємом $10\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Умань.

30. Визначити максимальні теплові навантаження систем опалення, вентиляції методом питомих теплових характеристик локомотивного депо зовнішнім об'ємом $5\,000\text{ м}^3$, який розташовано у місті Ужгород.

Задача № 2

Відповідно до даних таблиці 1.5 виконати розрахунок теплових навантажень для різних температур зовнішнього повітря. Відповідь надати у табличному вигляді, форма таблиці 1.2.

Таблиця 1.5 – Вихідні дані

Ч. ч.	Споживач	Місто	Максимальні теплові навантаження, МВт			Середні теплові навантажен- ня, МВт
			Опалення	Вентиляція	Гаряче водопоста- чання	Технологіч- ні потреби
1	2	3	4	5	6	7
1	Житловий будинок	Одеса	0,5	–	0,4	–
2	Школа	Львів	0,6	0,1	0,4	–
3	Дитячий садок	Київ	0,5	0,1	0,3	–
4	Адмін. будівля	Суми	0,6	0,4	0,1	–
5	Ремонтний цех	Харків	1,0	0,5	0,4	–
6	Чавуноливарний цех	Дніпро	1,5	3,0	0,8	0,5
7	Ковальський цех	Запоріжжя	1,2	2,5	0,7	1,0
8	Термічний цех	Миколаїв	2,0	6,0	1,0	3,0
9	Мідноливарний цех	Кривий Ріг	1,0	5,0	0,8	1,5
10	Котельний цех	Лозова	1,5	3,0	1,0	0,8
11	Локомотивне депо	Ромни	3,0	1,5	1,0	2,0
12	Житловий будинок	Умань	0,8	-	0,6	–
13	Гальванічний цех	Полтава	2,5	7,5	2,0	3,5
14	Школа	Луцьк	0,4	0,08	0,2	–
15	Деревообробний цех	Рівне	1,8	1,4	0,8	–
16	Адмін. будівля	Ужгород	0,8	0,45	0,2	–
17	Майстерня	Черкаси	1,0	0,6	0,4	–
18	Сталеливарний цех	Кропивницький	1,0	4,0	0,6	2,0
19	Цех металевих конструкцій	Чернігів	1,5	2,0	0,8	–
20	Котельня	Житомир	0,2	1,2	0,5	–
21	Дитячий садок	Чернівці	0,6	0,1	0,3	–
22	Житловий будинок	Тернопіль	0,9	-	0,7	–
23	Газогенераторна	Лубни	0,5	5,0	0,8	–
24	Їдальня	Івано-Франківськ	0,6	1,2	0,9	–
25	Слюсарний цех	Гайворон	1,9	0,8	0,5	–
26	Чавуноливарний цех	Умань	2,0	6,0	0,5	2,5
27	Ковальський цех	Суми	1,0	5,0	0,3	3,0
28	Термічний цех	Луцьк	1,5	3,0	0,7	3,5
29	Мідноливарний цех	Черкаси	3,0	1,5	0,8	4,5
30	Котельний цех	Ромни	1,5	3,0	0,9	4,0

У таблиці: t_0 – розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря, відповідно до міста де розташовані споживачі, °С.

Задача № 3

Відповідно до даних отриманих у задачі № 2, виконати побудову графіка теплових навантажень. До відповіді надати таблицю перерахунку інтервальної тривалості спостереження температур зовнішнього повітря в інтегральну тривалість, форма наведена у таблиці 1.3.

2 КОНСТРУЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ ПРОМИСЛОВОГО ПІДПРИЄМСТВА

Мета заняття – навчитися самостійно конструювати схему системи теплопостачання.

Теоретичні положення. Конструкція, кількість трубопроводів та спосіб прокладання теплових мереж визначається характером та об'ємом теплових навантажень, а також взаємним розташуванням споживачів тепла. На промисловому майданчику навантаження технологічних споживачів (Т), що потребують пару, задовольняються за допомогою двотрубною системи «паропровід-конденсатопровід» (умовне позначення Т7, Т8). Системи без повернення конденсату застосовуються в обмежених випадках, коли пара чи конденсат фізично витрачаються в технологічному процесі або забруднюються настільки, що очищення конденсату є надто складним або економічно не вигідним.

На промисловому підприємстві помірних розмірів навантаження опалення та вентиляції (далі – ОВ) покриваються переважно двотрубною системою теплопостачання з теплоносієм водою (умовне позначення Т1, Т2). Навантаження систем гарячого водопостачання (далі – ГВ) може покриватися з тієї ж системи, що й опалення та вентиляція. У цьому випадку в разі застосування відкритої схеми у споживачів встановлюються вузли змішування, а в разі використання закритої схеми – теплообмінники.

У випадку компактного розташування основних навантажень ГВ поблизу від джерела тепла доцільно задовольняти їх за допомогою окремої розподільної системи гарячого водопостачання, здебільшого двотрубною, з розподільним та циркуляційним трубопроводами (умовне позначення Т3, Т4). У цьому випадку для закритої системи теплопостачання зі споживанням гарячої води централізоване її приготування на джерелі тепла та розподіл між корпусами за допомогою окремих трубопроводів економічно більш доцільне від встановлення в кожному корпусі власних водопідігрівачів. Варто також враховувати і якість

холодної водопровідної води: у разі її високої жорсткості зазвичай необхідно скорочувати сумарну довжину розподільних трубопроводів систем ГВ⁹.

Можливий також і комбінований варіант, коли за наявності розподільної системи гарячого водопостачання обмеженого радіуса дії теплові навантаження ГВ віддалених споживачів покриваються теплоносієм водяної теплової мережі Т1, Т2, тобто з тих трубопроводів, що й опалення та вентиляція.

Для окремих корпусів, які мають технологічне навантаження, що покривається парою, може бути доцільним покриття навантаження ГВ надлишками або залишками технологічної пари Т7. Перевага такого варіанта – однаковість цілорічного режиму роботи систем технологічного споживання та гарячого водопостачання. У цьому варіанті приготування гарячої води здійснюється у пароводяних підігрівачах гарячої води, встановлених у корпусах з технологічним споживанням.

В обмежених випадках переважно за домінуючої ролі технологічного споживання та за обов'язкових умов виконання техніко-економічного обґрунтування можливе задоволення потреб усіх систем споживання теплоносієм – парою. У цьому варіанті використовуються парове опалення, пароповітряні калорифери припливної вентиляції та пароводяні підігрівники гарячого водопостачання поверхневого або змішувального типу.

Таким чином, вибір одного зі згаданих рішень визначається особливостями споживачів тепла, переліком, вимогами та тепловою потужністю їхніх систем, що споживають тепло, характером взаємного розташування споживачів та властивостями технічних середовищ (води, пари), що використовуються системами. Для конструювання теплової мережі рекомендується на копії генплану з усіма корпусами виконувати зведений однотрубний ескіз схем усіх розподільних систем, що згідно з ухваленим рішенням будуть використовуватися для теплопостачання інженерних систем споживачів (опалення та вентиляції, гарячого водопостачання, технологічного споживання пари з поверненням чи без повернення конденсату). Під час креслення схем підведення теплоносіїв до корпусів підприємства варто пам'ятати про два основних принципи конструювання теплових мереж:

1. Магістральні трубопроводи різних систем (ОВ, ГВ, технологічне споживання) повинні прокладатися сумісно та підключатися до єдиних для споживача теплових вводів.

⁹ Як і будь-яке інженерне рішення, вибір між варіантами з розподільною системою ГВ від джерела тепла та з підігрівачами в окремих будівлях має прийматися на підставі техніко-економічного обґрунтування, оскільки достатньо ймовірно, що розподільна система ГВ (особливо та, що має діаметри трубопроводів з певним запасом) буде потребувати значно менше коштів на обслуговування та ремонт, ніж підігрівники, що швидко заростають.

2. Теплоносій варто підводити до споживачів найкоротшим шляхом так, щоб сумарна довжина трубопроводів була мінімальною.

3. Кількість перетинань теплових мереж з іншими комунікаціями (автошляхи, залізнична колія і т. ін.), кількість відгалужень теплових мереж (вузлів трубопроводів) має бути мінімальною.

Приклади правильного, неправильного та нераціонального рішення схем теплових мереж показано на рисунку 2.1.

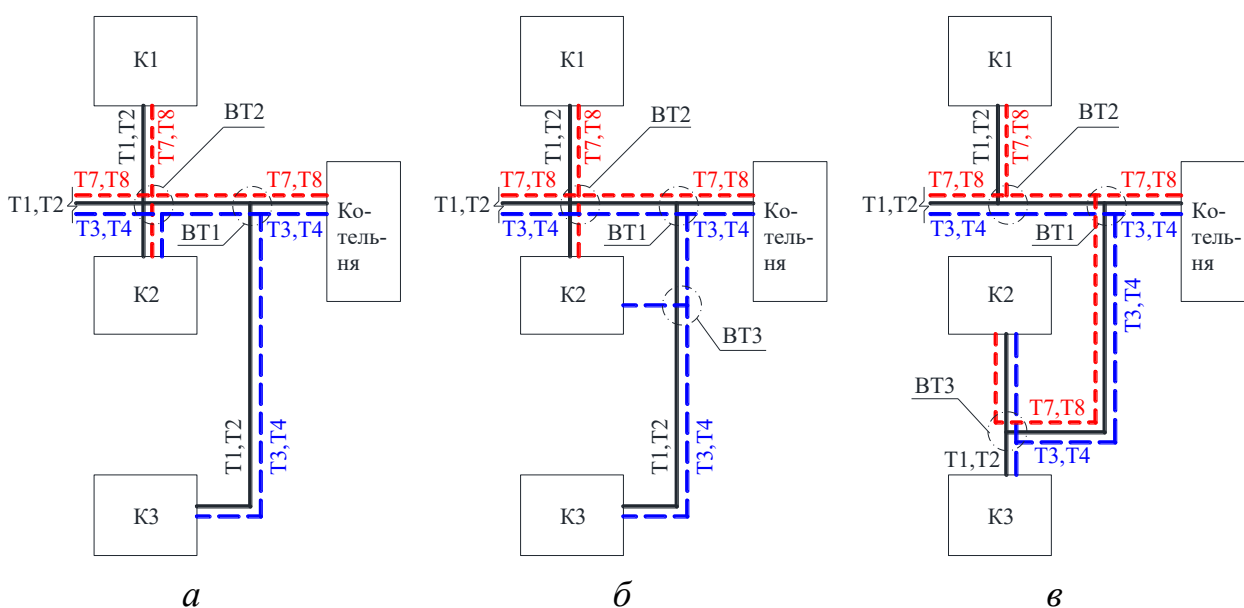


Рисунок 2.1 – Конструювання теплової мережі:

а – приклад правильного розташування; б – приклад неправильного розташування; в – приклад нераціонального розташування

Помилковість рішення на рисунку 2.1, б полягає в тому, що теплоносій для опалення та вентиляції (Т1, Т2) та пару й конденсат на технологічні потреби (Т7, Т8) підключено до корпусу К2 від вузлу трубопроводів ВТ2, а гарячу водопровідну воду (Т3, Т4) – від іншого вузла ВТ3, що потребує в корпусі К2 облаштування двох теплових пунктів, а на трасі мережі – додаткового вузла трубопроводів ВТ3.

Нераціональність рішення на рисунку 2.1, в пояснюється тим, що корпус К2 не отримує тепло найкоротшим шляхом. Варто також відзначити, що неправильне на рисунку 2.1, б та нераціональне на рисунку 2.1, в рішення відрізняються наявністю 3-х вузлів відгалуження (ВТ1, ВТ2 та ВТ3) порівняно з двома вузлами (ВТ1 та ВТ2) правильного рішення на рисунку 2.1, а.

Вибираючи напрямок прокладання теплотраси та розміщення її осі варто також враховувати наявність інших інженерних комунікацій: автомобільних та залізничних шляхів, ліній електромереж, водоводів, кисне- та газопроводів.

Також необхідно враховувати, що кожне перетинання теплової мережі з такими перешкодами, як автошляхи та залізничні колії, потребує додаткових витрат коштів та часу на облаштування, тому необхідно прагнути до мінімізації кількості таких перетинань.

3 ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЬ

Мета заняття – вивчення видів ТЕЦ, їхнього призначення та основного обладнання ТЕЦ.

Теоретичні положення. Теплоелектроцентрально (ТЕЦ) – теплова електростанція, яка виробляє не тільки електричну енергію, а також є джерелом теплової енергії.

Головна відмінність ТЕЦ від КЕС полягає у частці вироблення теплової та електричної енергії та пристрою парової турбіни. Залежно від виду парової турбіни, існують різні схеми відбору пари, які дозволяють забирати пар з різними параметрами. Теплофікаційні турбіни дозволяють регулювати кількість пари, що відбирається.

За призначенням ТЕЦ розділяють на комунальні та промислові.

3.1 Методика розрахунку теплових схем теплоелектроцентралей

Розрахунок теплової схеми ТЕЦ проводиться для досягнення парового балансу в усіх характерних режимах та для перевірки відповідності парогенераторів та турбогенераторів можливим сполученням теплових навантажень.

Під час підбору турбін необхідно прагнути до найбільш повного завантаження відборів і найменшого перепуску пари в конденсатор. Витрати свіжої пари визначаються за заводськими діаграмами режимів, що відображають залежність

$$D_{\text{т}}^{\text{св}} = f(N_{\text{тг}}, D_{\text{від}}). \quad (3.1)$$

Розрахунок проводиться для чотирьох характерних режимів:

1) для максимально-зимового режиму, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення t_o , °С;

2) для розрахунково-контрольного режиму, що відповідає середній температурі зовнішнього повітря за найбільш холодний місяць t_{om} за умови аварійної зупинки одного з турбоагрегатів. При цьому мають забезпечуватися:

– максимально тривала віддача пари на виробництво;

- середня за найбільш холодний місяць віддача тепла на опалення;
- середньодобова віддача тепла на санітарно-технічні потреби (середньотижнева для гарячого водопостачання);

3) для середньоопалювального режиму, що відповідає середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний період. Залежно від дійсного коефіцієнта теплофікації ТЕЦ за опалювальними відборами α_t опалювальне навантаження покривається з частковим використанням водогрійних котлів;

4) для літнього режиму, що відповідає роботі ТЕЦ за відсутності опалювальних навантажень. При цьому, навантаження на технологічні потреби приймається максимально-добовим, а на гаряче водопостачання – середньотижневим.

Для кожного з режимів підраховують:

1. Витрати пари зовнішніми виробничими споживачами приймаються з таблиць теплових навантажень ТЕЦ. Витрати пари теплофікаційною установкою приймаються за її тепловим навантаженням $Q_{\text{ту}}$, МВт, з рівняння балансу

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ГВ}} + Q_{\text{втр}} = Q_{\text{підж}} + Q_{\text{мп}}, \quad (3.2)$$

де $Q_{\text{ОВ}}$ – теплове навантаження систем опалення та вентиляції, МВт;

$Q_{\text{ГВ}}$ – теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

$Q_{\text{втр}}$ – втрати тепла через витоки води й охолодження трубопроводів, МВт;

$Q_{\text{підж}}$ – тепло, що надходить до системи з підживлювальною водою, МВт;

$Q_{\text{мп}}$ – тепло, що вводиться в систему мережними підігрівниками, МВт.

2. Витрати пари на власні потреби ТЕЦ. Витрати свіжої пари $D_t^{\text{св}}$ визначаються за діаграмами режимів роботи парових турбін згідно з рівнянням

$$D_t^{\text{св}} = d_e N_{\text{ном}} + y_1 D_{\text{ПВТ}} + y_2 D_{\text{рв}} + y_3 D_{\text{ПНТ}}, \quad (3.3)$$

де d_e – питомі витрати пари, що проходить через усю проточну частину турбіни до конденсатора, кг/(кВт·год);

$N_{\text{ном}}$ – номінальна потужність турбіни, кВт;

y_1, y_2, y_3 – коефіцієнти недовиробітку;

$D_{\text{ПВТ}}$ – нерегульований відбір пари на ПВТ (підігрівник високого тиску), т/год;

$D_{\text{рв}}$ – регульований відбір пари, що відпускається на виробництво і на власні потреби ТЕЦ, т/год;

$D_{\text{ПНТ}}$ – нерегульований відбір пари на ПНТ (підігрівник низького тиску), т/год.

3. Пароводяний баланс ТЕЦ. Під час складання балансу необхідно враховувати повернення конденсату від регенеративних підігрівників конденсаційних турбін, наприклад, за формулою

$$\Sigma D_{\text{кон}}^{\text{пт}} = \Sigma D_{\text{св}}^{\text{пт}} - \Sigma D_{\text{пв}}^{\text{пт}} - D_{\text{д}}^{\text{I}} - D_{\text{д}}^{\text{під}}, \quad (3.4)$$

де $\Sigma D_{\text{кон}}^{\text{пт}}$ – повне сумарне повернення конденсату з усіх регенеративних систем конденсаційних турбін, т/год;

$\Sigma D_{\text{св}}^{\text{пт}}$ – сумарні витрати свіжої пари всіма конденсаційними турбінами, т/год;

$\Sigma D_{\text{пв}}^{\text{пт}}$ – сумарний відбір пари з промислових відборів конденсаційних турбін, т/год;

$D_{\text{д}}^{\text{I}}$ – витрати пари на обігрів деаератора I ступеня, т/год;

$D_{\text{д}}^{\text{під}}$ – загальні витрати пари на обігрів деаератора підживлення тепломережі, т/год.

3.2 Визначення витрати перегрітої пари для отримання насиченої в редуційно-охолоджувальній установці

Редуційно-охолоджувальні установки (далі – РОУ) застосовуються для перетворення тиску і температури пари до необхідних параметрів. Найбільш частим випадком використання РОУ є перетворення перегрітого пара, що виробляється котлом або парогенератором, у насичений пар із меншим тиском.

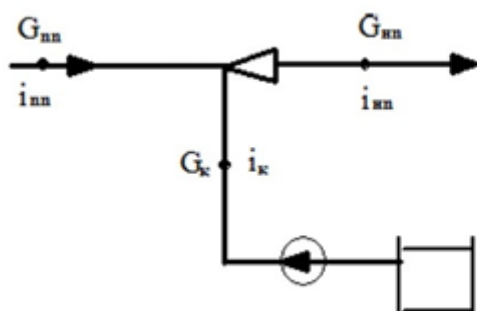


Рисунок 3.1 – Принципова схема РОУ

Порядок підбору: витрати перегрітої пари та конденсату визначають за рівнянням тепломасообміну РОУ (рис. 3.1)

$$G_k \cdot i_k + G_{\text{пп}} \cdot i_{\text{пп}} = G_{\text{пп}} \cdot i_{\text{пп}}, \quad (3.5)$$

де G_k , $G_{\text{пп}}$, $G_{\text{пп}}$ – витрати відповідно конденсату, перегрітої та насиченої пари, т/год;

$i_k, i_{пп}, i_{нп}$ – ентальпія відповідно конденсату, перегрітої та насиченої пари, кДж/кг.

Тепловий баланс РОУ можна подати у вигляді

$$G_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{нп}) = G_k \cdot (i'_k - i_k) + G_k \cdot r \quad (3.6)$$

де i'_k – ентальпія конденсату за тиску пари МПа на лінії насичення;

r – питома теплота пароутворення за тиску пари МПа.

Розв'язуючи спільно рівняння (1) та (2), визначаємо витрати перегрітої пари

$$G_{пп} = G_{нп} \cdot \frac{i_{нп} \cdot (i'_k + r - i_k)}{i'_k \cdot i_{пп} - i_k \cdot i_{нп} + r \cdot i_{пп}}; \quad (3.7)$$

Підраховуємо значення питомої теплоти пароутворення

$$r = i_{нп} - i'_k \quad (3.8)$$

$$G_k = \frac{i_{пп} - i_{нп}}{i'_k + r - i_k} \quad (3.9)$$

$i_k = 397,75$ кДж/кг.

Перевірка розрахунку

$$G_{нп} = G_{пп} + G_k. \quad (3.10)$$

Приклад 1.

Вихідні дані:

- температура перегрітого пару – 300 °С;
- тиск перегрітого пару – 1,15 МПа;
- тиск насиченого пару – 0,4 МПа;
- витрата насиченого пару – 23, 7 т/год;
- тиск конденсату – 0,4 МПа.

Порядок виконання:

1) знаходимо ентальпію перегрітого пару відповідно до даних таблиці Ж.2 (дод. Ж), за тиском і температурою перегрітої пари)

$$i_{пп} = 3\,047,35 \text{ кДж/кг};$$

2) знаходимо ентальпію насиченого пару та конденсату відповідно до даних таблиці Ж.1 (дод. Ж), за тиском насиченої пари та конденсату)

$$i_{\text{нп}} = 2\,738,5 \text{ кДж/кг. } i'_k = 604,7 \text{ кДж/кг;}$$

3) за формулою (3.8) розраховуємо значення питомої теплоти пароутворення

$$r = i_{\text{нп}} - i'_k = 2\,738,5 - 604,7 = 2\,133,8 \text{ кДж/кг;}$$

4) виписуємо значення ентальпії конденсату при $t_k = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ — $i_k = 397,75 \text{ кДж/кг;}$

5) за формулою (3.7) визначаємо витрати перегрітої пари

$$G_{\text{пп}} = 23,7 \times \frac{2738,5 \times (604,7 + 2133,8 - 397,75)}{604,7 \times 3\,047,35 - 397,75 \times 2\,738,5 + 2\,133,8 \times 3\,047,35} = 20,94 \frac{\text{т}}{\text{год}};$$

6) за формулою (3.9) визначаємо витрати конденсату

$$G_k = \frac{3\,047,35 - 2\,738,5}{604,7 + 2\,133,8 - 397,75} = 2,76 \frac{\text{т}}{\text{год}};$$

7) проводимо перевірку розрахунку:

$$G_{\text{нп}} = G_{\text{пп}} + G_k = 20,94 + 2,76 = 23,7 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 3

Теоретичне питання

1. Що таке теплофікація?
2. Чому коефіцієнт теплофікації є більшим для промислових ТЕЦ порівняно з комунальними?
3. Як поділяють ТЕЦ?
4. Назвіть основне обладнання ТЕЦ.
5. Які види турбін ви знаєте?
6. Навіщо на комунальних ТЕЦ встановлюють пікові котли?
7. Яка основна відмінність між ТЕЦ та КЕС?
8. Що таке градирня?
9. Що таке деаератор?
10. Як покривається (завдяки чому) теплове навантаження зовнішніх споживачів від ТЕЦ?
11. Що таке коефіцієнт теплофікації?

12. Економія палива за рахунок теплофікації.

Задача № 1

Відповідно до даних (табл. 3.1) визначити витрату перегрітого пару та конденсату для отримання насиченої в редуційно-охолоджувальній установці.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані

Ч. ч.	Тиск, МПа		Температура перегрітої пари, °С	Тиск конденсату, МПа	Температура конденсату, °С	Витрата насиченої пари, т/год
	Перегрітої пари	Насиченого пару				
1	2	3	4	5	6	7
1	1,15	0,4	340	0,4	100	30,0
2	0,85	0,4	320	0,4	95	25,0
3	1,25	0,45	300	0,45	100	22,0
4	0,95	0,45	280	0,45	95	35,0
5	1,15	0,42	300	0,42	100	16,0
6	1,25	0,15	360	0,15	95	20,0
7	1,35	0,4	400	0,4	100	24,0
8	0,95	0,42	280	0,42	95	28,0
9	1,35	0,5	420	0,5	100	26,0
10	1,25	0,55	300	0,55	95	21,0
11	0,75	0,25	360	0,25	100	29,0
12	0,75	0,15	440	0,15	95	27,0
13	1,03	0,6	460	0,6	100	32,0
14	1,25	0,58	360	0,58	95	23,0
15	0,65	0,3	300	0,3	100	31,0
16	1,32	0,3	400	0,3	95	33,0
17	1,12	0,35	260	0,35	100	34,0
18	1,18	0,25	260	0,25	95	36,0
19	1,38	0,37	420	0,37	98	37,0
20	1,27	0,5	360	0,5	97	38,0
21	0,77	0,52	440	0,52	96	39,0
22	0,98	0,32	280	0,32	99	40,0
23	0,88	0,44	320	0,44	100	44,0
24	1,23	0,48	300	0,48	95	42,0
25	1,11	0,57	340	0,57	96	45,0
26	1,07	0,28	460	0,28	97	43,0
27	0,72	0,41	440	0,41	98	46,0
28	0,27	0,13	460	0,13	99	15,0
29	1,05	0,75	460	0,75	100	50,0
30	0,86	0,17	250	0,17	95	48

4 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ

Мета заняття – вивчення видів теплових пунктів та підбір їхнього обладнання.

Теоретичні положення. Згідно з [1] теплові пункти бувають індивідуальні (які обслуговують одного споживача) і центральні (які обслуговують групу споживачів). Якщо до теплового пункту приєднана система або системи теплоспоживання одного будинку, частини будинку або технологічна установка, то його називають індивідуальним тепловим пунктом (далі – ІТП). При цьому зазвичай система теплопостачання є одноступеневою. Одноступенева схема зазвичай використовується для обмеженої кількості споживачів від джерела теплопостачання з невеликою довжиною теплових мереж.

Центральні теплові пункти (далі – ЦТП) використовують у багатоступневих системах теплопостачання. Вони обслуговують групу споживачів.

4.1 Обладнання теплових пунктів

До основного обладнання теплових пунктів, відповідно до [1], можна віднести:

- запірну арматуру: це засувки, кульові крани фланцеві або муфтові, вентиля також або фланцеві або муфтові. Призначення запірної арматури – це перекриття руху теплоносія. Використовувати її як регулювальну заборонено;

- регулювальна арматура буває: ручна та автоматична, пасивна та активна.

До ручної регулювальної арматури відносять – клапани балансування.

До автоматичної регулювальної арматури відносять – автоматичні клапани балансування, регулятори тиску, регулятори витрат теплоносія тощо.

До пасивного регулювання відносять – регулятори тиску, регулятори витрат тощо.

До активного регулювання відносять – регулятори температури (систем гарячого водопостачання) та регулятори теплового потоку (систем опалення та вентиляції).

Також на тепловому пункті встановлюють грязьовики, сітчасті фільтри для очищення теплоносія від окалини та можливих твердих частинок у теплоносії.

На теплових пунктах встановлюють змішувальні або циркуляційні насоси (циркуляційні у випадку незалежного приєднання систем опалення до теплових мереж). Насоси встановлюють один основний, другий резервний. Для можливості економії енергії та зниження витрати теплоносія рекомендовано використовувати насоси з частотним перетворювачем.

Крім того, на теплових пунктах можуть використовуватися циркуляційні насоси системи циркуляції гарячого водопостачання, підживлювальні насоси теплових мереж, підвищувальні насоси тощо.

Для підігріву гарячої води використовують теплообмінні апарати, які бувають ємнісні, швидкісні або пластинчасті.

При незалежному приєднанні систем опалення до теплових мереж також мають бути передбачені розширювальні баки, для компенсації об'єму теплоносія, яке пов'язане зі збільшенням його об'єму, у зв'язку з підвищенням температури.

На теплових пунктах має бути передбачено встановлення вузла обліку теплової енергії [1, 15, 16]. Який складається з теплового лічильника, у подавальному трубопроводі та контрольного водоміра у зворотному трубопроводі за наявності теплообмінних апаратів систем опалення та/або системи гарячого водопостачання, або за наявності підземного прокладання після вузлу обліку. Це вимога для теплових пунктів, якщо їхнє сумарне теплове навантаження складає до 2,5 МВт. Якщо сумарне теплове навантаження систем на тепловому пункті складає більше 2,5 МВт, то необхідно передбачати встановлення двоплечового приладу обліку теплової енергії [16].

4.2 Підбір обладнання теплових пунктів

4.2.1 Підбір змішувального або циркуляційного насоса системи опалення

Підбір змішувального або циркуляційного насоса системи опалення виконується за даними по витраті теплоносія та втратами напору на обладнанні теплового пункту і системи опалення. Витрата теплоносія на потреби системи опалення від теплових мереж, т/год, визначається за виразом

$$G_{OT1} = \frac{3,6 \times 10^3 \cdot Q_0}{4,187 \cdot (T_1 - T_2)}, \quad (4.1)$$

де Q_0 – максимальне теплове навантаження системи опалення, МВт;

T_1 – температура теплоносія у подавальному трубопроводі при якісному регулюванні теплової мережі, °С;

T_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі при якісному регулюванні теплової мережі, °С.

Об'ємна витрата теплоносія, м³/год, визначається за формулою

$$G_{T1} = \frac{G_{OT1} \cdot 10^3}{\rho}, \quad (4.2)$$

де ρ – густина теплоносія, кг/м^3 , визначається за таблицею Ж.1 (дод. Ж).

За наявності вузла змішування (залежне приєднання системи опалення до теплових мереж) встановлюється змішувальний насос (один робочий, другий резервний). Якщо схема приєднання системи опалення до теплових мереж незалежна (за допомогою теплообмінного апарату), то встановлюється циркуляційний насос у системі опалення. Витрата теплоносія для підбору насоса знаходиться за виразом

$$G_{T11} = K \cdot G_{T1} \cdot (1 + U), \quad (4.3)$$

де K – коефіцієнт запасу 10 %;

U – коефіцієнт змішування, який знаходиться за формулою

$$U = \frac{(T_1 - T_{11})}{(T_{11} - T_2)}, \quad (4.4)$$

де T_{11} – температура теплоносія, яка надходить до системи опалення, після вузла змішування, $^{\circ}\text{C}$.

Вибір насосу виконуємо, відповідно до даних по витраті теплоносія у системі опалення та необхідному напору, за допомогою програм підбору насоса Wilo [29] або Grundfos [30].

Приклад 1.

Виконати підбір змішувального насоса, якщо максимальне теплове навантаження системи опалення складає 0,8 МВт, температурний графік якісного регулювання теплових мереж 150–70 $^{\circ}\text{C}$, температурний графік системи опалення 95–70 $^{\circ}\text{C}$, втрати напору у системі опалення 5 м вод. ст. (втрати тиску 0,05 МПа).

Порядок виконання:

1) за формулою (4.1) визначаємо витрату теплоносія на потреби системи опалення від теплових мереж, т/год;

$$G_{oT1} = \frac{3,6 \times 10^3 \times 0,8}{4,187 \times (150 - 70)} = 8,6 \text{ т/год};$$

2) за таблицею Ж.1 (дод. Ж) визначаємо густину теплоносія при його температурі 150 $^{\circ}\text{C}$, $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$;

3) за формулою (4.2) визначаємо об'ємну витрату теплоносія, $\text{м}^3/\text{год}$;

$$G_{T1} = \frac{8,6 \times 10^3}{917} = 9,4 \text{ м}^3/\text{год};$$

4) визначаємо коефіцієнт змішування, за формулою (4.4)

$$U = \frac{(150-95)}{(95-70)} = 2,2;$$

5) за формулою (4.3) визначаємо витрату теплоносія, м³/год, яка надходить до системи опалення після вузла змішування

$$G_{T11} = 1,1 \times 9,4 \times (1 + 2,2) = 33,1 \text{ м}^3/\text{год};$$

6) за посиланням (<https://wilo-select.com/Region.aspx> [29]) виконуємо он-лайн-підбір змішувального насоса та надаємо криву характеристик з робочою точкою (рис. 4.1).

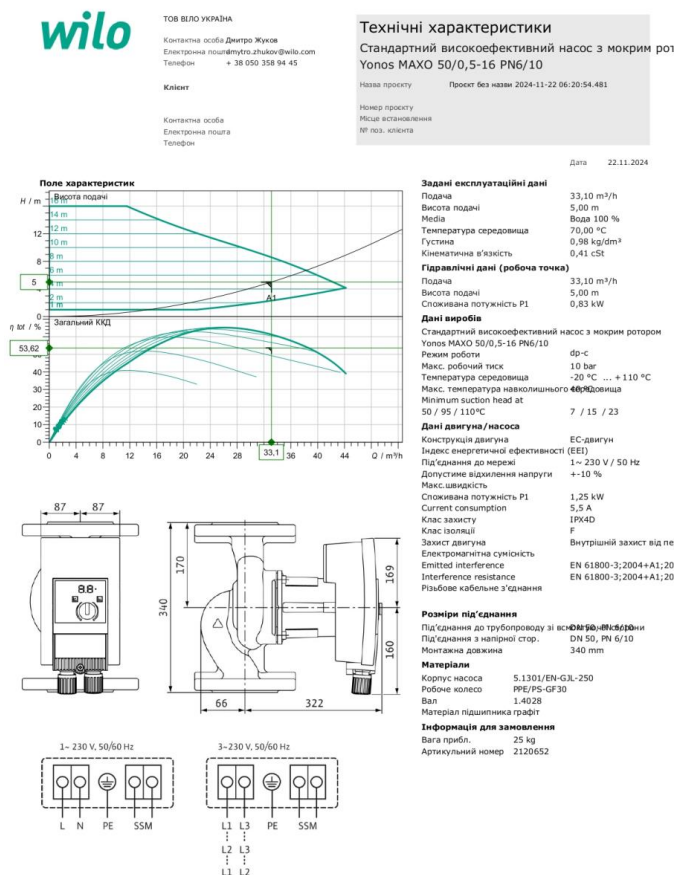


Рисунок 4.1 – Технічні характеристики насоса (URL: <https://surl.li/fxqqvr>)

Обираємо два насоса (один робочий, другий резервний)¹⁰.

4.2.2 Підбір циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання

Вибір насоса проводимо виходячи з даних витрати гарячої води у системі циркуляції та необхідного напору, який визначається за формулою

$$\Delta H = \Delta H_{T4} + \Delta H_m + \Delta H_{BO}, \quad (4.5)$$

де ΔH_{T4} – втрати напору у мережі циркуляції гарячого водопостачання, від споживачів до ЦТП, м вод. ст.;

ΔH_m – втрати напору у системі циркуляції гарячого водопостачання споживачів, приймається відповідно до гідравлічного розрахунку внутрішньобудинкової системи гарячого водопостачання, м вод. ст.;

ΔH_{BO} – втрати напору на вузлі обліку системи циркуляції гарячого водопостачання, м вод. ст.

Вибір насоса виконуємо, відповідно до даних по витраті води у системі циркуляції та напору, за допомогою програм підбору насосу Wilo [29] або Grundfos [30].

Підсумком вибору є характеристики насоса, у вигляді кривих, із зазначенням робочої точки (з урахуванням запасу).

Вибираємо два насоса: один робочий, другий – резервний.

4.2.3 Підбір приладу обліку теплової енергії та контрольного водоміра

Прилад обліку теплової енергії складається з теплового лічильника, який встановлюється на подавальному трубопроводі та водомірі гарячої води для контролю витоків теплоносія, який встановлюється у зворотному трубопроводі (водомір гарячої води для контролю витоків теплоносія встановлюється у зворотному трубопроводі, якщо існують теплообмінні апарати систем опалення, гарячого водопостачання або існує підземна прокладка теплової мережі після вузла обліку теплової енергії)¹¹.

¹⁰ Вибір місця розташування насосів на трубопроводах (подавальний або зворотний) визначається з існуючого перепаду тисків між подавальним та зворотним трубопроводами на тепловому введенні. Якщо перепад тисків більше, ніж 0,08 МПа, насоси встановлюють у зворотному трубопроводі, якщо менше, ніж 0,08 МПа, відповідно у подавальному трубопроводі.

¹¹ Згідно з [16], якщо сумарне теплове навантаження систем теплоспоживання складає до 2,5 МВт.

Підбір теплового лічильника виконується виходячи з витрати теплоносія так, щоб витрата теплоносія була нижче номінальної або безперервної витрати перетворювача витрат¹² або витратоміра¹³ теплового лічильника.

У зв'язку з тим, що система теплопостачання працює у літній період та можливо зниження витрат теплоносія до величини максимальної витрати теплоносія на потреби гарячого водопостачання, необхідно перевірити, щоб витрата теплоносія у літній період була більша, ніж перехідна витрата перетворювача витрат теплового лічильника (q_p), або середня витрата витратоміра (Q_2) та більше, ніж середня витрата для водоміра гарячої води (Q_2).

Перехідна витрата для перетворювача витрат (для теплового лічильника Sharky 775 [32]) знаходиться за формулою

$$q_p = \frac{q_p \cdot 2}{100}, \quad (4.6)$$

де q_p – номінальна витрата перетворювача витрат, м³/год (див. табл. И.1 дод. И).

Втрати тиску¹⁴ на перетворювачі витрат теплового лічильника Sharky-775 визначаються за формулою, атм.

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{q_p}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3}, \quad (4.7)$$

де ΣG – сумарна максимальна витрата теплоносія, м³/год.

Втрати тиску на витратомірі теплового лічильника Supercal 531 та/або на контрольному водомірі визначаються за формулою, атм.

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{Q_3}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-2}, \quad (4.8)$$

де Q_3 – безперервна витрата витратоміра та/або контрольного водоміра, м³/год (див. табл. И.1, И.2 дод. И).

Приклад 2.

Вихідні дані:

– витрата теплоносія систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання складає $\Sigma G = 2$ кг/с;

¹² Перетворювач витрат використовується у теплових лічильниках Sharky-775, технічні характеристики наведені у таблиці И.1 (дод. И) відповідно до даних [32].

¹³ Витратомір (лічильник гарячої води) використовується у теплових лічильниках Supercal 531, технічні характеристики крильчастих водомірів наведені у таблиці И.2 (дод. И), а турбінних водомірів у таблиці И.3 (дод. И) відповідно до даних [33]. Також ці водоміри використовуються, як контрольні, які встановлюються у зворотному трубопроводі для контролю витоку теплоносія.

¹⁴ Сумарні втрати на вузлі обліку не повинні перевищувати 20 % від існуючого перепаду тиску на тепловому введенні.

– витрата теплоносія на потреби системи гарячого водопостачання у літній період складає $G'_{\text{л}} = 0,5$ кг/с.

Порядок виконання:

1) визначаємо витрату теплоносія у зимовий період року, м³/год;

$$G_3 = \Sigma G \cdot 3,6 = 2 \times 3,6 = 7,2;$$

2) визначаємо витрату теплоносія у літній період року, м³/год.

$$G_{\text{л}} = G'_{\text{л}} \cdot 3,6 = 0,5 \times 3,6 = 1,8;$$

3) відповідно до таблиць И.1–И.3 (дод. И) визначаємо діаметр перетворювача витрат теплового лічильника та водоміра гарячої води так, щоб $\Sigma G \leq q_p$ (для перетворювача витрат) та $\Sigma G \leq Q_3$ (для водоміра гарячої води).

Вибираємо перетворювач витрат діаметром 40 мм з $q_p = 10$ м³/год та водомір гарячої води діаметром 32 мм з $Q_3 = 10$ м³/год;

4) перевіряємо, щоб витрата теплоносія у літній період була більше, ніж перехідна витрата перетворювача витрат теплового лічильника (q_p) та більше, ніж середня витрата для водоміра гарячої води (Q_2).

Для перетворювача витрат (по таблиці И.1 дод. И)

$$q_p = \frac{q_p \cdot 2}{100} = \frac{10 \times 2}{100} = 0,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$1,8 > 0,2.$$

Для водоміра гарячої води (по таблиці И.2 дод. И)

$$1,8 > 0,2.$$

Виконується умова для перетворювача витрат та водоміра гарячої води;

5) за формулою (4.7) визначаємо втрати тиску на перетворювачі витрат, атм.

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{q_p}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3} = \left(\frac{7,2}{10}\right)^2 \times 80 \times 10^{-3} = 0,041 \text{ атм};$$

6) за формулою (4.8) визначаємо втрати тиску на контрольному водомірі, атм.

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{Q_3}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-2} = \left(\frac{7,2}{10}\right)^2 \times 63 \times 10^{-2} = 0,33 \text{ атм}.$$

4.2.4 Підбір клапана регулятора теплового потоку

Регулятори теплового потоку¹⁵ встановлюються для систем опалення та вентиляції окремо на кожну систему. На системі гарячого водопостачання встановлюються регулятори температури.

Порядок підбору

Визначаємо пропускну здатність клапану при втраті тиску на клапані при ΔP , м³/год.

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P}}, \quad (4.9)$$

де G_{T1} – витрата теплоносія на потреби систем опалення та вентиляції, м³/год;

ΔP – допустимі втрати тиску на клапані регулятора теплового потоку, кгс/см².

Повинна виконуватися умова, що: $Kv_s > K_v \cdot 1,2$ (запас 20 %).

Підбираємо двоходовий клапан.¹⁶

Втрати на клапані, кгс/см², знаходимо за формулою

$$\Delta P_{кл} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2. \quad (4.10)$$

Ступінь відкриття клапану.

Ступінь відкриття клапану, %, знаходимо за формулою

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \%. \quad (4.11)$$

Повинна виконуватися умова, що $X \geq 30 \%$.

Швидкість потоку, м/с, через клапан знаходимо за формулою

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1\,000}{\pi \cdot d^2}. \quad (4.12)$$

Повинна виконуватися умова, що $v \leq 3 \div 3,5$ м/с.

Приклад 3.

Вихідні дані:

¹⁵ При виборі клапанів регуляторів теплового потоку та регулятора перепаду тиску переваження має бути на клапані регулятора теплового потоку.

¹⁶ Технічні характеристики двоходових клапанів див. таблиці И.4–И.6 (дод. И) відповідно до даних [34].

– витрата теплоносія на потреби системи опалення споживача складає $G_{T1} = 1,94$ кг/с або $1,94 \times 3,6 = 7,0$ м³/год;
 – тиск у подавальному трубопроводі $P_1 = 6$ кгс/см²;
 – тиск у зворотному трубопроводі $P_2 = 4$ кгс/см²;
 – втрати тиску на обладнанні теплового пункту, крім регулятора теплового потоку та регулятора перепаду тиску, складає $P_o = 1,2$ кгс/см².

Порядок виконання:

1) визначаємо допустимі втрати тиску на клапані, кгс/см²

$$\Delta P_3 = P_1 - P_2 - P_o = 6 - 4 - 1,2 = 0,8 \text{ кгс/см}^2.$$

Оскільки ми передбачаємо встановлення клапана регулятора теплового потоку та клапана регулятора перепаду тиску (або клапана балансування), відповідно допустимі втрати тиску на кожному із клапанів мають бути не більш ніж $0,8/2 = 0,4$ кгс/см², тому $\Delta P = 0,4$ кгс/см²;

2) визначаємо необхідну пропускну здатність клапана, м³/год, за формулою (4.9)

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{3,6 \times 1,94}{\sqrt{0,4}} = 11,1 \text{ м}^3/\text{год};$$

3) за таблицею И.4 (дод. И) підбираємо клапан VM 2 Dn 40 мм, $Kv_s = 16,0$ м³/год [34].

Виконується умова, що $Kv_s = 16 > K_v \cdot 1,2 = 13,2$;

4) за формулою (4.10) знаходимо втрати тиску на клапані, кгс/см²

$$\Delta P_{кл} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2 = \left(\frac{3,6 \times 1,94}{16} \right)^2 = 0,19 \text{ кгс/см}^2;$$

5) за формулою (4.11) знаходимо ступінь відкриття клапана, %

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \% = \frac{11,1}{16} \times 100 \% = 69,4 \%;$$

Виконується умова, що $X \geq 30 \%$;

6) за формулою (4.12) знаходимо швидкість теплоносія на клапані, м/с

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1\,000}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \times 1,94 \times 1\,000}{3,14 \times 40^2} = 1,54 \text{ м/с}.$$

Виконується умова, що $v \leq 3,0 \div 3,5$ м/с.

4.2.5 Підбір клапана регулятора перепаду тиску

Регулятори перепаду тиску¹⁷ призначені для обмеження максимальних витрат теплоносія¹⁸ та автоматичного підтримання необхідного перепаду тиску на тепловому введенні.

Тиск, який має втрачатися на регуляторі перепаду тиску, складає

$$\Delta P_{pnt} = P_1 - P_2 - \Delta P_o - \Delta P_{кл}, \quad (4.13)$$

де P_1 – тиск у подавальному трубопроводі, кгс/см²;

P_2 – тиск у зворотному трубопроводі, кгс/см²;

ΔP_o – втрати тиску на обладнанні, трубопроводах та на вузлі обліку теплової енергії, кгс/см²;

$\Delta P_{кл}$ – втрати тиску на клапані регулятора температури, кгс/см².

Пропускна здатність, м³/год, клапана регулятора перепаду тиску складає

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P_{pnt}}}. \quad (4.14)$$

За значенням пропускної здатності за таблицями И.7 або И.8 (дод. И) підбираємо клапан регулятора перепаду тиску.

Втрати тиску, кгс/см², на клапані регулятора перепаду тиску визначаємо за формулою

$$\Delta P_{pnt} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2, \quad (4.15)$$

де Kv_s – умовна пропускна здатність клапана, м³/год.

Ступінь відкриття клапана регулятора перепаду тиску знаходимо за формулою

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \%. \quad (4.16)$$

Повинна виконуватися умова, що $X \geq 30 \%$.

Швидкість потоку, м/с, через клапан регулятора знаходимо за формулою

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1\,000}{\pi \cdot d^2}. \quad (4.16)$$

Повинна виконуватися умова, що $v \leq 3 \div 3,5$ м/с.

¹⁷ Технічні характеристики клапанів регулятора перепаду тиску наведені в таблицях И.7 та И.8 (дод. И) відповідно до даних [34].

¹⁸ Для обмеження максимальної витрати теплоносія замість регулятора перепаду тиску може встановлюватися клапан балансування, але це здійснюється, якщо перепад тисків на тепловому введенні менш ніж 0,08 МПа.

Приклад 4.

Вихідні дані:

- витрата теплоносія на потреби системи опалення споживача складає $G_{T1} = 1,94$ кг/с або $1,94 \times 3,6 = 7,0$ м³/год;
- тиск у подавальному трубопроводі $P_1 = 6$ кгс/см²;
- тиск у зворотному трубопроводі $P_2 = 4$ кгс/см²;
- втрати тиску на обладнанні теплового пункту, крім регулятора теплового потоку та регулятора перепаду тиску, складає $P_o = 1,2$ кгс/см²;
- втрати тиску на клапані регулятора теплового потоку $\Delta P_{кл} = 0,19$ кгс/см².

Порядок виконання:

- 1) визначаємо, за формулою (4.13), допустимі втрати тиску на клапані регулятора перепаду тиску, кгс/см²

$$\Delta P_3 = P_1 - P_2 - P_o - \Delta P_{кл} = 6 - 4 - 1,2 - 0,19 = 0,61 \text{ кгс/см}^2;$$

- 2) визначаємо, за формулою (4.14), необхідну пропускну здатність клапана регулятора перепаду тиску, м³/год.

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P_{рпт}}} = \frac{3,6 \times 1,94}{\sqrt{0,61}} = 9,0 \text{ м}^3/\text{год};$$

- 3) за таблицею И.7 (дод. И) підбираємо клапан AVP Dn 32 мм, $Kv_s = 12,5$ м³/год [34];

- 4) за формулою (4.15) знаходимо втрати тиску на клапані, кгс/см²

$$\Delta P_{рпт} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2 = \left(\frac{3,6 \times 1,94}{12,5} \right)^2 = 0,314 \text{ кгс/см}^2;$$

- 5) за формулою (4.16) знаходимо ступінь відкриття клапана, %

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \% = \frac{9}{12,5} \cdot 100 \% = 72 \%;$$

Виконується умова, що $X \geq 30$ %;

- 6) за формулою (4.17) знаходимо швидкість теплоносія на клапані, м/с

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,94 \cdot 1000}{3,14 \cdot 32^2} = 2,4 \text{ м/с.}$$

Виконується умова, що $v \leq 3,0 \div 3,5$ м/с.

Для підбору обладнання теплових пунктів можна використовувати онлайн-калькулятор розрахунку [31].

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 4

Теоретичне питання

1. Чим відрізняється ІТП від ЦТП?
2. Які бувають схеми, на теплових пунктах, приєднання систем опалення до теплових мереж?
3. Які бувають схеми, на теплових пунктах, приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж?
4. Яка зі схем приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж заборонена при новому будівництві або реконструкції?
5. Від чого залежить кількість входів / виходів із теплового пункту?
7. Які прилади (яке обладнання) відносять до активного регулювання?
8. Чому заборонено використовувати гідроелеватори сумісно з регуляторами теплового потоку?
9. Який повітрообмін (короткочасний) має бути у теплових пунктах?
10. Яка мінімальна відстань має бути між окремо розташованим тепловим пунктом та житловим будинком (будівлею або спорудою)?

Задача № 1

Для всіх варіантів виконати підбір такого обладнання теплового пункту:

1. Лічильника теплової енергії:
 - визначити втрати тиску.
 2. Лічильника гарячої води (контрольного водоміра на зворотному трубопроводі):
 - визначити втрати тиску.
 3. Клапана регулятора теплового потоку:
 - визначити його діаметр та умовну пропускну здатність;
 - знайти втрати тиску на клапані ΔP (кгс/см²);
 - знайти ступінь відкриття клапану X (%);
 - визначити швидкість на клапані W (м/с).
 4. Клапану регулятора перепаду тиску:
 - визначити його діаметр та умовну пропускну здатність;
 - знайти втрати тиску на клапані ΔP (кгс/см²);
 - знайти ступінь відкриття клапана X (%);
 - визначити швидкість на клапані W (м/с).
 5. Змішувального насоса системи опалення.
- Вихідні дані прийняти відповідно до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані

Ч. ч.	Q _o , МВт	T ₁ , °C	T ₂ , °C	T ₁₁ , °C	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	ΔP ₁ , МПа	ΔP ₂ , МПа
1	1,0	150	70	95	0,6	0,45	0,03	0,05
2	0,8	145	70	95	0,65	0,45	0,05	0,06
3	0,6	140	70	95	0,5	0,32	0,04	0,04
4	0,4	135	70	95	0,6	0,35	0,1	0,06
5	1,2	130	70	95	0,55	0,35	0,08	0,05
6	1,4	125	70	95	0,5	0,35	0,06	0,05
7	1,0	124	61	81	0,45	0,3	0,03	0,06
8	0,8	120	70	95	0,5	0,35	0,05	0,04
9	0,6	118	59	78	0,6	0,45	0,04	0,06
10	0,4	115	70	95	0,55	0,45	0,03	0,05
11	1,2	150	70	90	0,6	0,42	0,08	0,05
12	1,4	145	70	90	0,53	0,35	0,09	0,06
13	1,0	140	70	90	0,55	0,45	0,03	0,04
14	0,8	135	70	90	0,6	0,45	0,05	0,06
15	0,6	130	70	90	0,55	0,38	0,04	0,05
16	0,4	125	70	90	0,5	0,35	0,1	0,07
17	1,2	150	60	90	0,65	0,45	0,08	0,06
18	1,1	145	60	90	0,5	0,32	0,03	0,04
19	1,3	140	60	90	0,6	0,32	0,03	0,06
20	1,0	135	60	90	0,55	0,35	0,09	0,08
21	0,8	130	60	90	0,6	0,45	0,04	0,07
22	0,6	125	60	90	0,62	0,45	0,09	0,05
23	0,4	150	60	80	0,5	0,32	0,07	0,04
24	0,9	145	60	80	0,6	0,35	0,06	0,06
25	1,0	140	60	80	0,54	0,45	0,03	0,05
26	0,5	135	60	80	0,6	0,45	0,05	0,05
27	1,4	130	60	80	0,61	0,32	0,04	0,06
28	1,0	125	60	80	0,5	0,33	0,1	0,04
29	0,8	150	70	95	0,6	0,45	0,08	0,06
30	0,5	145	70	95	0,55	0,44	0,06	0,05

У таблиці:

Q_o – максимальне теплове навантаження системи опалення, МВт;

T₁ – температура теплоносія у подавальному трубопроводі теплових мереж, °C;

T₂ – температура теплоносія у зворотному трубопроводі теплових мереж, °C;

T₁₁ – температура теплоносія у подавальному трубопроводі системи опалення, °C;

P₁ – тиск у подавальному трубопроводі, МПа;

P₂ – тиск у зворотному трубопроводі, МПа;

ΔP₁ – втрати тиску на вузлі керування, крім теплового лічильника, лічильника гарячої води, регулятора теплового потоку, регулятора перепаду тиску, МПа;

ΔP₂ – втрати тиску у системі опалення, МПа.

5 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ. ТЕМПЕРАТУРНИЙ ГРАФІК

Мета заняття – вивчення видів методів регулювання теплових потоків. Ознайомлення та отримання навичок із побудови температурних графіків.

Теоретичні положення. Під регулюванням відпущення тепла споживачам розуміють усю сукупність заходів щодо зміни кількості тепла, яку отримують споживачі згідно з їхніми потребами. Якщо для споживачів систем ГВ кількість отриманого тепла є вторинною функцією від кількості гарячої води нормованого температурного рівня, яку вони фізично споживають, то для систем опалення, припливної вентиляції та централізованого кондиціонування має значення саме кількість тепла, яку можна передавати теплоносіями різних типів з різними сполученнями параметрів.

Вибір температурного графіка визначається відносною долею навантаження на ГВ Q_{hmax} від навантаження на опалення Q_{omax}

$$\chi_{max} = Q_{hmax}/Q_{omax} . \quad (5.1)$$

Тип графіка, що приймається для центрального регулювання на джерелі тепла, залежить від χ_{max} , проте за будь-яких значень χ_{max} спочатку будується суто опалювальний графік, оскільки він є базовим для побудови всіх інших графіків.

5.1 Побудова суто опалювального графіка

У випадку $\chi_{max} = 0$ суто опалювальний графік застосовується як остаточний робочий графік. За цим графіком температури в подавальній τ_{1t} й зворотній τ_{2t} магістралях теплової мережі, а також у подавальній τ_{11t} магістралі системи опалення за поточної температури зовнішнього повітря t_3 можна знайти за формулами

$$\tau_{1t} = t_{im} + (\tau_{п} - t_{im}) \bar{Q}_o^{0,8} + (\tau_1 - \tau_{п}) \bar{Q}_o; \quad (5.2)$$

$$\tau_{2t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_2) \bar{Q}_o; \quad (5.3)$$

$$\tau_{11t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_{11}) \bar{Q}_o, \quad (5.4)$$

де τ_1, τ_2 – температури теплоносія у подавальній та зворотній магістралях теплової мережі за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря $t_o, ^\circ C$;

τ_{11} – температура теплоносія в подавальній магістралі системи опалення за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o ; приймається

для кожної будівлі окремо залежно від її призначення та характеристик системи опалення;

t_{im} – середня розрахункова температура внутрішнього повітря будівель, що отримують тепло від теплової мережі, °С; для промислового підприємства за відомих характеристик усіх корпусів температуру t_{im} можна знайти з виразу

$$t_{im} = \sum t_{ij} V_j / \sum V_j, \quad (5.5)$$

де t_{ij} – розрахункова температура внутрішнього повітря j -го корпусу, °С;

V_j – об'єм j -го корпусу, м³.

Відносне теплове навантаження на опалення $\bar{Q}_o$ знаходиться за формулою

$$\bar{Q}_o = (t_{im} - t_3) / (t_{im} - t_o). \quad (5.6)$$

Розрахункова температура теплоносія в опалювальних приладах τ_n за зовнішньої температури t_o визначається як

$$\tau_n = (\tau_{11} + \tau_2) / 2. \quad (5.7)$$

Для водяної теплової мережі, що постачає тепло на промислому підприємстві, відносне навантаження χ_{max} дорівнює 0 у двох випадках:

1. Якщо в усіх корпусах, обслуговуваних водяною тепловою мережею Т1, Т2, споживання гарячої води відсутнє.

2. Якщо в усіх корпусах навантаження на гаряче водопостачання покривається не теплоносієм з водяної теплової мережі з параметрами τ_{1t} , τ_{2t} , а гарячою водою, що подається з окремої розподільної мережі гарячого водопостачання з параметрами τ_3 , τ_4 ; у цьому разі водяна тепла мережа та мережа гарячого водопостачання повинні отримувати тепло від окремих, не зв'язаних між собою котельних установок або установки повинні мати по два контури, спроможних працювати незалежно один від одного.

Таке рішення буде оптимальним, коли споживання гарячої води зосереджене у декількох корпусах, розташованих поблизу від джерела теплопостачання, або якщо споживання гарячої води необхідно задовольняти в переважній більшості будівель. Ще більш вигідним варіантом буде підігрів водопровідної води надлишковою парою в пароводяних підігрівниках.

На рисунку 5.1 показано суто опалювальний температурний графік, збудований за даними таблиці 5.1. За суто опалювального графіка в усьому діапазоні температур зовнішнього повітря опалювального періоду від +8 °С до

t_o застосовується центральне якісне¹⁹ регулювання відпущення тепла споживачам.

Таблиця 5.1 – Приклад розрахунку температур теплоносія за суто опалювальним температурним графіком

$t_3, ^\circ\text{C}$	+8	+5	0	-5	-10	-15	-20	-24
$\bar{Q}_o$	0,161	0,239	0,370	0,502	0,633	0,764	0,895	1,000
τ_{1t}	41,94	53,64	72,28	90,23	107,71	124,84	141,69	155,00
τ_{2t}	28,30	33,30	40,79	47,59	53,93	59,91	65,61	70,00
τ_{11t}	33,91	41,68	53,76	65,15	76,07	86,65	96,94	105,00

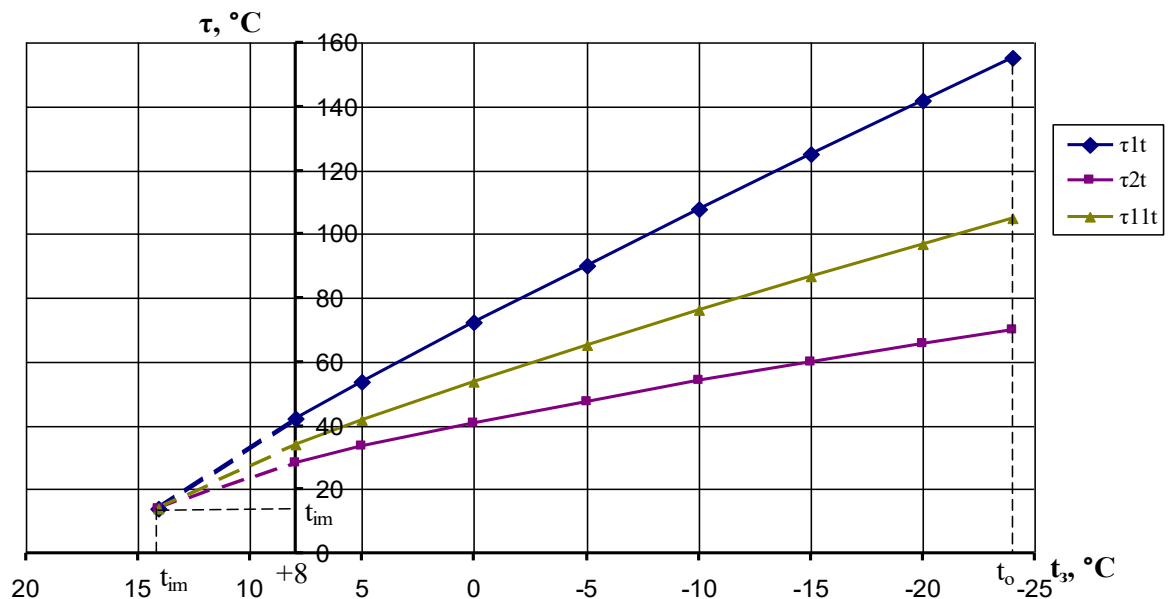


Рисунок 5.1 – Опалювальний температурний графік ($\chi_{\max} = 0$)

5.2 Опалювально-побутовий температурний графік

Якщо до водяної теплової мережі T1, T2, окрім систем опалення та вентиляції, підключено також й системи гарячого водопостачання, то за умов $\chi_{\max} < 0,2$ та $\chi_{\max} > 1,0$ застосовується опалювально-побутовий температурний графік та одноступінчаста паралельна схема підключення підігрівників гарячої води. Приклад опалювально-побутового графіка показано на рисунку 5.2.

Опалювально-побутовий графік відрізняється від суто опалювального графіка тим, що мінімальна температура в подавальній магістралі теплової мережі обмежується знизу вимогами щодо забезпечення мінімальної розрахункової температури гарячої води у водорозбірній арматурі споживача t_{hu}

¹⁹ За якісного регулювання зміна кількості відпущеного тепла досягається завдяки зміні різниці температур теплоносія в подавальній і зворотній магістралі $\tau_{1t} - \tau_{2t}$ за постійного значення витрат теплоносія. Практично якісне регулювання досягається шляхом зміни температури теплоносія τ_{1t} у подавальній магістралі.

$\geq 55\text{ }^{\circ}\text{C}$. З урахуванням втрат температури в процесі транспортування й розподілу гарячої води та за потреби в температурному напорі між нагрівним теплоносієм і тим, що нагрівається $\Delta t = \tau_1 - t_h \geq 5 \div 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, мінімальна температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі для закритої системи тепlopостачання приймається $\tau_{1\min} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для забезпечення підтримки такої температури теплоносія за температур зовнішнього повітря, яким відповідають нижчі температури τ_{1t} згідно з суто опалювальним графіком, змінюють спосіб регулювання відпущення тепла з якісного на кількісний.²⁰

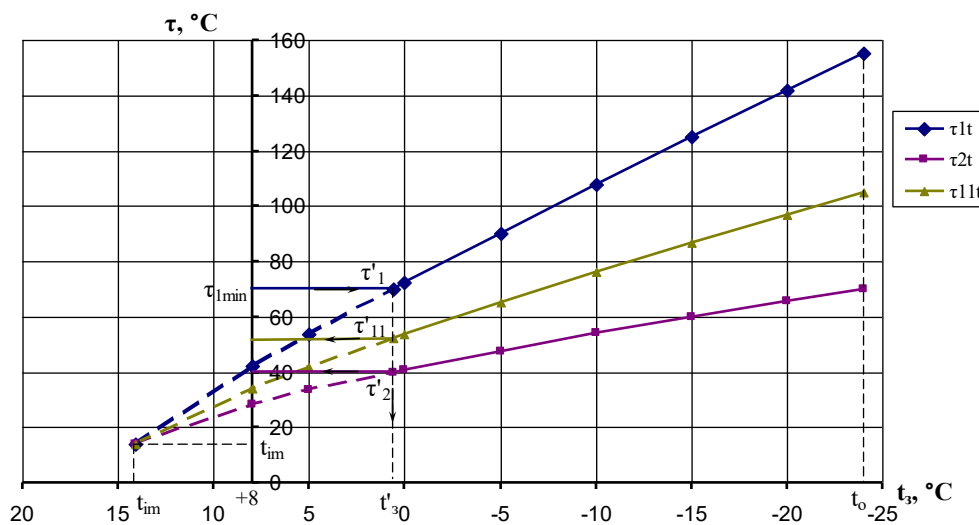


Рисунок 5.2 – Опалювально-побутовий температурний графік
($\chi_{\max} < 0,2$, $\chi_{\max} > 1,0$)

Температура зовнішнього повітря, за якої відбувається зміна способу регулювання відпущення тепла, називається температурою зламу і позначається t'_3 . Таким чином, опалювально-побутовий графік будується графічним способом на базі суто опалювального графіка шляхом фіксації температури в подавальній магістралі на рівні $\tau'_1 = \tau_{1\min}$ за $t_3 > t'_3$. Температури в зворотній магістралі теплової мережі τ'_2 та в подавальній магістралі системи опалення τ'_{11} так само фіксують на постійному рівні шляхом проведення горизонтальних прямих ліній від точок перетинання ліній τ_{11t} та τ_{2t} з перпендикуляром t'_3 .

²⁰ За кількісного регулювання змінюють витрати теплоносія за незмінних його температур. Найчастіше застосовується регулювання пропусками, під час якого відбувається почергове відключення і включення подачі теплоносія в абонентські системи опалення та вентиляції.

5.3 Підвищений графік регулювання відпущення тепла

У випадку $\chi_{\max} = 0,2 \div 1,0$ ($\chi_m = 0,1 \div 0,5$) у закритих системах застосовуються двоступінчасті схеми та підвищений температурний графік, який будується на базі опалювально-побутового графіка.

За цього графіка в системі тепlopостачання підтримується постійна витрата теплоносія, що дорівнює розрахунковій витраті на опалення G_o , а витрата тепла на гаряче водопостачання покривається шляхом підвищення температури в подавальній магістралі і зниження – у зворотній. У цьому разі коливання теплового навантаження на гаряче водопостачання викликають зміни в кількості тепла, подаваного на опалення, що згладжуються завдяки здатності будинків акумулювати тепло. Баланс тепла забезпечується завдяки побудові підвищеного графіка за «балансовим» навантаженням ГВ, рівним

$$Q_{hb} = \chi_b Q_{hm} = \chi_b \chi_m Q_o, \quad (5.8)$$

де χ_b – балансовий коефіцієнт, прийнятий зазвичай $\chi_b = 1,2$;

χ_m – відносне середнє навантаження системи ГВ: $\chi_m = Q_{hm}/Q_o$.

Підвищена температура теплоносія в подавальній магістралі тепломережі забезпечує збільшення тепловіддачі в підігрівниках другого ступеня.

Сумарне збільшення перепаду температур теплоносія δ (збільшення температури на подачі δ_{II} , використання в підігрівнику II ступеня, і зменшення температури в зворотному трубопроводі δ_I , що відбирається в підігрівнику I ступеня), не залежить від температур зовнішнього повітря:

$$\delta = \delta_{II} + \delta_I = \text{const}; \quad (5.9)$$

$$\delta = Q_{hb}/G_o c = Q_{hb}(\tau_1 - \tau_2)/Q_o = \chi_m \chi_b (\tau_1 - \tau_2) = \chi_{mb} (\tau_1 - \tau_2). \quad (5.10)$$

Температуру водопровідної води після першого ступеня підігріву t_n визначають з виразу

$$t_n = \tau'_2 - \Delta t_n. \quad (5.11)$$

Рекомендовано приймати величину недогріву в першому ступені $\Delta t_n = 5 \div 10$ °C, враховуючи обмеження

$$\Delta t_n \geq \Delta t_{n\min}, \quad (5.12)$$

де $\Delta t_{n\min}$ – мінімально допустимий недогрів.

За температури зламу графіка і вище ($t_3 \geq t'_3$) зменшення температури зворотного теплоносія в першому ступені підігріву буде дорівнювати

$$\delta'_I = \delta(t_n - t_c)/(t_h - t_c), \quad (5.13)$$

де t_h та t_c – температури відповідно гарячої та холодної води.

В інтервалі температур зовнішнього повітря від температури зламу графіка t'_3 до розрахункової опалювальної температури t_o ($t'_3 \geq t_3 \geq t_o$):

$$\delta_I = \delta'_I(\tau_{2t} - t_c)/(\tau'_{2t} - t_c). \quad (5.14)$$

З (5.9) збільшення перепаду температур у другому ступені підігрівника завжди дорівнює

$$\delta_{II} = \delta - \delta_I. \quad (5.15)$$

Температури в магістралях рівні

$$\tau_{1II} = \tau_{1t} + \delta_{II}, \quad (5.16)$$

$$\tau_{2II} = \tau_{2t} - \delta_I. \quad (5.17)$$

Мінімально допустиму величину недогріву Δt_{hmin} можна знайти, виходячи з умов неперевикнення додатковим перепадом температури теплоносія в першому ступені підігріву δ_I сумарного додаткового перепаду температур теплоносія в першому та другому ступені δ за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o , тобто $\delta_{Io} \leq \delta$.

Оскільки

$$\delta_{Io} = \delta (\tau'_{2t} - \Delta t_h - t_c)(\tau_{2t} - t_c)/(\tau'_{2t} - t_c)/(t_h - t_c), \quad (5.18)$$

то звідси

$$\Delta t_{hmin} = (\tau'_{2t} - t_c)(\tau_{2t} - t_h)/(\tau_{2t} - t_c). \quad (5.19)$$

Підвищений графік будується на базі опалювально-побутового графіка. Розрахунок температур теплоносія для підвищеного температурного графіка зводимо в таблицю 5.2, що є модифікованою таблицею 5.1.

У таблиці 5.2 наведено приклад розрахунку даних для побудови підвищеного графіка за умов: $\chi_b = 1,2$; $\chi_m = 0,157$; $t_h = 55^\circ\text{C}$; $t_c = 5^\circ\text{C}$; $\Delta t_h = 9^\circ\text{C}$.

Приклад побудови підвищеного графіка за даними таблиці 5.2 показано на рисунку 5.3.

Таблиця 5.2 – Приклад розрахунку температур для підвищеного графіка

$t_3, ^\circ\text{C}$	8	5	0,62	0	-5	-10	-15	-20	-24
$\bar{Q}_o$	0,1605	0,239	0,354	0,370	0,502	0,633	0,764	0,895	1
τ_{1t}	70,000	70,000	70	72,276	90,228	107,71	124,84	141,69	155
τ_{2t}	40,089	40,089	39,903	40,791	47,594	53,928	59,909	65,609	70
τ_{11t}	55,044	55,044	52,296	53,755	65,149	76,074	86,646	96,936	105
δ_I	8,385	8,385	8,34	8,5528	10,179	11,692	13,121	14,483	15,533

$t_3, ^\circ\text{C}$	8	5	0,62	0	-5	-10	-15	-20	-24
δ_{Π}	7,600	7,600	7,644	7,432	5,806	4,293	2,863	1,501	0,452
$\tau_{1\Pi}$	77,600	77,600	77,64	79,708	96,034	112	127,7	143,19	155,45
$\tau_{2\Pi}$	31,704	31,704	31,56	32,238	37,416	42,236	46,788	51,125	54,467

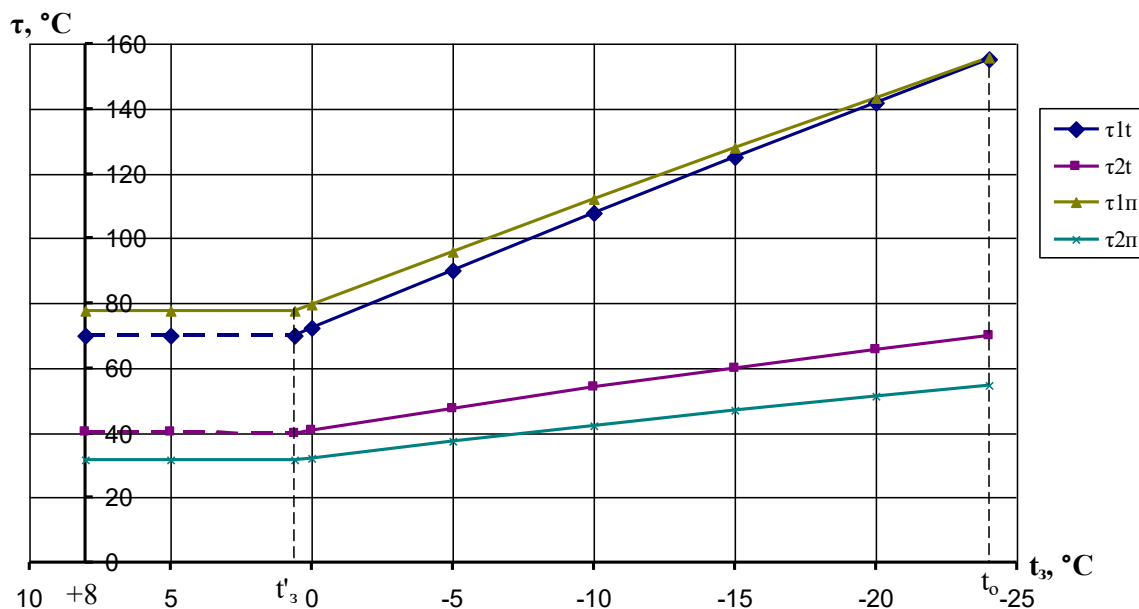


Рисунок 5.3 – Підвищений температурний графік ($0,2 < \chi_{\max} < 1,0$)

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 5

Теоретичне питання

1. Який зі способів регулювання відпущення тепла (центральний, груповий, місцевий, індивідуальний, комбінований) спроможний найбільшою мірою задовольнити потреби споживача?
2. У чому полягають переваги якісного регулювання відпущення тепла?
3. Поясніть переваги кількісного регулювання відпущення тепла.
4. Як визначається, за яким температурним графіком працює система тепlopостачання?
5. Що дає якісно-кількісне регулювання відпущення тепла за показником ступеня $m = 0,33$ та $m = 0,25$?
6. Яке регулювання застосовують у разі використання двоступінчастої послідовної схеми підключення підігрівників ГВ?

7. Який зі способів регулювання відпущення тепла (центральний, груповий, місцевий, індивідуальний, комбінований) спроможний найбільшою мірою задовольнити потреби споживача?

8. У чому полягають переваги якісного регулювання відпущення тепла?

Задача № 1

Відповідно до даних таблиці 5.3 виконати побудову опалювального, опалювально-побутового та підвищеного температурних графіків. Відповідь надати у табличному та графічному вигляді. Під час побудови підвищеного графіка прийняти, що балансний коефіцієнт $\chi_b = 1,2$. Температура гарячої води на виході з теплообмінного апарата II ступеня складає $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура гарячої води на виході з теплообмінного апарата I ступеня складає $\tau'_2 - \Delta t$. Температура холодної води $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 5.3 – Вихідні дані

Ч. ч.	Місто	Температура, $^{\circ}\text{C}$				$\Delta t, ^{\circ}\text{C}$	χ_m
		tв	T1	T2	T11		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Харків	22	150	70	95	5	0,1
2	Київ	20	145	70	95	6	0,15
3	Дніпро	18	140	70	95	7	0,2
4	Умань	16	135	70	95	8	0,25
5	Миколаїв	14	130	70	95	9	0,3
6	Одеса	12	125	70	95	10	0,35
7	Херсон	22	120	70	95	5	0,4
8	Ужгород	20	115	70	95	6	0,45
9	Львів	18	110	70	95	7	0,5
10	Луцьк	16	105	70	95	8	0,1
11	Кропивницький	14	100	70	95	9	0,15
12	Івано-Франківськ	12	95	70	95	10	0,2
13	Суми	22	150	60	80	5	0,25
14	Полтава	20	145	60	80	6	0,3
15	Тернопіль	18	140	60	80	7	0,35
16	Лубни	16	135	60	80	8	0,4
17	Ромни	14	130	60	80	9	0,45
18	Чернігів	12	125	60	80	10	0,5

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
19	Черкаси	22	120	60	80	5	0,1
20	Чернівці	20	115	60	80	6	0,15
21	Гайворон	18	110	60	80	7	0,2
22	Кривий Ріг	16	105	60	80	8	0,25
23	Лозова	14	100	60	80	9	0,3
24	Рівне	12	95	60	80	10	0,35
25	Вінниця	22	124	61	81	5	0,4
26	Житомир	20	118	59	78	6	0,45
27	Запоріжжя	18	150	75	90	7	0,5
28	Хмельницький	16	145	75	90	8	0,1
29	Ізмаїл	14	140	75	90	9	0,15
30	Харків	12	135	75	90	10	0,2

У таблиці:

t_v – температура внутрішнього повітря, °С;

T_1 – температура теплоносія у подавальному трубопроводі теплової мережі, °С;

T_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі теплової мережі, °С;

T_{11} – температура теплоносія у подавальному трубопроводі системи опалення, °С;

χ_m – відносне середнє навантаження системи ГВП;

τ'_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі теплової мережі, у точці «зламу» температурного графіка, °С;

Δt – недогрів гарячої води у I ступені теплообмінного апарата, °С.

6 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВОДЯНИХ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Мета заняття – вивчення принципів розрахунку витрат теплоносія. Отримання навичок з виконання гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж.

Теоретичні положення. Задачами гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж є підбір діаметрів трубопроводів, визначення втрат тиску, визначення швидкості руху теплоносія. За підсумками гідравлічного розрахунку виконується побудова п'єзометричного графіку теплових мереж та підбір насосів.

6.1 Визначення витрат теплоносія

Для виконання гідравлічних розрахунків окремих систем необхідно мати значення розрахункових витрат теплоносіїв (нагрітої води на опалення, вентиляцію з параметрами Т1, Т2; гарячої води на побутові потреби Т3, Т4; пари та конденсату з параметрами Т7, Т8). Перед розрахунком відповідних витрат необхідно остаточно визначитись, за яким варіантом буде покриватися навантаження гарячого водопостачання в окремих будівлях:

- 1) з окремої мережі гарячого водопостачання Т3 (з наявністю циркуляційного трубопроводу Т4 чи без такого);
- 2) з мережі водяного теплопостачання Т1, Т2 (з використанням водоводяних підігрівників ГВ для закритої системи);
- 3) з мережі парового теплопостачання Т7, Т8 (з використанням пароводяних підігрівників ГВ);
- 4) частина цехів зазвичай ближчих до джерела тепла, отримують гарячу воду з мережі ГВ Т3, Т4; інші цехи – з мережі Т1, Т2 (як у варіанті 2) або з трубопроводів Т7, Т8 (як у варіанті 3).

У першому варіанті гарячу воду отримують на джерелі теплопостачання й розповсюджують її мережею окремих трубопроводів Т3 (Т4). У варіантах 2 та 3 приготування гарячої води здійснюється безпосередньо в кожного споживача в підігрівниках або вузлах змішування, тому мережа трубопроводів гарячої води відсутня. В останньому варіанті мережа Т3, Т4 охоплює лише частину підприємства, а решта корпусів задовольняє потребу в гарячій воді за допомогою трубопроводів Т1, Т2 або/та Т7, Т8.

Залежно від методики розрахунку та використовуваних таблиць або номограм витрати теплоносіїв застосовують у різних одиницях розмірності.

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у кг/год:

– на опалення G_o

$$G_o = 3,6 \times 10^9 \cdot Q_o / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 0,855 \times 10^6 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (6.1)$$

– на вентиляцію G_v

$$G_v = 3,6 \times 10^9 \cdot Q_v / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 0,855 \times 10^6 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2), \quad (6.2)$$

де Q_o – розрахункове навантаження на опалення, МВт;

Q_v – розрахункове навантаження на вентиляцію, МВт;

τ_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі (за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o), °С;

τ_2 – розрахункова температура теплоносія в зворотній магістралі теплової мережі, °С;

c – теплоємність теплоносія, середнє значення якої від інтервалу температур між подавальною та зворотною магістралями 115–70 °С до інтервалу 150–70 °С змінюється з 4 214 до 4 250 Дж/(кг · °С).

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у кг/с:

– на опалення G_o

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (6.3)$$

– на вентиляцію G_v

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2). \quad (6.4)$$

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у л/с

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c\rho(\tau_1 - \tau_2)] = k_p \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2), \quad (6.5)$$

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c\rho(\tau_1 - \tau_2)] = k_p \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2), \quad (6.6)$$

де ρ – густина теплоносія, значення якої в інтервалі температур у подавальній магістралі від 115 °С до 150 °С змінюється з 0,947 кг/л до 0,913 кг/л;

k_p – коефіцієнт перерахунку, що змінюється від параметрів графіка 115–70 °С до 150–70 °С з 251 до 257.

Розрахункові середні витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 на гаряче водопостачання (ГВ) за наявності акумулятора та одноступеневої паралельної схеми підключення підігрівника у кг/год

$$G_{hm} = 3,6 \times 10^9 Q_{hm} / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.7)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 236 \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.8)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c\rho(\tau'_1 - \tau_3)] = k_p \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.9)$$

Розрахункові максимальні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ за відсутності акумулятора та одноступеневої паралельної схеми підключення підігрівника в кг/год

$$G_{hmax} = 3,6 \times 10^9 Q_{hmax} / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.10)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.11)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c_p (\tau'_1 - \tau_3)] = k_p \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.12)$$

Розрахункові середні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ для двоступінчастих схем підключення підігрівників в кг/год

$$G_{hm} = 0,86 \times 10^6 Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (6.13)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hm} = 236 \cdot Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (6.14)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hm} = k_p \cdot Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (6.15)$$

Розрахункові максимальні витрати пари на потреби гарячого водопостачання в т/год

$$G_{ph} = 3,6 \cdot Q_{hmax} \cdot 10^3 / r. \quad (6.16)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{ph} = Q_{hmax} \cdot 10^3 / r. \quad (6.17)$$

У виразах (6.7) – (6.17) застосовані позначення:

τ'_1 – температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі за температури зламу графіка t'_3 , °С;

τ'_2 – температура теплоносія у зворотній магістралі теплової мережі за температури зламу графіка t'_3 , °С;

τ_3 – температура теплоносія у зворотній магістралі теплової мережі, відповідно до [1], приймається 30 °С;

c_h – теплоємність теплоносія за мінімальної температури в подавальній магістралі для закритих систем (70 °С); $c_h = 4\,189$ Дж/(кг · °С);

t_h – температура гарячої води, °С;

t_c – температура холодної водопровідної води, °С;

t_n – температура водопровідної води після підігрівника першого ступеня, °С;

r – теплота пароутворення, кДж/кг, таблиця Ж.1 (дод. Ж).

У випадку якісного регулювання відпуску теплоти в закритих двотрубних теплових мережах сумарну розрахункову витрату мережної води згідно з [1] знаходять за формулою

$$G_{\tau 1, \tau 2} = G_o + G_v + k_3 G_{hm}, \quad (6.18)$$

де k_3 – коефіцієнт, що залежить від типу системи та її потужності; у випадку регулювання за навантаженням опалення (опалювально-побутовий графік регулювання відпущення тепла) для закритих систем з потужністю до 100 МВт приймається $k_3 = 1,2$; від 100 МВт та більше, а також до 100 МВт, але з баками-акумуляторами $k_3 = 1,0$; для регулювання за сумісним навантаженням опалення та гарячого водопостачання (підвищений графік регулювання відпущення тепла) приймається $k_3 = 0$.

Сумарні витрати води водяних теплових мереж Т1, Т2 для кожного зі споживачів з тепловим потоком не більше 10 МВт або для відносного навантаження $\chi_{\max} > 1,0$ та за відсутності баків акумуляторів знаходяться за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + G_{h\max}. \quad (6.19)$$

Якщо потреба споживача в гарячій воді задовольняється з окремої мережі Т3(Т4), то сумарні витрати води водяної теплової мережі Т1, Т2 знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v. \quad (6.20)$$

Для кожного з корпусів, куди пара подається на технологічні потреби, можливий також варіант підігріву водопровідної води залишковою теплотою конденсату, якщо пара фізично не витрачається в основному процесі та якщо витрата конденсату достатня для підігріву потрібною кількості гарячої води. Для того, щоб підігрів водопровідної води здійснювався цілковито завдяки теплоті конденсату, його витрата має задовольняти умові

$$G_{ki} \geq Q_{h\max i} \cdot 10^3 / (c_k(t_{kp} - t_{kk})), \quad (6.21)$$

де G_{ki} – витрата конденсату і-го споживача, кг/с;

$Q_{h\max i}$ – максимальне теплове навантаження ГВ і-го споживача, МВт;

c_k – середня теплоємність конденсату, кДж/(кг · °С) в інтервалі температур $t_{kp} - t_{kk}$;

t_{kp}, t_{kk} – відповідно початкова та кінцева температури конденсату; зазвичай приймають $t_{kp} = 100$ °С, $t_{kk} = 70$ °С.

Якщо умова (6.20) не виконується, то підігрів гарячої води принаймні частково необхідно здійснювати шляхом подавання додаткової кількості пари. У цьому випадку в формули (6.16)–(6.17) замість $Q_{h\max i}$ підставляють різницю $Q_{h\max i} - G_{ki}c_k(t_{kp} - t_{kk}) \cdot 10^3$, а сумарну кількість пари G_{T7} отримують з виразу

$$G_{T7} = G_T + G_{ph}. \quad (6.22)$$

6.2 Попередній етап гідравлічного розрахунку

Оскільки максимальна різниця температур між теплоносієм (водою) у подавальній та зворотній магістралі не перевищує $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для параметрів температурного графіка $150\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$), різниця густин подавальної та зворотної води не перевищуватиме 60 кг/м^3 або $6,1\text{ }\%$. У зв'язку з цим інженерний гідравлічний розрахунок закритих водяних мереж виконується тільки для одного напрямку (подавального чи зворотного). Для водяних мереж із навантаженням лише опалення й вентиляції (без підключення гарячого водопостачання) інженерний розрахунок ведеться для розподільних трубопроводів при розрахунковій температурі теплоносія тому, що за однакових масових витрат подавальний теплоносій, маючи дещо меншу густину, буде мати дещо більшу швидкість, а отже, дещо більші втрати тиску. Водяні теплові мережі з навантаженнями не лише опалення та вентиляції, а й гарячого водопостачання варто розраховувати для температури зламу графіка, тобто $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ для закритих мереж та $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ для відкритих, оскільки саме за цієї температури будуть спостерігатися найбільші сумарні витрати теплоносія.

Перед виконанням гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж необхідно підготувати розрахункову схему (рис. 6.1), на якій в одну лінію показується траса теплопроводів, що з'єднують ЦТП з усіма споживачами²¹. Оскільки за вихідними даними практично кожен із споживачів споживає тепло принаймні на потреби опалення, трубопроводи тепломереж мають підводитися до кожного із споживачів. Схему розбивають на розрахункові ділянки. Ділянкою вважається відрізок теплотраси, в межах якого є постійними витрати та діаметр. Оскільки зміна витрат у подавальній магістралі може відбуватися лише внаслідок розподілу теплоносія між розгалуженнями у вузлах розгалужень, ці вузли, а також точки приєднання трубопроводів до споживачів та ЦТП і є границями ділянок.

Розрахункові витрати теплоносія для кожного зі споживачів приймаються за значенням G_{ov} із попередніх розрахунків (див. розділ 6.1). Витрати на кінцевих ділянках будуть дорівнювати розрахунковим витратам самих споживачів G_i . Витрати на проміжних ділянках між вузлами розгалуження знаходять шляхом підсумування витрат усіх кінцевих ділянок, що живляться від цих проміжних, рухаючись від споживачів до джерела. Іншим чином,

²¹ На розрахункову схему наносять: 1) номери ділянок (за двома вузлами – початковому й кінцевому); 2) розрахункові витрати кожного споживача та на кожній з ділянок (див. вище); 3) довжини ділянок (визначаються шляхом вимірювання на плані за відомим масштабом). Нанесення починають з кінцевих ділянок, а потім рухаються від найвіддаленіших споживачів до джерела тепла або ЦТП.

витрати будь-якої ділянки дорівнюють сумі витрат усіх ділянок, що живляться від неї.

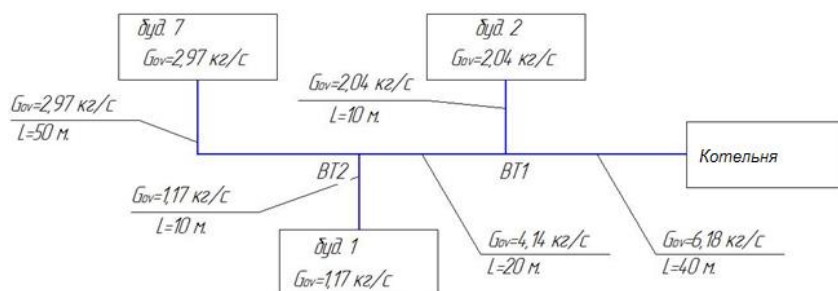


Рисунок 6.1 – Схема для гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж

6.3 Основний етап гідравлічного розрахунку

Розрахунок починається з вибору основного розрахункового напрямку, за який приймається маршрут від джерела тепла до найбільш віддаленого споживача. Якщо два чи більше корпусів знаходяться на однаковій відстані від джерела тепла(чи від спільного вузла розгалуження), розрахунковим вважається напрямок із більшими витратами теплоносія.

У випадку спрощеного інженерного розрахунку водяних теплових мереж втрати тиску на будь-якій ділянці знаходять за формулою

$$\Delta P = Rl(1 + \alpha_1) = R(l + l_e) = Rl_{пр}, \quad (6.23)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, віднесені до довжини трубопроводу, Па/м;

l – фізична довжина розрахункової ділянки, м;

α_1 – коефіцієнт, що відображає долю втрат на місцеві опори розрахункової ділянки від втрат тиску на тертя й приймається з таблиці К.1 (дод. К) залежно від типу та діаметра трубопроводу на ділянці та виду використовуваних компенсаторів;

l_e – еквівалентна довжина розрахункової ділянки, яка відображає розмір такої уявної додаткової ділянки, втрати тиску в якій дорівнюватимуть втратам тиску в місцевих опорах розрахункової ділянки, м;

$l_{пр}$ – приведена довжина розрахункової ділянки, яка дорівнює сумі фактичної та еквівалентної довжин: $l_{пр} = l + l_e$, м.

У процесі підбирання діаметра ділянки виходять зі значень максимальних питомих втрат тиску $R \leq 80 \text{ Па/м}$ для магістральних ділянок та $R \leq 300 \text{ Па/м}$ для відгалужень. Окрім цього, у випадку великих витрат враховується обмеження швидкості води W_v , яка не повинна перевищувати $3,5 \text{ м/с}$. Також бажано мати на ділянці швидкість не менше $0,2 \text{ м/с}$, оскільки в разі меншої швидкості суттєво

зростає ймовірність виділення і накопичення кисню, а також механічних зважених часток.

Для підбирання діаметра ділянки можна користуватися номограмами рисунок Т.1 або Т.2 (дод. Т). Підбір за номограмою здійснюють за значенням секундних масових витрат води G_v , піднімаючи перпендикуляр вгору до перетинання з однією з нахилених ліній внутрішніх діаметрів труб d . Якщо точці перетинання відповідає по горизонталі значення питомих витрат тиску R на вертикальній осі у межах 80 Па/м для магістральної ділянки або 300 Па/м для відгалуження, ця точка вважається робочою і для неї визначається швидкість W_v за розташуванням ліній швидкості, нахилених в інший бік, ніж лінії діаметрів. На діаграмі рисунка Т.2 (дод. Т) показано приклад підбору діаметра та визначення питомих витрат тиску й швидкості на ділянці Буд. 7 – ВТ 2, для витрат теплоносія 2,97 кг/с.

Вибираючи діаметр трубопроводу, необхідно мати на увазі, що мінімальний діаметр трубопроводу теплової мережі за будь-яких витрат теплоносія становить для основного напрямку – 50 мм, для відгалужень – 32 мм, а для циркуляційних трубопроводів гарячого водопостачання – 25 мм.

Перерахунок витрат тиску в Па у втрати напору в метрах водяного стовпа здійснюють за допомогою коефіцієнта перерахунку, що отримується з формули зв'язку між тиском та напором

$$\Delta H = \Delta P / (\rho' g), \quad (6.24)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807$ м/с².

Якщо для підрахунку користуватися номограмами на рисунку Т.1–Т.2 (дод. Т), які складені для густини $\rho' = 917$ кг/м³, то коефіцієнт перерахунку дорівнюватиме

$$k_H = 1 / (917 \times 9,807) = 1,112 \times 10^{-4} \quad (6.25)$$

і формула перерахунку (6.24) прийме вигляд

$$\Delta H = k_H \Delta P. \quad (6.26)$$

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 6.1, де показано приклад розрахунку схеми, наведеної на рисунку 6.1.

У процесі заповнювання таблиці спочатку розраховується основний (магістральний) напрямок, а потім ув'язуються всі відгалуження до споживачів. Сумарні втрати напору основного розрахункового напрямку (стовпчик 15) підсумовуються для ділянок від визначального споживача до джерела тепла.

Під час ув'язування відгалужень для кожного зі споживачів перевіряється, чи не перевищують сумарні втрати напору від ув'язаного споживача до вузла

його з'єднання з основним напрямком суму втрат напору до цього ж вузла за основним напрямком. У разі перевищення необхідно перевірити правильність вибору основного розрахункового напрямку або збільшити діаметр ділянки на ув'язуваному напрямку для зменшення втрат тиску та напору.

Таблиця 6.1 – Гідравлічний розрахунок водяної теплової мережі

Розрахункова ділянка		Витрати води G_t , кг/с	Тип труб	Діаметр, мм		Довжина ділянки, м				Швидкість води W_b , м/с	Втрати тиску			Втрати напору, м	
початковий вузол	кінцевий вузол			умовний d_y	внутрішній d_b	за планом l	коефіцієнт опорів α_1	еквівалентна l_e	приведена $l_{пр} = l + l_e$		питомі R , Па/м	на ділянці ΔP , Па	на ділянці ΔH	сумарні від споживача	Ув'язувані ΔH_y
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Основний розрахунковий напрямок буд. 7 – Котельня															
Буд 7	ВТ 2	2,97	Безшовні	80	82	50	0,3	15	65	0,57	62,1	4 037	0,45	0,45	
ВТ 2	ВТ 1	4,14	Безшовні	100	100	20	0,3	6	26	0,51	41,8	1 087	0,12	0,57	
ВТ 1	К	6,18	Безшовні	125	125	40	0,3	12	52	0,5	30,1	1 565	0,17	0,74	
Відгалуження															
Буд 2	ВТ 1	2,04	Звичайні	65	69	10	0,3	3	13	0,52	82,6	1 074	0,12	0,12	< 0,57
Буд 1	ВТ 2	1,17	Звичайні	50	51	10	0,3	3	13	0,59	133	1 729	0,65	0,19	< 0,45

Розгалужені схеми теплових мереж, окрім основного розрахункового напрямку, можуть мати ще кілька вторинних відгалужень. У такому випадку послідовно розраховують кожен вторинний напрямок, ув'язуючи його з основним, після чого ув'язують споживачів у кожному з напрямків.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 6

Задача № 1

Знайти масову (кг/с) та об'ємну (л/с) витрату теплоносія систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання будівель (№ 1 і № 2) виробничого підприємства. Схема приєднання системи гарячого водопостачання до теплових мереж – двоступенева змішана. Теплообмінний апарат системи ГВП розташовано на котельні. Система теплопостачання – двотрубна. Температура гарячої води на виході з теплообмінного апарату системи ГВП складає 60 °С. Температура холодної води складає 5 °С. Вихідні дані (табл. 6.2) по тепловим

навантаженням, температурам теплоносія прийняти відповідно до свого варіанта.

Таблиця 6.2 – Вихідні дані до задачі 1

Ч. ч.	Споживач	Теплові навантаження, МВт			Температури, °С			
		Q _o	Q _v	Q _h	T1	T2	t _п	τ' ₂
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Будівля № 1	0,5	0,6	0,4	150	70	39	44
	Будівля № 2	0,3	0,2	0,3				
2	Будівля № 1	0,8	0,7	0,7	145	70	38	44
	Будівля № 2	0,6	0,5	0,6				
3	Будівля № 1	0,75	0,8	0,6	140	70	37	44
	Будівля № 2	0,7	0,6	0,4				
4	Будівля № 1	0,95	1,05	0,75	135	70	36	44
	Будівля № 2	0,6	0,5	0,3				
5	Будівля № 1	1,1	1,3	1,2	130	70	35	44
	Будівля № 2	0,7	0,65	0,55				
6	Будівля № 1	1,2	1,25	0,85	125	70	35	45
	Будівля № 2	0,45	0,25	0,35				
7	Будівля № 1	1,25	0,95	0,65	120	70	43	48
	Будівля № 2	0,65	0,6	0,6				
8	Будівля № 1	1,25	0,6	1,0	115	70	43	49
	Будівля № 2	0,6	0,2	0,65				
9	Будівля № 1	1,4	0,7	0,4	110	70	43	50
	Будівля № 2	0,8	0,4	0,3				
10	Будівля № 1	1,5	0,8	0,7	105	70	43	51
	Будівля № 2	1,15	0,3	0,35				
11	Будівля № 1	0,5	1,05	0,6	100	70	43	52
	Будівля № 2	0,3	0,85	0,35				
12	Будівля № 1	0,8	1,3	0,75	95	70	44	54
	Будівля № 2	0,6	1,2	0,45				
13	Будівля № 1	0,75	1,25	1,2	150	60	34	39
	Будівля № 2	0,7	0,25	0,75				
14	Будівля № 1	0,95	1,05	0,85	145	60	33	39
	Будівля № 2	0,55	0,6	0,3				
15	Будівля № 1	1,1	0,6	0,65	140	60	32	39
	Будівля № 2	0,8	0,2	0,55				
16	Будівля № 1	1,2	0,7	1,0	135	60	31	39
	Будівля № 2	0,45	0,5	0,75				
17	Будівля № 1	1,25	0,8	0,4	130	60	30	39
	Будівля № 2	0,65	0,45	0,3				
18	Будівля № 1	1,3	1,05	0,7	125	60	30	40
	Будівля № 2	0,9	0,85	0,5				

Продовження таблиці 6.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
19	Будівля № 1	1,4	1,3	0,6	120	60	38	43
	Будівля № 2	1,0	1,2	0,35				
20	Будівля № 1	1,5	1,2	0,75	115	60	38	44
	Будівля № 2	1,25	0,25	0,4				
21	Будівля № 1	0,5	0,95	1,2	110	60	37	44
	Будівля № 2	0,3	0,6	0,8				
22	Будівля № 1	0,8	0,6	0,85	105	60	37	45
	Будівля № 2	0,6	0,2	0,35				
23	Будівля № 1	0,75	0,7	0,65	100	60	31	40
	Будівля № 2	0,4	0,35	0,5				
24	Будівля № 1	1,5	0,8	1,0	95	60	37	47
	Будівля № 2	0,9	0,6	0,75				
25	Будівля № 1	1,1	1,05	1,0	124	61	38	43
	Будівля № 2	0,8	0,75	0,3				
26	Будівля № 1	1,2	1,3	0,7	118	59	37	43
	Будівля № 2	0,45	0,55	0,5				
27	Будівля № 1	1,3	1,25	0,6	150	75	37	44
	Будівля № 2	0,65	0,25	0,35				
28	Будівля № 1	1,3	0,95	0,75	145	75	36	44
	Будівля № 2	0,75	0,6	0,45				
29	Будівля № 1	1,4	1,0	1,2	140	75	36	45
	Будівля № 2	0,6	0,2	0,8				
30	Будівля № 1	1,5	0,75	0,85	135	75	35	45
	Будівля № 2	1,2	0,45	0,35				

У таблиці:

Q_o – максимальне теплове навантаження системи опалення, МВт;

Q_v – максимальне теплове навантаження системи вентиляції, МВт;

Q_h – максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання (ГВП), МВт;

T_1 – температура теплоносія у подавальному трубопроводі теплової мережі, °С;

T_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі теплової мережі, °С;

t_n – температура гарячої води на виході з теплообмінного апарата I ступеня, °С;

τ'_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі теплової мережі, у точці «зламу» температурного графіка, °С.

Задача № 2

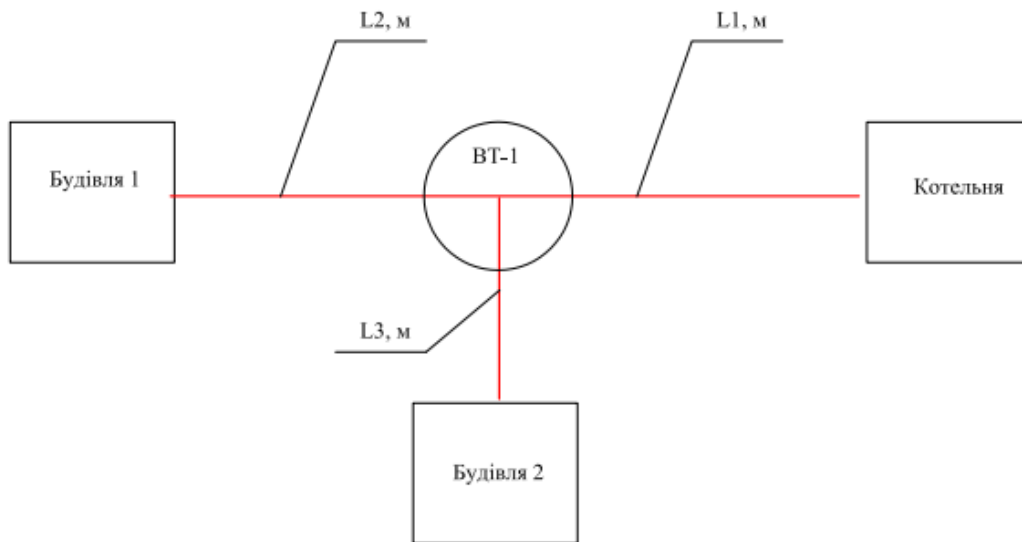


Рисунок 6.2 – Схема теплової мережі для гідравлічного розрахунку

Відповідно до рисунка 6.2 і таблиці 6.3 виконати гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж. Дані щодо витрат прийняти згідно з отриманими результатами при розв’язанні задачі 1. Основний розрахунковий напрямок прийняти Б.1 – ВТ1 – К (будівля 1 – вузол теплофікаційний 1 – котельня). Відгалуження Б.2 – ВТ1 (будівля 2 – вузол теплофікаційний 1). Температуру теплоносія у подавальному трубопроводі прийняти відповідно до даних задачі 1. Відповідь надати у табличному вигляді.

Таблиця 6.3 – Вихідні дані до задачі 2

Ч. ч.	L1, м	L2, м	L3, м
1	2	3	4
1	50	30	15
2	60	40	20
3	70	50	25
4	80	60	30
5	90	70	35
6	100	100	40
7	110	100	30
8	120	90	45
9	130	150	55
10	50	140	60
11	60	130	35
12	70	140	70
13	80	150	20

Продовження таблиці 6.3

1	2	3	4
14	90	80	35
15	100	70	45
16	110	120	40
17	120	100	30
18	130	125	30
19	50	130	80
20	60	140	60
21	70	110	35
22	80	65	30
23	90	70	25
24	100	100	30
25	110	115	45
26	120	120	70
27	130	130	30
28	50	140	50
29	60	100	60
30	70	110	35

7 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕРЕЖ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Мета заняття – отримання навичок із виконання гідравлічного розрахунку мереж гарячого водопостачання.

Теоретичні положення. Задачами гідравлічного розрахунку мереж гарячого водопостачання є підбір діаметрів трубопроводів, визначення втрат тиску, визначення швидкості руху води. За підсумками гідравлічного розрахунку виконується побудова п'єзометричного графіка та підбір обладнання системи гарячого водопостачання.

7.1 Визначення витрат гарячої води

Для виконання гідравлічного розрахунку мереж ГВ необхідно мати значення розрахункових витрат гарячої води Т3, Т4.

Залежно від методики розрахунку та використовуваних таблиць або номограм витрати води застосовують у різних одиницях розмірності.

Розрахункові максимальні витрати гарячої води мережі Т3, у кг/с

$$G_{hw} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(t_h - t_c)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (t_h - t_c). \quad (7.1)$$

Розрахункові максимальні витрати гарячої води мережі Т3, у т/год.

$$G_{hw} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(t_h - t_c)] = 860 \cdot Q_{hmax} / (t_h - t_c), \quad (7.2)$$

де Q_{hmax} – максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

t_h – температура гарячої води, при закритій системі теплопостачання приймаємо 60 °С, на виході з теплообмінного апарату;

t_c – температура холодної води у зимовий період року, складає 5 °С.

Витрату у системі циркуляції приймаємо 25 % від витрати гарячої води.

7.2 Попередній гідравлічний розрахунок

Виконується аналогічно попередньому гідравлічному розрахунку водяних теплових мереж (див. розділ 6.2).

7.3 Основний етап гідравлічного розрахунку

Виконується аналогічно основному етапу гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж (див. розділ 6.3).

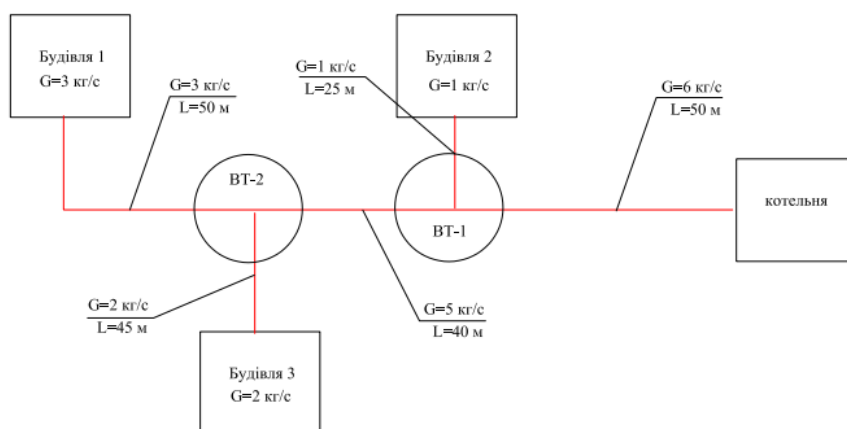


Рисунок 7.1 – Схема для гідравлічного розрахунку мереж гарячого водопостачання

Якщо для розрахунку мереж ГВ використовуються номограми для водяних теплових мереж, то фактичні значення питомих втрат тиску знаходяться за допомогою формул перерахунку

$$R_{\Gamma} = R_{\text{в}} \rho_{\text{в}} k_{\text{сг}}^{0,25} / (\rho_{\Gamma} k_{\text{св}}^{0,25}) = 1,115 R_{\text{в}}, \quad (7.3)$$

де R_{Γ} і $R_{\text{в}}$ – питомі втрати тиску мереж гарячого водопостачання та водяних теплових мереж, Па/м;

$\rho_{\text{в}}$ і ρ_{Γ} – густини теплоносія водяної теплової мережі та гарячої води, кг/м³;

k_{er} і $k_{ев}$ – коефіцієнти еквівалентної шорсткості внутрішніх поверхонь стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ і водяних теплових мереж, мм.

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 7.1, де показано приклад розрахунку схеми, наведеної на рисунку 7.1.

Таблиця 7.1 – Гідравлічний розрахунок мереж гарячого водопостачання

Розрахункова ділянка		Витрати води G_T , кг/с	Тип труб	Діаметр, мм		Довжина ділянки, м				Швидкість води W_b , м/с	Втрати тиску				Втрати напору, м	
початковий вузол	кінцевий вузол			умовний d_y	внутрішній d_b	за планом l	коефіцієнт опорів α_l	еквівалентна l_e	приведена $l_{пр} = l + l_e$		питомі R , Па/м	питомі R_e , Па/м	на ділянці ΔP , Па	на ділянці ΔH	сумарні від споживача $\Sigma \Delta H$	Ув'язувані ΔH_y
Основний напрямок																
Б.1	ВТ-1	3,00	Безшовна	80	82	50	0,3	15	65	0,57	67,61	75,39	4 900,43	0,508	0,508	
ВТ-2	ВТ-1	5,0	Безшовна	100	100	40	0,3	12	52	0,64	69,63	77,64	4 037,227	0,419	0,927	
ВТ-1	Кот.	6,0	Безшовна	125	125	50	0,3	15	65	0,49	32,86	36,63	2 381,254	0,247	1,174	
Відгалуження																
Б.2	ВТ-1	1,00	Безшовна	40	41	25	0,3	7,5	32,5	0,76	240,41	268,05	8 711,72	0,903	0,903	<0,927
Б.3	ВТ-2	2,00	Безшовна	65	69	45	0,3	13,5	58,5	0,53	71,23	79,42	4 646,332	0,482	0,482	<0,508

Гідравлічний розрахунок циркуляційних трубопроводів системи гарячого водопостачання виконується аналогічно, як для трубопроводів гарячої води.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 7

Задача № 1

Знайти масову (кг/с) та об'ємну (л/с) витрату води у системі гарячого водопостачання (подавальний ТЗ та циркуляційний трубопровід) будівель (№ 1 і № 2) виробничого підприємства. Температура гарячої води на виході з теплообмінного апарата системи ГВП складає 60 °С. Температура холодної води складає 5 °С. Вихідні дані по тепловим навантаженням прийняти відповідно до свого варіанта з таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Вихідні дані до задачі 1

Ч. ч.	Споживач	Теплове навантаження, МВт
1	2	3
1	Будівля № 1	0,15
	Будівля № 2	0,1
2	Будівля № 1	0,35
	Будівля № 2	0,12
3	Будівля № 1	0,37
	Будівля № 2	0,23
4	Будівля № 1	0,45
	Будівля № 2	0,4
5	Будівля № 1	0,58
	Будівля № 2	0,48
6	Будівля № 1	0,65
	Будівля № 2	0,6
7	Будівля № 1	0,75
	Будівля № 2	0,7
8	Будівля № 1	1,05
	Будівля № 2	0,67
9	Будівля № 1	0,8
	Будівля № 2	0,73
10	Будівля № 1	1,08
	Будівля № 2	0,6
11	Будівля № 1	1,15
	Будівля № 2	0,92
12	Будівля № 1	1,0
	Будівля № 2	0,5
13	Будівля № 1	1,35
	Будівля № 2	1,3
14	Будівля № 1	1,45
	Будівля № 2	1,28
15	Будівля № 1	1,5
	Будівля № 2	1,15

Продовження таблиці 7.2

1	2	3
16	Будівля № 1	1,55
	Будівля № 2	1,35
17	Будівля № 1	1,4
	Будівля № 2	1,25
18	Будівля № 1	1,3
	Будівля № 2	1,05
19	Будівля № 1	1,8
	Будівля № 2	1,15
20	Будівля № 1	1,7
	Будівля № 2	1,0
21	Будівля № 1	2,0
	Будівля № 2	0,35
22	Будівля № 1	1,8
	Будівля № 2	0,45
23	Будівля № 1	1,6
	Будівля № 2	0,75
24	Будівля № 1	1,7
	Будівля № 2	0,65
25	Будівля № 1	2,0
	Будівля № 2	0,55
26	Будівля № 1	1,5
	Будівля № 2	0,48
27	Будівля № 1	0,81
	Будівля № 2	0,38
28	Будівля № 1	0,37
	Будівля № 2	0,28
29	Будівля № 1	0,18
	Будівля № 2	0,16
30	Будівля № 1	2,8
	Будівля № 2	2,2

Задача № 2

Відповідно до рисунка 7.2 і таблиці 6.3 (практика тема 6) виконати гідравлічний розрахунок мереж гарячого водопостачання (подавальний ТЗ та циркуляційний трубопровід) будівель (№ 1 і № 2) виробничого підприємства. Дані щодо витрат прийняти згідно з отриманими результатами при розв'язанні задачі 1. Основний розрахунковий напрямок прийняти Б.1 – ВТ1 – К (будівля 1 – вузол теплофікаційний 1 – котельня). Відгалуження Б.2 – ВТ1 (будівля 2 – вузол теплофікаційний 1). Відповідь надати у табличному вигляді.

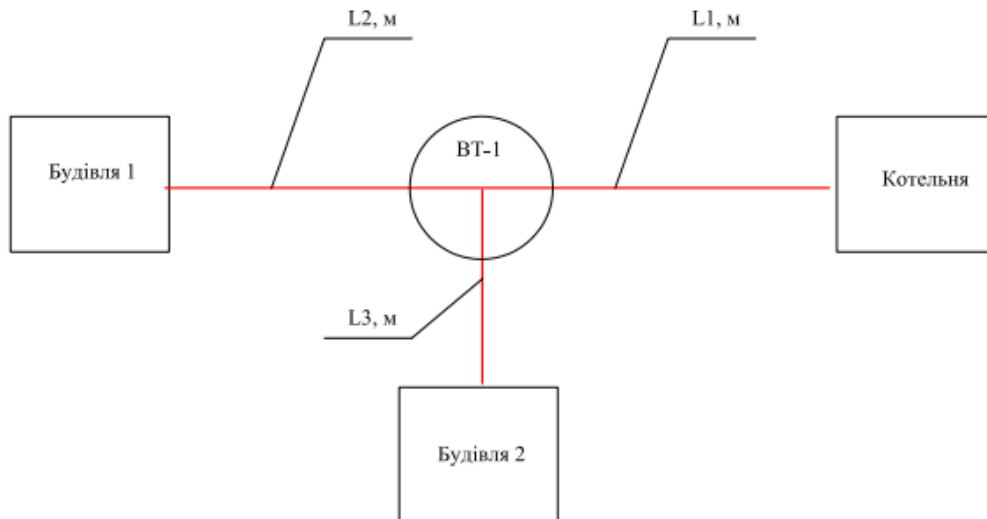


Рисунок 7.2 – Схема мережі гарячого водопостачання для гідравлічного розрахунку

8 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОПРОВОДІВ

Мета заняття – отримання навичок із виконання гідравлічного розрахунку паропроводів.

Теоретичні положення. Задачами гідравлічного розрахунку паропроводів є підбір діаметрів трубопроводів, визначення втрат тиску, визначення швидкості руху теплоносія.

8.1 Підготовчий етап

Перед початком гідравлічного розрахунку паропроводу необхідно розробити розрахункову схему, на яку мають бути нанесені та з'єднані джерело постачання пари (котельня) та всі споживачі, що використовують пару. Схема прокладання паропроводів має бути узгоджена зі схемами водяних теплових мереж та розподільних трубопроводів гарячого водопостачання, тобто до кожного з споживачів (корпусів) усі перелічені системи приєднуються за одним маршрутом через один тепловий пункт (теплове введення) будівлі. На схемі проставляють номери корпусів та вузлів відгалуження, витрати та тиск пари на кожному споживачеві, номери. Ділянки краще позначати двома числами номерів початкового та кінцевого вузлів, довжини та розрахункові витрати кожної з ділянок. Розрахункові витрати підраховують шляхом послідовного підсумовування витрат пари від споживачів до джерела тепла, тобто в напрямку, протилежному його транспортуванню від джерела до споживачів. На кінцевих (приєднувальних до споживачів) ділянках розрахункові витрати будуть

дорівнювати необхідним витратам самих споживачів, на проміжних ділянках – складатися з витрат усіх споживачів, що живляться від цих ділянок. Витрати спільної ділянки на виході з джерела тепла мають дорівнювати сумі розрахункових витрат усіх споживачів. Інший принцип визначення: витрати будь-якої ділянки дорівнюють сумі витрат усіх ділянок, що живляться безпосередньо від неї.

Приклад розрахункової схеми наведено на рисунку 8.1.

8.2 Основний розрахунок

Перед початком розрахунку паропроводу необхідно (як і для інших трубопроводів теплових мереж) визначити основний розрахунковий напрямок. Залежно від параметрів пари в споживачів та на джерелі тепла можливі різні послідовності визначення.

1. Якщо тиск пари на джерелі тепла $P_{дж}$ невідомий, то спочатку він визначається за максимальним зі значень тисків, що потребують окремі споживачі $P_{джи}$

$$P_{джи} = P_{спі} + 1,5 \times 10^{-4}(1+\alpha_1)\Sigma l_{спі-дж}, \quad (8.1)$$

де $P_{спі}$ – необхідний тиск пари, що потребує i -й споживач;

α_1 – коефіцієнт еквівалентних довжин, що приймається за таблицею К.1 (дод. К) для розгалужених теплових мереж та діаметрах до 200 мм залежно від типу застосовуваних компенсаторів;

$\Sigma l_{спі-дж}$ – сума довжин ділянок на напрямку від i -го споживача до джерела тепла, м.

Максимальне з обчислених значень тисків $P_{джи}$ на джерелі тепла округлюємо вгору з точністю до 0,01 МПа й приймається як розрахунковий тиск джерела теплопостачання

$$P_{дж} = \max(P_{джи}). \quad (8.2)$$

2. Якщо тиск пари на джерелі тепла відомий з вихідних даних або після виконання п.1, визначається головний розрахунковий напрямок за мінімальним зі значень $R_{сер} = \min(R_{сері})$

$$R_{сері} = (P_{дж} - P_{спі}) / [\Sigma l_{спі-дж}(1+\alpha_1)]. \quad (8.3)$$

Прийнятий тиск на джерелі тепла $P_{дж}$ є початковим тиском першої розрахункової ділянки $P_{п}$

$$P_{п} = P_{дж}. \quad (8.4)$$

Надалі розрахунок ведеться за ділянками розрахункового напрямку. Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 8.1. Розрахункова схема до прикладу розрахунку таблиці 8.1 наведена на рисунку 8.1.

Секундні витрати пари $G_{пк}$, кг/с, (стовпчик 4 таблиці 8.1) зв'язані з годинними витратами $G_{пт}$, т/год, (стовпчик 3 таблиці 8.1) співвідношенням

$$G_{пк} = G_{пт}/3,6. \quad (8.5)$$

Початковий тиск пари $P_{п}$ для будь-якої ділянки, окрім першої від джерела тепла (див. формулу (8.4), має бути визначений у попередньо виконаному розрахунку ділянки, що передує поточній ділянці, тобто початковий тиск поточної ділянки $P_{п}$ дорівнює уточненому кінцевому тиску попередньої ділянки $P''_{уф}$ (за напрямком руху пари). Густини пари (стовпчики 7, 9, 14, 26 та 31 таблиці 8.1) знаходимо з таблиці Ж.1 (дод. Ж) за значенням відповідного тиску пари P шляхом інтерполяції або з використанням електронних калькуляторів.

З метою економії місця для розрахунку паропроводів пропонується використовувати ті самі діаграми, що й для розрахунку водяних теплових мереж. Для квадратичного гідравлічного режиму шорстких труб (критерій Рейнольдса для труб з внутрішнім діаметром d_i та коефіцієнтом еквівалентної шорсткості k_e становить $Re_i > 560d_i/k_e$), який переважно спостерігається як у водяних теплових мережах, так і в паропроводах, справедливі залежності

$$G_v^2 = \pi^2 R \rho_v d_i^{5,25} / (0,88 k_{ев}^{0,25}), \quad (8.6)$$

$$G_{п}^2 = \pi^2 R \rho_{п} d_i^{5,25} / (0,88 k_{еп}^{0,25}), \quad (8.7)$$

де G_v і $G_{п}$ – витрати теплоносія відповідно у водяній тепловій мережі та в паропроводі, кг/с;

ρ_v і $\rho_{п}$ – густини теплоносія відповідно у водяній тепловій мережі та в паропроводі, кг/м³.

Для дотримання зручного співвідношення $G_v/G_{п} = 20$, маючи $k_{ев} = 0,0005$ м, $k_{еп} = 0,0002$ м і $\rho_v = 917$ кг/м³ з формул (8.6)–(8.7) обчислюємо значення $\rho_{п} = 1,823$ кг/м³ для верхньої шкали витрат пари рисунок Т.3 або Т.4 (дод. Т).

Послідовність розрахунку кожної з ділянок:

1. Визначають передбачуваний тиск кінця ділянки

$$P_{кп} = P_{п} - R_{сер} l_d (1 + \alpha_n) \cdot 10^{-6}, \quad (8.8)$$

завдаючись $\alpha_n = 0,6$ для першої ділянки на виході з котельні або за діаметром попередньої ділянки (стовпчик 9).

2. Користуючись таблицею Ж.1 (дод. Ж), визначають густину пари на початку ділянки $\rho_{\text{п}}$ за $P_{\text{п}}$, передбачувану густину пари в кінці ділянки $\rho_{\text{кп}}$ за $P_{\text{кп}}$ і середню передбачувану густину

$$\rho_{\text{сп}} = (\rho_{\text{п}} + \rho_{\text{кп}})/2. \quad (8.9)$$

3. Визначають середні передбачувані питомі втрати тиску за $\rho = 1,00 \text{ кг/м}^3$ або (для рисунку 3–4 за шкалою $G_{\text{п}}$) за $\rho_{\text{т}} = 2,45 \text{ кг/м}^3$

$$R_{\rho=1} = R_{\text{сер}} \rho_{\text{сп}} \text{ за } \rho_{\text{т}} = 1,00 \text{ кг/м}^3; \quad (8.10)$$

$$R_{\rho_{\text{т}}} = R_{\text{сер}} \rho_{\text{сп}} / \rho_{\text{т}} \text{ за } \rho_{\text{т}} \neq 1,00 \text{ кг/м}^3. \quad (8.11)$$

4. Підбирають діаметр паропроводу на ділянці $d_{\text{в}}$ та визначають табличну швидкість пари $w_{\text{тд}}$ і табличні питомі втрати тиску на ділянці $R_{\text{тд}}$ за номограмами рисунок Т.3–Т.4 (дод. Т). Робоча точка приймається на лінії діаметра трубопроводу. Приклад визначення робочої точки ділянки Кот. – ВТ-1, питомих втрат тиску та швидкості пари показано на рисунку Т.4 (дод. Т).

5. Перераховують визначені величини на середню густину $\rho_{\text{сп}}$

$$R_{\text{фд}} = R_{\text{тд}} / \rho_{\text{сп}}, \quad w_{\text{фд}} = w_{\text{тд}} / \rho_{\text{сп}}; \quad (8.12)$$

або

$$R_{\text{фд}} = R_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{сп}}, \quad w_{\text{фд}} = w_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{сп}}. \quad (8.13)$$

6. Визначають фактичний тиск пари в кінці ділянки

$$P_{\text{куф}} = P_{\text{п}} - R_{\text{фд}} l_{\text{пр}} \times 10^{-6}. \quad (8.14)$$

7. Визначають фактичну густину пари в кінці ділянки $\rho_{\text{куф}}$ за $P_{\text{куф}}$ і середню фактичну густину

$$\rho_{\text{суф}} = (\rho_{\text{п}} + \rho_{\text{куф}})/2. \quad (8.15)$$

8. Порівнюють $\rho_{\text{суф}}$ з $\rho_{\text{сп}}$. У разі $|\rho_{\text{суф}} - \rho_{\text{сп}}| > 0,01 \text{ кг/м}^3$ повторюють розрахунки аналогічно пп. 5–7 (стовпчики 27–33).

Після розрахунку основного напрямку ув'язують відгалуження за вже отриманими значеннями тисків основного напрямку.

У процесі підбирання діаметрів рекомендується обмежувати швидкість пари до 35 м/с (у паропроводах діаметром до 200 мм) та до 60 м/с (у паропроводах діаметром більше 200 мм). На відгалуженнях до окремих споживачів допускається перевищення вказаних обмежень до 30 %.

Фактичний $P_{\text{куф}}$ або уточнений $P''_{\text{уф}}$ тиск у кінцевому вузлі ділянки, що

підключається до споживача, має бути не меншим від розрахункового тиску, що потребує споживач.

Інструкція послідовності заповнювання таблиці 8.1.

Стовпчик 6: за формулою (8.4) для першої ділянки на виході з джерела тепла або значення $P''_{уф}$ зі стовпчика 29 попереднього рядка з кінцевим вузлом, однойменним з початковим вузлом поточної ділянки.

Стовпчик 7: за значенням $P_{п}$ зі стовпчика 6 (з табл. Ж.1 дод. Ж).

Стовпчик 8: розрахунковий тиск кінцевого споживача напрямку – постійний у межах кожного напрямку.

Стовпчик 9: 0,6 або враховувати діаметр попередньої ділянки (за табл. К.1 дод. К).

Стовпчик 10: за формулою

$$R_{сер} = 10^6 \cdot (P_{п} - P_{кн}) / [\sum l_{пд-кн} (1 + \alpha_n)], \quad (8.16)$$

де $P_{п}$ – початковий тиск ділянки (стовпчик 6), МПа;

$P_{кн}$ – кінцевий тиск напрямку (стовпчик 8), МПа;

$\sum l_{пд-кн}$ – сумарна відстань від початкового вузла поточної ділянки до кінцевого споживача напрямку, м.

Стовпчик 11: за формулою (8.8).

Стовпчик 12: з таблиці Ж.1 (дод. Ж) за $P_{кп}$.

Стовпчик 13: за формулою (8.9).

Стовпчик 14: за формулою (8.11).

Стовпчики 15-19: за номограми рисунку Т.3–Т.4 (дод. Т).

Стовпчик 18 можна знайти за формулою

$$R_{тд} = \frac{\lambda \cdot w_{тд}^2 \cdot \rho}{d_B \cdot 2}, \quad (8.17)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (безрозмірна величина);

$w_{тд}$ – швидкість пари, м/с;

ρ – густина пари, приймаємо 2,45 кг/м³;

d_B – внутрішній діаметр паропроводу, м.

$$\lambda = \frac{1}{[1,14 + 2 \cdot \lg(\frac{d_B}{0,0002})]^2}. \quad (8.18)$$

Стовпчик 19 можна знайти за формулою

$$w_{тд} = \frac{G_{пт} \cdot 4}{3,14 \cdot d_B^2 \cdot \rho} \quad (8.19)$$

Стовпчики 20-21: за формулою (8.13).

Стовпчик 22: за діаметром d_y , користуючись таблицею К.1 (дод. К).

Стовпчик 23: за формулою

$$l_{\text{пр}} = l_{\text{д}}(1 + \alpha_{\text{фд}}). \quad (8.20)$$

Стовпчик 24: за формулою (8.14).

Стовпчик 25: з таблиці 8.3 за $P_{\text{куф}}$.

Стовпчик 26: за формулою (8.15).

Стовпчик 27: за формулою

$$R''_{\text{сф}} = R_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{суф}}. \quad (8.21)$$

Стовпчик 28: за формулою

$$w''_{\text{сф}} = w_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{суф}}. \quad (8.22)$$

Стовпчик 29: за формулою

$$P''_{\text{уф}} = P_{\text{п}} - R''_{\text{сф}} l_{\text{пр}} \cdot 10^{-6}. \quad (8.23)$$

Стовпчик 30: тиск кінцевого споживача на останній ділянці напрямку; перевіряємо дотримання умови: $P''_{\text{уф}} \geq P_{\text{кн}}$.

Стовпчик 31: з таблиці Ж.1 (дод. Ж) за $P''_{\text{уф}}$.

Стовпчик 32: за формулою

$$\rho''_{\text{суф}} = (\rho_{\text{п}} + \rho''_{\text{уф}}) / 2. \quad (8.24)$$

Стовпчик 33: за формулою

$$\Delta p_{\text{суф}} = 100 (\rho''_{\text{суф}} - \rho_{\text{суф}}) / \rho''_{\text{суф}}. \quad (8.25)$$

Приклад.

Виконати гідравлічний розрахунок паропроводів згідно з розрахунковою схемою рисунка 8.1. Розрахунок надати у табличному вигляді (табл. 8.1).

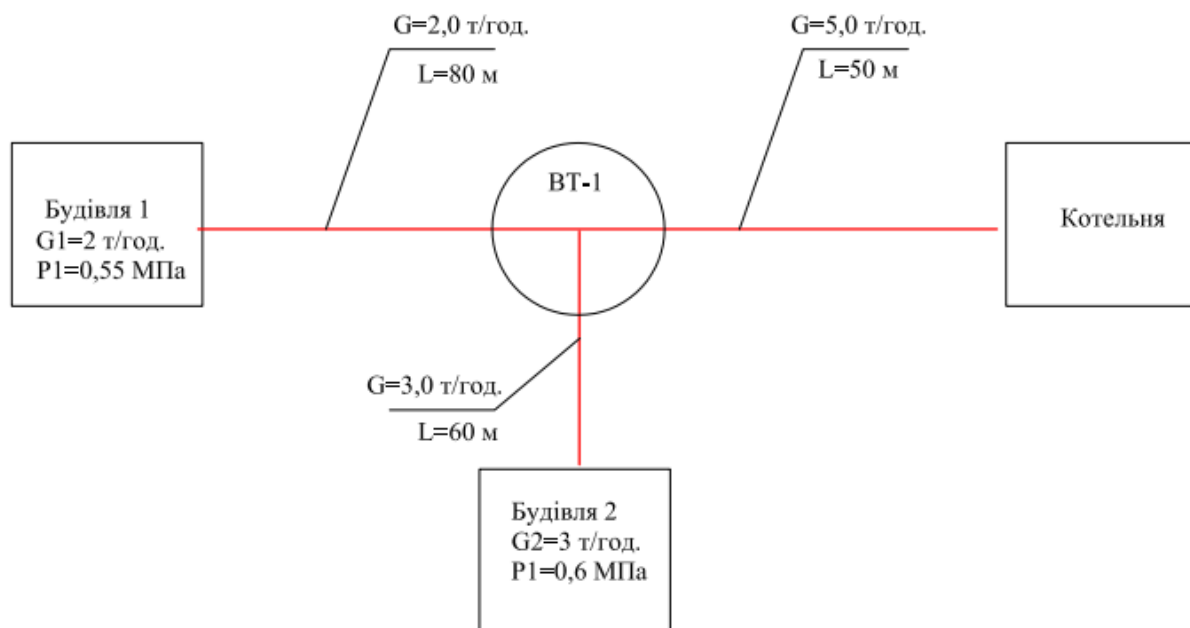


Рисунок 8.1 – Розрахункова схема паропроводів (до таблиці 8.1)

Таблиця 8.1 – Приклад розрахунку паропроводів

Попередній розрахунок																		
Початковий вузол ділянки	Кінцевий вузол ділянки	Годинні витрати пари $G_{пт}$, т/год	Секундні витрати пари $G_{пк}$, кг/с	Довжина ділянки l_d , м	Початковий тиск ділянки P_n , МПа	Початкова густина ділянки ρ_n , кг/м ³	Кінцевий тиск напрямку $P_{кн}$, МПа	Коеф-т місцевих втрат напрямку α_n	Середні питомі втрати тиску напрямку $R_{сер}$, Па/м	Передбачуваний тиск кінця ділянки $P_{кп}$, МПа	Передбач. густина в кінці ділянки, $\rho_{кп}$, кг/м ³	Середня передбач. густина ділянки $\rho_{сп}$, кг/м ³	Питомі втрати ділянки за $\rho_r=1,823$ а б о 2,45, $R_{рт}$, Па/м	Тип труб	Умовний діаметр труби d_u , мм	Внутрішній діаметр труби d_s , м	Питомі втрати для вибраного діаметра $R_{тд}$, Па/м	Швидкість для вибраного діаметра $w_{тд}$, м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Напрямок Кот-Б1																		
Кот	ВТ-1	5	1,389	50	0,6264	3,2994	0,6	0,6	150,00	0,6262	3,2982	3,2988	271,43	Безшовні	150	0,15	177,21	32,10
ВТ-1	Буд. 2	3	0,833	60	0,6193	3,2641	0,6	0,5	117,08	0,6191	3,2632	3,2636	209,60	Безшовні	125	0,125	166,30	27,73
Відгалуження																		
ВТ-1	Буд. 1	2	0,556	80	0,6193	3,2641	0,55	0,5	355,47	0,6188	3,2614	3,2627	636,22	Безшовні	100	0,1	239,13	28,89

Остаточний розрахунок													
Фактичні питомі втрати тиску $R_{фд}$, Па/м	Фактич- на швид- кість на ділянці $w_{фд}$, м/с	Фактич- ний коефіцієнт місцевих втрат ділянки $\alpha_{фд}$	Приве- дена довжи- на ділянки $l_{пр}$, м	Фактич- ний кінцевий тиск $P_{куф}$, МПа	Фактич- на кінцева густина $\rho_{куф}$, кг/м ³	Фактич- на середня густина $\rho_{суф}$, кг/м ³	Уточнені середні питомі втрати $R''_{сф}$, Па/м	Уточне- на середня швидкіст ь $w''_{сф}$, Па/м	Уточне- ний кінцевий тиск $P''_{уф}$, МПа	Ув'язува- ний тиск $P_{ув}$, МПа	Уточне- на кінцева густина $\rho''_{уф}$, кг/м ³	Уточне- на середня густина $\rho''_{суф}$, кг/м ³	Нев'язка густин $\Delta\rho$, %
20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Напрямок Кот-Б1													
131,614	23,838	0,5	75	0,616 5	3,250 2	3,274 8	132,579	24,012	0,616 5		3,249 8	3,274 6	-0,005 51
125,387	20,908	0,5	90	0,605 2	3,193 6	3,221 7	126,466	21,088	0,605 1	> 0,6	3,193 1	3,221 5	-0,007 51
Відгалуження													
180,350	21,786	0,5	80	0,602 0	3,178 0	3,213 9	182,294	22,021	0,601 9	> 0,55	3,177 2	3,213 5	-0,012 05

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 8

Задача № 1

Відповідно до рисунка 8.2 та даних таблиці 8.2 виконати гідравлічний розрахунок паропроводів будівель (№ 1 і № 2) виробничого підприємства. Відповідь надати у табличному вигляді (див. приклад табл. 8.1).

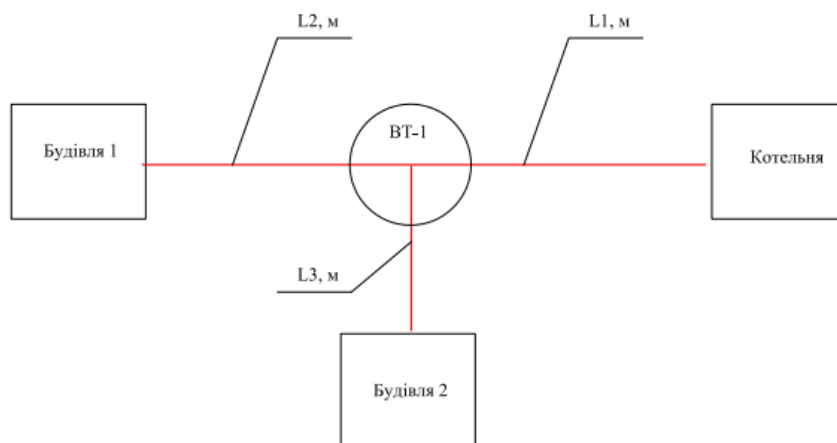


Рисунок 8.2 – Схема для гідравлічного розрахунку паропроводів

Таблиця 8.2 – Вихідні дані

Ч. ч.	G1, т/год	G2, т/год	P1, МПа	P2, МПа	L1, м	L2, м	L3, м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	1,5	0,55	0,58	50	25	20
2	1,5	2	0,58	0,6	50	30	25
3	2	2,5	0,6	0,65	70	50	40
4	2,5	3	0,4	0,45	30	20	30
5	3	3,5	0,35	0,4	45	25	30
6	3,5	4	0,3	0,35	40	27	33
7	4	4,5	0,25	0,3	25	80	40
8	4,5	5	0,65	0,7	120	100	80
9	4,5	5,5	0,7	0,75	130	150	70
10	5	5,5	0,75	0,8	140	180	140
11	5,5	6	0,73	0,78	180	190	170
12	4,5	5	0,78	0,83	130	170	190
13	2	2,5	0,8	0,85	170	130	120
14	2,5	3	0,85	0,9	200	100	150
15	1	1,5	0,63	0,68	135	125	115
16	1,5	2	0,7	0,75	70	60	70

Продовження таблиці 8.2

1	2	3	4	5	6	7	8
17	4	4,5	0,75	0,8	125	105	85
18	3,5	4	0,7	0,75	130	115	120
19	4,8	5,8	0,75	0,8	135	120	125
20	2,8	3,8	0,8	0,85	160	140	150
21	1,8	2,8	0,85	0,9	170	150	160
22	1,5	2	0,65	0,7	70	60	55
23	2	2,5	0,7	0,75	90	60	60
24	2,5	3	0,72	0,82	140	130	135
25	1	1,5	0,33	0,38	40	40	35
26	1,3	1,9	0,4	0,45	30	30	25
27	4	4,5	0,28	0,32	25	35	20
28	0,5	0,8	0,25	0,3	15	15	15
29	3,5	4	0,9	0,95	120	80	100
30	2,5	3,5	0,88	0,93	150	140	120

У таблиці:

G1, G2 – витрата пари першою та другою будівлею, відповідно, т/год;

P1, P2 – тиск пари у першій та другій будівлі, відповідно, МПа.

9 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОПРОВІДІВ

Мета заняття – отримання навичок із виконання гідравлічного розрахунку напірних та самопливних конденсатопроводів.

Теоретичні положення. Задачами гідравлічного розрахунку конденсатопроводів є підбір діаметрів трубопроводів, визначення втрат тиску, визначення швидкості руху конденсату.

9.1 Підготовчий етап

Перед початком гідравлічного розрахунку конденсатопроводу необхідно розробити розрахункову схему, на яку наносять споживачів пари, що повертають конденсат до джерела тепла, саме джерело тепла (котельню) та конденсатопроводи, з'єднуючі споживачів із джерелом тепла.

Здебільшого схема конденсатопроводів за структурою аналогічна схемі паропроводів, проте загалом вона може й не збігатися у двох випадках:

- 1) якщо не всі споживачі пари повертають конденсат до джерела тепла;
- 2) якщо конденсат від різних споживачів повертається різними способами через конденсатопроводи різних видів. У випадку повернення конденсату не всіма

споживачами пари²² схема конденсатопроводів буде простішою за схему паропроводів з меншою кількістю ділянок, проте наявні ділянки конденсатопроводів мають розташовуватися поряд із паропроводами і проходити тими самими маршрутами.

Кількість конденсату, що повертається до джерела тепла, зазвичай суттєво менша за кількість поданої пари внаслідок втрат та часткового використання пари в технологічних процесах. Кількість конденсату, що повертається від окремого споживача пари, визначаємо з виразу

$$G_{\text{кті}} = k_{\text{пі}} G_{\text{пі}} / 100, \quad (9.1)$$

де $G_{\text{пі}}$ – розрахункові витрати пари i -м споживачем;

$k_{\text{пі}}$ – коефіцієнт повертання конденсату від споживача пари, $k_{\text{пі}} = 40 \div 95$.

Тиск конденсату після пароспоживчого обладнання знаходять за формулою

$$P'_{ki} = 0,95 \cdot P_{\text{пі}}, \quad (9.2)$$

де $P_{\text{пі}}$, P'_{ki} – тиск відповідно пари та конденсату в i -го споживача.

На розрахунковій схемі конденсатопроводів, як і в інших розрахункових схемах мають бути показані: номери будівель (корпусів) та вузлів відгалуження, витрати конденсату, довжини та номери кожної з ділянок, а також геодезичні лінії, перенесені з генплану, та позначки початкових і кінцевих точок усіх ділянок.

Розрахункові витрати конденсату підраховують шляхом їхнього послідовного підсумовування від споживачів до джерела теплопостачання, тобто в напрямку транспортування конденсату, оскільки конденсатопровід є зворотною магістраллю. На приєднувальних до споживачів ділянках розрахункові витрати будуть дорівнювати витратам від самих споживачів, знайдених за виразом (9.1), на проміжних ділянках – складатися з витрат від усіх споживачів, що живлять ці ділянки. Витрати спільної ділянки на вході до джерела тепла мають дорівнювати сумі розрахункових витрат усіх споживачів.

На рисунку 9.1 показано розрахункову схему до прикладу розрахунку конденсатопроводу, наведеного в таблицях 9.1 (напірний) та 9.2 (самопливний).

Залежно від співвідношення позначок джерела тепла та споживачів можливе вжиття двох способів повертання конденсату: самопливного та напірного. У загальному випадку самопливний спосіб може бути застосований, якщо позначка

²² Не повертання конденсату до джерела тепла може бути викликано декількома причинами: а) повне використання пари в технологічному процесі; б) забруднення пари, у разі якого її очищення стає складнішим й дорожчим, ніж приготування хімічно очищеної води на її заміну; в) економічна недоцільність та складність повертання, коли малу кількість конденсату необхідно транспортувати на велику відстань, можливо зі складним рельєфом місцевості.

джерела теплопостачання не вища за позначку будь-якого споживача²³. У протилежному випадку переважно застосовується напірний²⁴ спосіб повертання конденсату.

Згідно з [1] повертання конденсату до джерела тепла конденсатовідвідниками самопливним способом через загальну мережу допускається застосуванням для різниці тиску пари перед конденсатовідвідниками не більше 0,3 МПа. Якщо споживач (споживачі) мають більшу різницю тисків, то або конденсат повертають окремими лініями, або застосовують напірний спосіб повертання, або різницю зменшують шляхом зниження тиску пари після технологічного обладнання в того споживача, що має більший робочий тиск, ніж інші.

Також не допускається паралельна робота насосів та конденсатовідвідників, які відводять конденсат від споживачів пари в загальну конденсатну мережу. Якщо на підприємстві є різні споживачі, одні з яких потребують напірного повернення конденсату, а інші самопливного або одного типу, але зі значними різницями тисків, для кожного з цих типів споживачів варто влаштовувати окрему систему повертання з окремими позначеннями Т81, Т82Н, Т83...Літера Н у позначенні (Т82Н) вказує, що конденсатопровід є напірним відповідно до [10].

У випадку напірного повертання конденсату до джерела тепла варто передбачати використання тепла конденсату на власні потреби споживачів, здебільшого – на підігрів гарячої води.

9.2 Розрахунок напірних конденсатопроводів

Напірні конденсатопроводи розраховуються за аналогією з водяними тепловими мережами. Відмінності розрахунку конденсатопроводів від водяних теплових мереж полягають лише в прийнятих для них значеннях характерних параметрів:

1. Коефіцієнт еквівалентної шорсткості конденсатопроводів приймається $k_e = 0,001$ м.

2. Робоча температура конденсатопроводів приймається $t = 100$ °С (відповідно густина конденсату приймається $958,4$ кг/м³).

²³За наявності достатнього залишкового тиску конденсату в споживачів на практиці допускається застосування самопливного способу повернення конденсату навіть для відміток конденсатовідвідників нижчих за відмітку збірного баку на джерелі тепла (до 2–4 м). У разі більшої негативної різниці відміток землі між споживачем та джерелом тепла існує можливість підключення до самопливного конденсатопроводу завдяки підняттю рівня встановлення пароспоживчого обладнання та конденсатовідвідника в такого споживача на висоту, достатню для ліквідації різниці відміток більшої за 2–4 м.

²⁴ Самопливний спосіб економічніший за напірний, оскільки дозволяє використовувати для транспортування конденсату залишковий тиск пари та природну різницю позначок місцевості без використання електроенергії на роботу насосів.

3. Максимально допустимі питомі втрати тиску конденсатопроводів приймаються не більше 100 Па/м.

Якщо для розрахунку конденсатопроводів використовуються номограми водяних теплових мереж за рисунком Т.1–Т.2 (дод. Т), то фактичні значення питомих втрат тиску знаходяться за допомогою формул перерахунку

$$R_k = R_v \rho_v k_{ek}^{0,25} / (\rho_k k_{ev}^{0,25}) = 1,138 R_v, \quad (9.3)$$

де R_k та R_v – питомі втрати тиску конденсатопроводів та водяних теплових мереж, Па/м.

Приклад 1.

Виконати гідравлічний розрахунок напірного конденсатопроводу відповідно до розрахункової схеми (рис. 9.1). Якщо витрата пари будівлі 1 складає 2 т/год, а витрата пари будівлі 2–3 т/год. Відсоток повернення конденсату з будівлі 1–70 %, а з будівлі 2–60 %. Тиск пари у споживача будівлі 1 складає 0,55 МПа, будівлі 2 – 0,6 МПа. Розрахунок надати у табличному вигляді (приклад табл. 9.1).

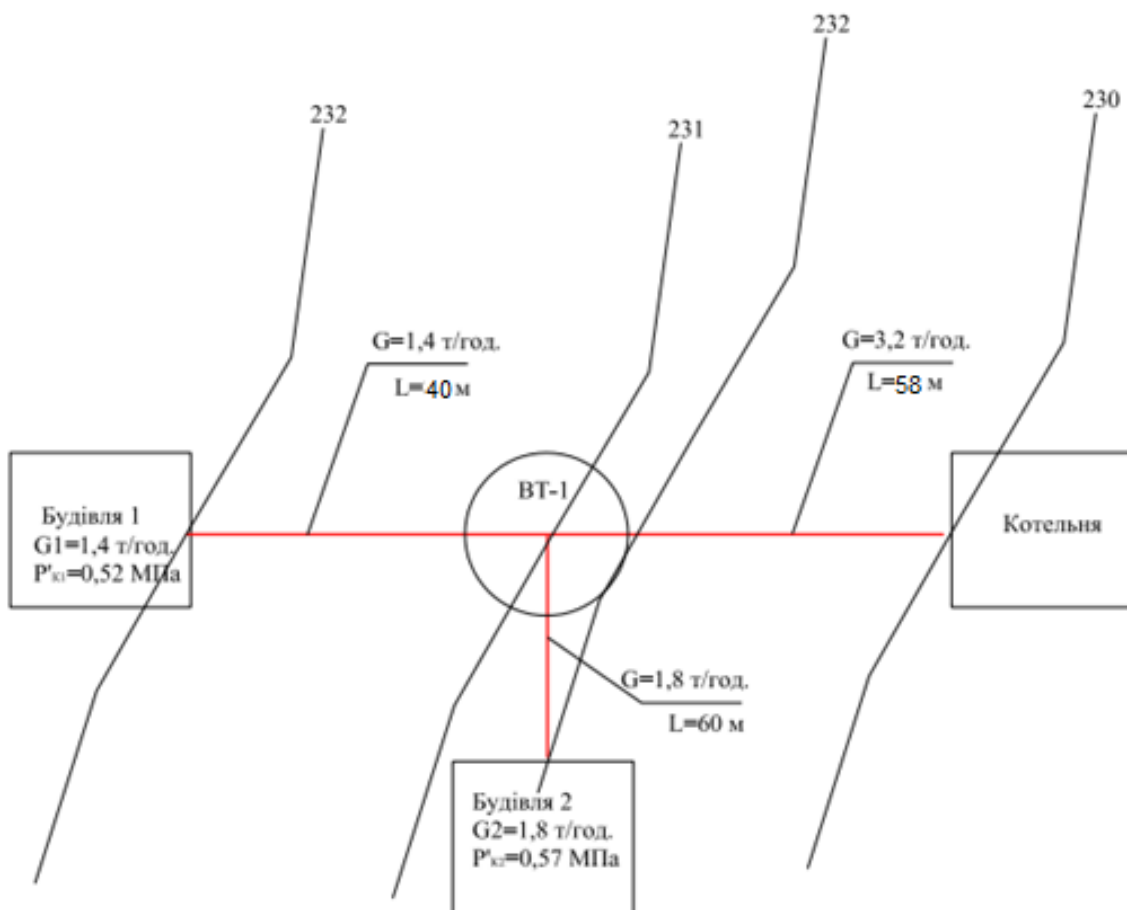


Рисунок 9.1 – Розрахункова схема конденсатопроводів (до таблиць 9.1 та 9.2)

Порядок виконання:

1) визначаємо витрати конденсата:

– будівля 1 : $2 \times 0,7 = 1,4$ т/год;

– будівля 2 : $3 \times 60 = 1,8$ т/год;

2) за формулою 9.2 обчислюємо тиск конденсату після пароспоживчого обладнання:

– будівля 1 : $0,55 \times 0,95 = 0,52$ МПа;

– будівля 2 : $0,6 \times 0,95 = 0,57$ МПа;

3) заповнюємо таблицю 9.1 (аналогічно до гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж, з урахуванням формули 9.3) використовуючи номограми рисунок Т.1–Т.2 (дод. Т).

Таблиця 9.1 – Гідравлічний розрахунок напірних конденсатопроводів

Розрахункова ділянка		Витрати конденсату			Діаметр		Довжина, м					Втрати тиску			Втрати напору		Ув'язка, %	
початковий вузол	кінцевий вузол	т/год.	кг/с		умовний, мм	внутрішній, мм	за планом	коефіцієнт опорів α_1	еквівалентна l_e	приведена, l_e+l		питомі R_v , Па/м	питомі R_k , Па/м	на ділянці ΔP , Па	на ділянці ΔH , м.вод.ст.	сумарні від споживача $\Sigma \Delta H$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Основний напрямок Буд. 2 – Котельня																		
Буд.2	ВТ-1	1,8	0,5	безшовна	80	82	60	0,3	18	78	0,34	23,79	27,07	2 111,34	0,225	0,225		
ВТ-1	Кот	3,2	0,89	безшовна	80	82	58	0,3	17,4	75,4	0,61	75,18	85,55	6 450,447	0,686	0,911		
Відгалуження Буд. 1 – ВТ 1																		
Б.1	ВТ-1	1,40	0,39	безшовна	65	69	40	0,3	12	52	0,37	34,11	38,81	2 018,375	0,215	0,215	< 0,225	4,5

9.3 Розрахунок самопливних конденсатопроводів

Розрахунок самопливного двофазного конденсатопроводу проводять у такій послідовності.

1. Завдаються тиском у збірному баку конденсату на джерелі тепла. Згідно з [1] абсолютний тиск у закритому збірному баку має бути не менше 0,105 МПа. На практиці приймають тиск у збірному баку $P_6 = 0,11 \div 0,12$ МПа.

2. Обчислюють тиск конденсату після пароспоживчого обладнання для всіх споживачів, за формулою (9.2).

Якщо максимальна різниця між тисками окремих споживачів перевищує $0,95 \times 0,3 = 0,285$ МПа, то більший тиск знижують настільки, щоб задовольнити обмеження.

3. Визначають тиск конденсату після конденсатовідвідників P''_{ki} для всіх споживачів

$$P''_{ki} = A(P'_{ki} - 0,1) + 0,1, \quad (9.4)$$

де $A = 0,4 \div 0,5$ за $P'_{ki} < 0,17$ МПа та $A = 0,5 \div 0,7$ за $P'_{ki} > 0,17$ МПа.

4. Визначають середні питомі втрати тиску для всіх споживачів та головний розрахунковий напрямок за меншим значенням $R_{сер}$

$$R_{сер} = [(P''_{ki} - P_6) \cdot 10^6 + (h_{\Gamma}^n - h_{\Gamma}^k) \cdot 9,81 \cdot \rho_{сум}] / [\Sigma l_{ді}(1 + \alpha_1)], \quad (9.5)$$

де h_{Γ}^n та h_{Γ}^k – геодезичні позначки відповідно початкової та кінцевої точок напрямку, м;

$\rho_{сум}$ – передбачувана густина пароводяної суміші, можна приймати в межах $20 \div 40$ кг/м³;

$\Sigma l_{ді}$ – сума довжин ділянок розрахункового напрямку, м;

α_1 – коефіцієнт сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів, що приймається за таблицею 9.3; у першому наближенні можна приймати $0,3 \div 0,4$.

5. Обчислюють критичну ступінь сухості пари (відносну кількість пари вторинного скипання), за якої можливе стрибкоподібне перетворення конденсату на пару з повним його скипанням

$$x_{кр} = (i'_{пi} - i'_{кд}) / r_{кд}, \quad (9.6)$$

де $i'_{пi}$ та $i'_{кд}$ – ентальпія води на лінії насичення за початкового тиску напрямку (до конденсатовідвідника) та кінцевого тиску, прийнятому на джерелі тепла, кДж/кг (табл. 9.4);

$r_{\text{кд}}$ – теплота конденсації (пароутворення) за тиску в збірному баку на джерелі тепла, кДж/кг (табл. 9.4).

6. Знаходять критичну густину суміші

$$\rho_{\text{кр}} = \rho'_{\text{д}} \rho''_{\text{д}} / [x_{\text{кр}}(\rho'_{\text{д}} - \rho''_{\text{д}}) + \rho''_{\text{д}}], \quad (9.7)$$

де $\rho'_{\text{д}}$ та $\rho''_{\text{д}}$ – густини води та пари на лінії насичення за кінцевого тиску на джерелі тепла, кг/м³.

7. Визначають величину рекомендованого внутрішнього діаметра ділянки, з якого варто починати його фактичний підбір та ув'язування:

$$d_{\text{рв}} = \left\{ \frac{0,01586 l_{\text{ді}} (1 + \alpha_1) G_{\text{кк}}^2}{[(P_{\text{пд}} - P_{\text{б}}) 10^6 + (h_{\text{г}}^{\text{п}} - h_{\text{г}}^{\text{к}}) \rho_{\text{кр}} 9,81] \rho_{\text{кр}}} \right\}^{\frac{1}{5,25}}, \quad (9.8)$$

де $l_{\text{ді}}$ – довжина ділянки, що розраховується, м;

α_1 – коефіцієнт сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів, у першому наближенні можна приймати 0,3÷0,4;

$G_{\text{кк}}$ – секундна витрата конденсату на ділянці, кг/с;

$P_{\text{пд}}$ – тиск у початковій точці ділянки, що дорівнює тиску після конденсатовідвідника для ділянок, які починаються в споживача, або фактичному тиску кінцевої точки попередньої ділянки, МПа;

$P_{\text{б}}$ – прийнятий тиск у збірному баку на джерелі тепла, МПа;

$h_{\text{г}}^{\text{п}}$ і $h_{\text{г}}^{\text{к}}$ – геодезичні позначки відповідно початкової та кінцевої точок напрямку, м;

$\rho_{\text{кр}}$ – критична густина пароводяної суміші, кг/м³.

8. Обчислюють середні питомі втрати тиску для всіх споживачів $R_{\text{ср}}$, Па/м, за густини $\rho_{\text{т}} = 958,4$ кг/м³

$$R_{\text{ср}} = R_{\text{срр}} \rho_{\text{сум}} / 958,4. \quad (9.9)$$

9. Підбирають діаметр конденсатопроводу $d_{\text{в}}$ на ділянці за номограмами рисунок 9.2–9.3 за умови $R_{\text{д}} \approx R_{\text{ср}}$, враховуючи формулу (9.5) та орієнтуючись на діаметр $d_{\text{рв}}$, а також визначають табличну швидкість $w_{\text{тд}}$.

10. Перераховують питомі втрати тиску на фактичну густину

$$R_{\text{р}} = R_{\text{д}} 958,4 / \rho_{\text{сум}}. \quad (9.10)$$

11. Обчислюють передбачуваний тиск конденсату в кінці ділянки

$$P_{\text{кп}} = P''_{\text{кі}} - [R_{\text{р}} l_{\text{д}} (1 + \alpha_1) - (h_{\text{г}}^{\text{пд}} - h_{\text{г}}^{\text{кд}}) \cdot \rho_{\text{сум}} 9,81] / 10^6, \quad (9.11)$$

де $h_{\Gamma}^{пд}$ і $h_{\Gamma}^{кд}$ – геодезичні позначки відповідно початкової та кінцевої точок ділянки, м.

12. Обчислюють ступінь сухості пари (відносну кількість пари вторинного скипання) у кінці ділянки

$$x = (i'_{пi} - i'_{ki}) / r_{ki}, \quad (9.12)$$

де $i'_{пi}$ і i'_{ki} – ентальпія води на лінії насичення за початкового тиску напрямку (до конденсатотвідника) та кінцевого тиску ділянки, кДж/кг;

r_{ki} – теплота конденсації (пароутворення) за кінцевого тиску ділянки, кДж/кг.

13. Обчислюють розрахункову густину суміші

$$\rho_{ср} = \rho'_i \rho''_i / [x(\rho'_i - \rho''_i) + \rho''_i], \quad (9.13)$$

де ρ'_i і ρ''_i – густини води та пари на лінії насичення за кінцевого тиску ділянки, кг/м³.

14. Вибирають значення коефіцієнта перерахунку табличних даних на фактичні за формулою

$$\varphi = 958,4 / \rho_{ср}. \quad (9.14)$$

15. Обчислюють фактичну швидкість суміші на ділянці $w_{сф}$

$$w_{сф} = \varphi w_{тд}. \quad (9.15)$$

16. Обчислюють фактичні питомі втрати тиску на ділянці

$$R_{ф} = \varphi R_{д}. \quad (9.16)$$

17. Обчислюють фактичний тиск конденсату в кінці ділянки

$$P_{кдф} = P''_{ki} - [R_{ф} l_i (1 + \alpha) - (h_{\Gamma}^{п} - h_{\Gamma}^{к}) \cdot \rho_{ср} 9,81] / 10^6. \quad (9.17)$$

Якщо прийнята густина суміші $\rho_{сум}$ відрізняється від розрахункової густини суміші $\rho_{ср}$ більше, ніж на 5 %, то необхідно її урівняти, після чого можна ув'язувати ділянку шляхом зміни діаметра або типу труб.²⁵ Остаточне ув'язування окремих ділянок та напрямків здійснюється зміною кількості

²⁵ Варто мати на увазі, що емульсійний конденсатопровід є дуже чутливим до зміни діаметра, і навіть незначне його зменшення може призвести до падіння тиску нижче атмосферного, тобто утворення вакууму повного википання конденсату, що є недопустимим. До того ж до вакуумного паропроводу не можна застосовувати методику розрахунку двофазного конденсатопроводу.

конденсату, що повертається від споживачів шляхом корегування коефіцієнтів повернення.

На рисунку 9.1 показано розрахункову схему системи самопливних конденсатопроводів, приклад розрахунку якої подано в таблиці 9.2. Розрахунок починається з визначення розрахункового напрямку за меншим значенням середніх питомих втрат тиску $R_{\text{сер}}$ за формулою (9.5).

За середніми питомими втратами тиску обираємо розрахунковий напрямок.

Послідовність заповнювання таблиці 9.2.

Стовпчик 4: за формулою (9.1).

Стовпчик 5: за формулою

$$G_{\text{кк}} = G_{\text{кт}}/3,6. \quad (9.18)$$

Стовпчик 6: зі схеми.

Стовпчик 7: за формулою (9.2).

Стовпчик 8: за формулою (9.4) для початкових від споживача ділянок або за кінцевим тиском попередньої ділянки (у якій кінцевий вузол збігається з початковим вузлом ділянки, що розраховується).

Стовпчик 9: тиск, прийнятий на джерелі тепла (див. п. 1 послідовності розрахунку), – для основного розрахункового напрямку або тиск у вузлі вже розрахованого напрямку, що є кінцевим для поточного напрямку.

Стовпчики 10...12: зі схеми рисунок 9.1.

Стовпчик 13: за формулою (9.6).

Стовпчик 14: за формулою (9.7).

Стовпчик 15: за формулою (9.8).

Стовпчик 16: від 20 до 40 для початкових від споживачів ділянок зі зменшенням на наступних ділянках у напрямку до джерела тепла та уточненням залежно від підбраного діаметра.

Стовпчик 17: за таблицею 9.3.

Стовпчик 18: за формулою (9.5).

Стовпчик 19: за формулою (9.9).

Стовпчики 20...22: за рисунком 9.2–9.3.

Стовпчики 23...24: з номограм на рисунку 9.2–9.3 та з урахуванням формули (9.3).

Стовпчик 25: за формулою (9.10).

Стовпчик 26: за формулою (9.11).

Стовпчик 27: за формулою (9.12).

Стовпчик 28: за формулою (9.13).

Стовпчик 29: за формулою (9.14).

Стовпчик 30: за формулою (9.15).

Стовпчик 31: за формулою (9.16).

Стовпчик 32: за формулою (9.17).

Стовпчик 33: за формулою

$$\Delta p_c = 100 (\rho_{\text{сум}} - \rho_{\text{ср}}) / \rho_{\text{ср}}. \quad (9.19)$$

Стовпчик 34: зі стовпчика 32 для вже розрахованих напрямків за однойменними кінцевими вузлами.

Стовпчик 35: для відгалужень за формулою

$$\Delta p = 100 (P_{\text{кдф}} - P_{\text{ув}}) / P_{\text{ув}}. \quad (9.20)$$

У процесі ув'язування спочатку підбирають діаметри та тип труб, а остаточну ув'язку проводять шляхом зміни коефіцієнтів повернення, намагаючись досягнути максимально сумарної її кількості конденсату, що повертається до джерела тепла від усіх споживачів.

Приклад 2.

Виконати гідравлічний розрахунок самопливного конденсатопроводу відповідно до розрахункової схеми рисунка 9.1. Якщо витрата пари будівлі 1 складає 2 т/год, а витрата пари будівлі 2 – 3 т/год. Відсоток повернення конденсату з будівлі 1 – 70 %, а з будівлі 2 – 60 %. Тиск пари у споживача будівля 1 складає 0,57 МПа, будівля 2 – 0,6 МПа. Розрахунок надати у табличному вигляді (приклад – таблиця 9.2).

Порядок виконання:

1. За формулою (9.5) визначаємо основний розрахунковий напрямок

Будівля 2 – Котельня $R_{\text{ср}} = [(P''_{\text{кi}} - P_6) \cdot 10^6 + (h_{\text{г}}^{\text{п}} - h_{\text{г}}^{\text{к}}) \cdot 9,81 \cdot \rho_{\text{сум}}] / [\Sigma l_{\text{дi}}(1 + \alpha_1)] = 1\,404,123 \text{ Па/м};$

Будівля 1 – Котельня $R_{\text{ср}} = [(P''_{\text{кi}} - P_6) \cdot 10^6 + (h_{\text{г}}^{\text{п}} - h_{\text{г}}^{\text{к}}) \cdot 9,81 \cdot \rho_{\text{сум}}] / [\Sigma l_{\text{дi}}(1 + \alpha_1)] = 1\,577,286 \text{ Па/м}.$

2. За найменшим значенням питомих втрат тиску обираємо основний напрямок Будівля 2 – Котельня.

Розрахунок зводимо у таблицю 9.2.

Таблиця 9.2 – Приклад розрахунку трубопроводів пароводяної суміші

Початковий вузол ділянки	Кінцевий вузол ділянки	Повернення конденсату, %	Витрата конденсату $G_{кт}$, т/год	Витрати конденсату $G_{кк}$, кг/с	Довжина ділянки l_d , м	Тиск до конденсатовідвідника P'_k , МПа	Тиск на початку ділянки P_n , МПа	Тиск у кінці напрямку $P_{кн}$, МПа	Відмітка початку ділянки Z_n , м	Відмітка кінця напрямку $Z_{кн}$, м	Відмітка кінця ділянки Z_k , м	Критичний ступінь сухості пари, $x_{кр}$	Критична густина суміші $\rho_{кр}$, кг/м ³	Рекомендований внутрішній діаметр $d_{рв}$, м	Прийнята густина суміші $\rho_{сум}$, кг/м ³	Доля втрат тиску в місцевих опорах α_1	Середні питомі втрати тиску на тертя $R_{ср}$, Па/м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Б.2	ВТ-1	60,00	1,80	0,5	60	0,57	0,335	0,12	232	230	231	0,099	7,018	0,054	28	0,3	1404,12
ВТ-1	Кот.	70,00	2,06	0,57	58	0,57	0,275	0,12	231	230	230	0,099	7,018	0,0600	7,0	0,3	2 986,81

Відгалуження

Б.1	ВТ-1	60	1,2	0,33	40	0,542	0,321	0,275	232	230	231	0,048	14,90	0,0498	8,0	0,3	880,08
-----	------	----	-----	------	----	-------	-------	-------	-----	-----	-----	-------	-------	--------	-----	-----	--------

Питомі втрати тиску за $\rho = 958$ $R_{ср}$, Па/м	Тип труб	Умовний діаметр труби d_y , мм	Внутрішній діаметр труби d_v , м	Питомі втрати за обраного діаметра R_d , Па/м	Швидкість за табличної густини $w_{гд}$, м/с	Питомі втрати за фактичної густини R_p , Па/м	Тиск у кінці ділянки $P_{кп}$, МПа	Ступінь сухості пари, x	Розрахункова густина суміші $\rho_{ср}$, кг/м ³	ϕ	Фактична швидкість суміші $w_{сф}$, м/с	Фактичні питомі втрати тиску на тертя R_ϕ , Па/м	Фактичний тиск у кінці ділянки $P_{кдф}$, МПа	Нев'язка густин $\Delta\rho_c$, %	Ув'язуваний тиск у кінці ділянки $P_{ув}$, МПа	Нев'язка тиску в Δp , %
19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
41,02	ВГП	60	0,054	22,75	0,26	778,684	0,274	0,052	28,3	33,8	8,8	769,71	0,275	-1,15		
21,87	електрозварна	65	0,062	14,93	0,23	2 039,55	0,121	0,099	7,0	136,57	30,8	2 039,55	0,122	0,000		

Відгалуження

7,35	електрозварна	50	0,0575	7,39	0,15	884,864	0,275	0,093	7,8	122,11	18,6	901,93	0,274	1,929	0,274	0,5
------	---------------	----	--------	------	------	---------	-------	-------	-----	--------	------	--------	-------	-------	-------	-----

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 9

Задача № 1

Відповідно до рисунка 9.2 і таблиці 9.3 виконати гідравлічний розрахунок напірних конденсатопроводів будівель (№ 1 і № 2) виробничого підприємства. Виконати побудову розрахункової схеми гідравлічного розрахунку. Відповідь надати у табличному вигляді

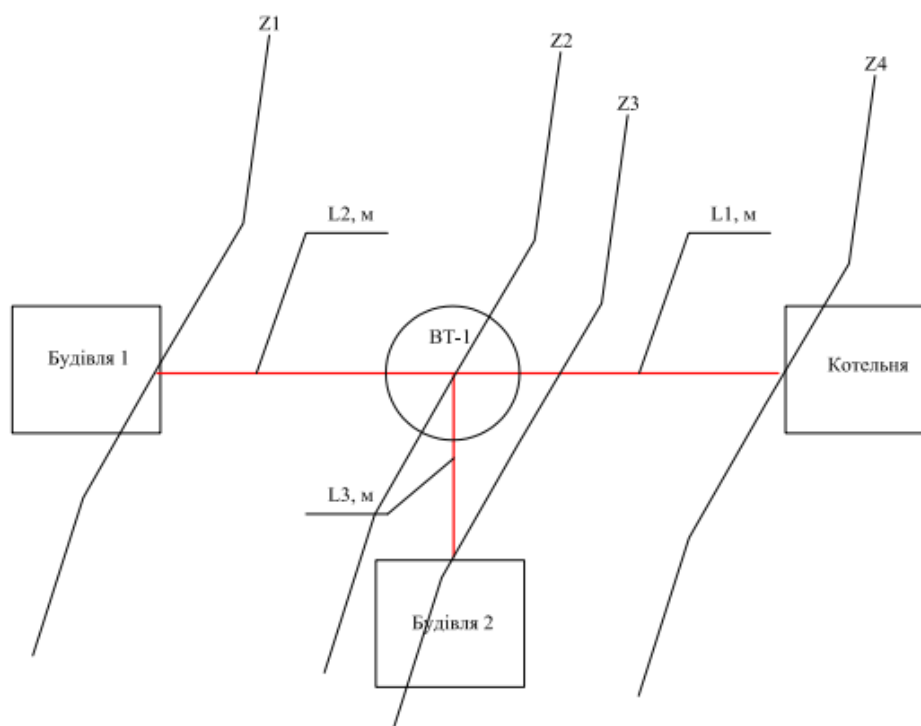


Рисунок 9.2 – Схема конденсатопроводів для гідравлічного розрахунку.

Таблиця 9.3 – Вихідні дані

Ч. ч.	G1, т/год	G2, т/год	% 1	% 2	L1, м	L2, м	L3, м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	1,5	70	60	42	40	60
2	1,5	2	75	55	50	30	45
3	2	2,5	80	50	70	50	40
4	2,5	3	85	45	30	45	30
5	3	3,5	90	65	45	25	40
6	3,5	4	45	70	45	45	60
7	4	4,5	50	75	30	50	70
8	4,5	5	55	80	80	80	100
9	4,5	5,5	60	85	80	70	85

Продовження таблиці 9.3

1	2	3	4	5	6	7	8
10	5	5,5	65	90	140	120	150
11	5,5	6	75	60	170	120	180
12	6	6,5	80	55	105	150	190
13	6,5	7	85	50	140	125	150
14	2,5	3	90	45	200	60	180
15	3	4	45	65	135	125	130
16	4	5	50	70	60	70	70
17	5	6	55	75	125	95	85
18	6	7	60	80	115	115	120
19	7,5	7,5	65	85	125	130	115
20	1,5	2	75	90	170	140	150
21	2	2,5	80	60	210	150	160
22	2,5	3	85	55	60	70	70
23	3	3,5	90	50	100	60	60
24	3,5	4	45	45	140	130	135
25	4	4,5	50	65	40	40	35
26	4,5	5	55	70	65	70	65
27	4,5	5,5	60	75	80	85	85
28	5	5,5	65	80	105	105	125
29	5,5	6	75	85	130	90	100
30	6	6,5	80	90	155	120	140

У таблиці:

G1, G2 – витрата пари у першій та другій будівлі, відповідно, т/год;

% 1, % 2 – відсоток повернення конденсату від першої та другої будівлі, відповідно, т/год.

ЗАВДАННЯ ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Відповідно до рисунка 9.2 і таблиці 9.4 виконати гідравлічний розрахунок самопливних конденсатопроводів будівель (№ 1 і № 2) виробничого підприємства. Виконати побудову розрахункової схеми гідравлічного розрахунку. Відповідь надати у табличному вигляді.

Таблиця 9.4 – Вихідні дані

Ч. ч.	G1, т/год	G2, т/год	% 1	% 2	Z1	Z2	Z3	Z4	P1, МПа	P2, МПа	L1, м	L2, м	L3, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	1	1,5	70	60	221,5	221	222	220	0,585	0,61	42	40	60
2	1,5	2	75	55	241	240	239	240	0,58	0,6	50	30	45
3	2	2,5	80	50	261	262	259,5	260	0,56	0,59	70	50	40
4	2,5	3	85	45	289	288,5	288	287	0,57	0,6	30	45	30

Продовження таблиці 9.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5	3	3,5	90	65	293,5	293	292,5	292	0,58	0,61	45	25	40
6	3,5	4	45	70	289,3	289,5	289	288	0,58	0,6	45	45	60
7	4	4,5	50	75	221,5	221	222	220	0,56	0,59	30	50	70
8	4,5	5	55	80	241	240	239	240	0,56	0,59	80	80	100
9	4,5	5,5	60	85	261	262	259,5	260	0,57	0,6	80	70	85
10	5	5,5	65	90	289	288,5	288	287	0,58	0,61	140	120	150
11	5,5	6	75	60	293,5	293	292,5	292	0,59	0,61	170	120	180
12	6	6,5	80	55	289,3	289,5	289	288	0,55	0,57	105	150	190
13	6,5	7	85	50	221,5	221	222	220	0,56	0,59	140	125	150
14	2,5	3	90	45	241	240	239	240	0,57	0,6	200	60	180
15	3	4	45	65	261	262	259,5	260	0,61	0,58	135	125	130
16	4	5	50	70	289	288,5	288	287	0,56	0,54	60	70	70
17	5	6	55	75	293,5	293	292,5	292	0,58	0,55	125	95	85
18	6	7	60	80	289,3	289,5	289	288	0,59	0,56	115	115	120
19	7,5	7,5	65	85	221,5	221	222	220	0,6	0,57	125	130	115
20	1,5	2	75	90	241	240	239	240	0,61	0,58	170	140	150
21	2	2,5	80	60	261	262	259,5	260	0,56	0,54	210	150	160
22	2,5	3	85	55	289	288,5	288	287	0,57	0,55	60	70	70
23	3	3,5	90	50	293,5	293	292,5	292	0,55	0,54	100	60	60
24	3,5	4	45	45	289,3	289,5	289	288	0,6	0,57	140	130	135
25	4	4,5	50	65	221,5	221	222	220	0,61	0,58	40	40	35
26	4,5	5	55	70	241	240	239	240	0,59	0,56	65	70	65
27	4,5	5,5	60	75	261	262	259,5	260	0,66	0,55	80	85	85
28	5	5,5	65	80	289	288,5	288	287	0,56	0,59	105	105	125
29	5,5	6	75	85	293,5	293	292,5	292	0,57	0,6	130	90	100
30	6	6,5	80	90	289,3	289,5	289	288	0,58	0,61	155	120	140

10 ПОБУДОВА ГРАФІКА ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ

Мета заняття – ознайомлення та отримання навиків із побудови графіка витрат теплоносія.

Теоретичні положення. Графік витрат теплоносія призначено для визначення кількості теплоносія відповідно до температури зовнішнього повітря. Побудова графіка витрат теплоносія виконується на підставі двох графіків: графіка теплових навантажень та температурного графіка.

Для побудови графіка витрат теплоносія необхідно визначити теплові навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання відносно до температур зовнішнього повітря (див. тема 1) та визначити температури теплоносія відносно до температур зовнішнього повітря (див. тема 5). Приклад визначення теплових навантажень відносно до температур зовнішнього повітря наведено у таблиці 10.1, а температур теплоносія у таблиці 10.2. Відповідно до

отриманих даних із теплових навантажень та температур теплоносія визначаються його витрати на потреби систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (див. тема 6 п. 6.1).

Приклад.

Вихідні дані:

Споживач – ремонтний цех. Місто Сімферополь. Температура теплоносія у подавальному трубопроводі 115 °С, температура теплоносія у зворотному трубопроводі 70 °С, температура теплоносія у системі опалення, подавальний трубопровід 95 °С. Максимальне теплове навантаження системи опалення 2,5 МВт, максимальне теплове навантаження системи вентиляції 1,5 МВт, максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання, у зимовий період року 1,0 МВт. Схема преднання теплообмінного апарату системи гарячого водопостачання – одноступенева паралельна. Наявність бака акумулятора системи гарячого водопостачання.

Порядок виконання:

1. Відповідно до таблиці 2 визначаємо розрахунково опалювальну температуру зовнішнього повітря для м. Сімферопіль, яка складає мінус 15 °С.

2. У зв'язку з тим, що відповідно до завдання у нас ремонтний цех, приймаємо внутрішню температуру повітря 16 °С (табл. 3).

3. Оскільки у системі гарячого водопостачання є бак-акумулятор, визначаємо середнє годинне теплове навантаження системи гарячого водопостачання у літній період року.

$$Q_{сер}^h = \frac{Q_{max}^h}{2,4} = \frac{1}{2,4} = 0,42 \text{ МВт.}$$

4. Визначаємо теплові навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання залежно від температур зовнішнього повітря.

4.1. Для системи опалення:

Наведено приклад розрахунку теплового навантаження системи опалення для температури зовнішнього повітря мінус 5 °С. Для решти температур зовнішнього повітря розраховувати аналогічно.

$$Q_t^o = Q_o^{max} \cdot \frac{t_b - t_3^t}{t_b - t_o} = 0,5 \cdot \frac{20 + 5}{20 + 15} = 0,36 \text{ МВт.}$$

4.2. Для системи вентиляції:

Наведено приклад розрахунку теплового навантаження системи вентиляції для температури зовнішнього повітря мінус 5 °С. Для решти температур зовнішнього повітря розраховувати аналогічно.

$$Q_t^v = Q_v^{max} \cdot \frac{t_b - t_3^t}{t_b - t_o} = 0,3 \cdot \frac{20 + 5}{20 + 15} = 0,21 \text{ МВт.}$$

4.3. Для системи гарячого водопостачання:

Система гарячого водопостачання – це цілорічне теплове навантаження, яке фактично не залежить від температур зовнішнього повітря, тому від розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря (мінус 15 °С до +8 °С) буде постійною величиною, яка складає 0,42 МВт. Але в міжопалювальний (літній) період року змінюється температура холодної води, тому змінюється і теплове навантаження системи гарячого водопостачання. Температура холодної води в опалювальний період приймається +5 °С, а в міжопалювальний період +15 °С. Визначаємо теплове навантаження системи гарячого водопостачання у міжопалювальний (літній період року)

$$Q_{s\max}^{hm} = Q_{\max}^{hm} \cdot 0,82 \cdot K = 0,42 \times 0,82 \times 1,0 = 0,344 \text{ МВт.}$$

Таблиця 10.1 – Визначення теплових навантажень відносно до температур зовнішнього повітря

Теплові навантаження	Температура зовнішнього повітря								К
	-15	-10	-5	0	1	5	8	10	
Q _o max, МВт	2,50	2,10	1,69	1,29	1,21	0,89	0,65	—	
Q _v max, МВт	1,50	1,26	1,02	0,77	0,73	0,53	0,39	—	
Q _{гвп} ,max МВт	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,34	1,00

5. Визначаємо температури теплоносія відповідно до температур зовнішнього повітря.

Наведено приклад розрахунку температур теплоносія для температури зовнішнього повітря мінус 5 °С. Для решти температур зовнішнього повітря розраховувати аналогічно.

5.1. Подавальний трубопровід теплової мережі

$$T_1^t = t_b + (\tau_n - t_b) \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + (T_1 - \tau_n) \cdot \bar{Q}_o$$

$$\bar{Q}_o^{0,8} = \frac{(t_b - t_t)}{(t_b - t_o)} = \frac{(16 + 5)}{(16 + 15)} = 0,677.$$

$$\bar{Q}_o^{0,8} = \frac{(t_B - t_t)}{(t_B - t_0)} = \frac{(16 + 5)}{(16 + 15)} = 0,73.$$

$$\tau_{\Pi} = \frac{T_{11} + T_2}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_1^t = t_B + (\tau_{\Pi} - t_B) \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \bar{Q}_o (T_1 - \tau_{\Pi}) = \\ = 16 + (82,5 - 16) \cdot 0,677^{0,8} + 0,677 \cdot (115 - 82,5) = 86,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5.2. Зворотний трубопровід теплової мережі

$$T_2^t = T_1^t - \bar{Q}_o (T_1 - T_2) = 86,7 - 0,677 \cdot (115 - 70) = 56,2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5.3. Подавальний трубопровід системи опалення

$$T_{11}^t = T_1^t - \bar{Q}_o (T_1 - T_{11}) = 86,7 - 0,677 \cdot (115 - 70) = 56,2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розрахунок зводимо у таблицю 10.2

Таблиця 10.2 – Визначення температур теплоносія відносно до температур зовнішнього повітря

Температура	-15	-10	-5	0	1	5	8	10
T1	115,0	101,0	86,7	72,0	70,0	70,0	70,0	70,0
T2	70,0	63,3	56,2	48,7	48,2	48,2	48,2	48,2
T11	95,0	84,3	73,2	61,6	60,3	60,3	60,3	—

Увага! Оскільки присутнє гаряче водопостачання, температурний графік – опалювально-побутовий, тобто маємо точку «злому» температурного графіка, за температури теплоносія у подавальному трубопроводі при +70 °С.

6. Визначаємо витрати теплоносія на потреби систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання.

Наведено приклад розрахунку витрати теплоносія для температури зовнішнього повітря мінус 5 °С. Для решти температур зовнішнього повітря розраховувати аналогічно.

6.1. Система опалення.

$$G_t^o = \frac{Q_t^o \cdot 1000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{1,69 \times 1000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 47,8 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

6.2. Система вентиляції.

$$G_t^v = \frac{Q_t^v \cdot 1000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{1,02 \times 1000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 28,7 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

6.3. Система гарячого водопостачання, для одноступеневої паралельної схеми, зимовий період року:

$$G_t^h = \frac{Q_t^h \cdot 1000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{0,42 \times 1000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 11,8 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

6.4. Система гарячого водопостачання, для одноступеневої паралельної схеми, літній період року:

$$G_t^{hs} = \frac{Q_t^{hs} \cdot 1\,000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{0,344 \times 1\,000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 13,6 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

Розрахунок зводимо у таблицю 10.3

Таблиця 10.3 – Визначення витрат теплоносія відносно до температур зовнішнього повітря

t _в , °C	-15	-10	-5	0	1	5	8	10
G _o , т/год	47,8	47,8	47,8	47,8	47,8	35,0	25,4	—
G _v , т/год	28,7	28,7	28,7	28,7	28,7	21,0	15,3	—
G _{hmax} , т/год	8,0	9,6	11,8	15,5	16,6	16,6	16,6	13,6
ΣG, т/год.	84,5	86,0	88,3	92,0	93,0	72,5	57,3	13,6

7. Відповідно до триманих даних будуємо графік витрати теплоносія

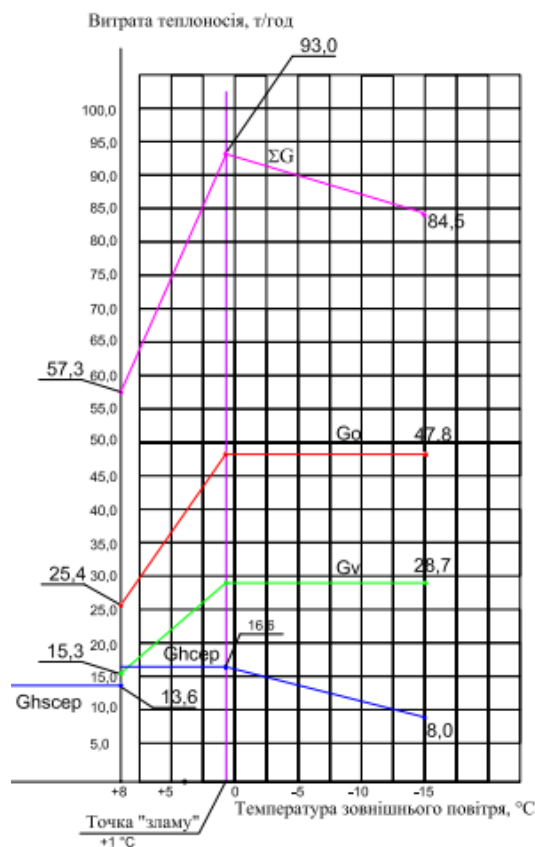


Рисунок 10.1 – Графік витрат теплоносія

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 10

Задача № 1

Відповідно до даних таблиці 10.4 виконати побудову графіка витрати теплоносія промислового підприємства. Схема приєднання теплообмінного апарата системи ГВП – одноступенева паралельна. Відповідь надати у табличному та графічному.

Таблиця 10.4 – Вихідні дані

Ч. ч.	Місто	τ_1	τ_2	τ_{11}	t_{im}	Максимальні теплові навантаження, МВт			Наявність бака акумулятора системи ГВП
						Опалення	Вентиляція	ГВП	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Харків	150	70	95	14	4,0	3,0	2,0	+
2	Черкаси	140	70	95	15,5	3,0	2,0	1,0	-
3	Дніпро	145	70	95	14,5	1,5	0,8	1,0	+
4	Ромни	135	70	95	15	2,0	1,0	2,0	-
5	Житомир	130	70	95	16	4,5	3,5	2,5	+

Продовження таблиці 10.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	Запоріжжя	120	70	95	16,5	5,0	4,0	3,0	-
7	Івано-Франківськ	125	70	95	17	4,0	5,0	3,5	+
8	Суми	115	70	95	17,5	5,5	4,5	2,5	-
9	Київ	110	70	95	14,5	3,0	2,0	1,0	+
10	Тернопіль	105	70	95	15	1,5	2,5	1,0	-
11	Кривий Ріг	100	70	95	13,5	2,0	1,0	2,0	+
12	Ужгород	95	70	95	16,5	4,5	3,5	2,5	-
13	Чернігів	150	60	90	13	5,0	4,0	3,0	+
14	Умань	145	60	90	12,5	4,0	5,0	3,5	-
15	Луцьк	135	60	90	12	6,0	4,8	2,3	+
16	Львів	130	60	90	16	3,2	2,4	1,2	-
17	Миколаїв	125	60	90	13,5	1,8	2,8	1,2	+
18	Одеса	140	60	90	13	2,7	3,7	1,7	-
19	Полтава	120	60	90	14,5	4,8	3,8	2,6	+
20	Рівне	115	60	90	12,5	5,0	3,5	2,8	-
21	Хмельницький	110	60	90	15	3,8	5,4	2,2	+
22	Лубни	118	59	78	15,5	2,0	3,6	0,8	-
23	Чернівці	100	60	90	16,5	1,6	3,2	0,6	+
24	Херсон	110	60	90	13	4,5	3,5	2,5	-
25	Гайворон	124	61	81	14	5,0	4,0	3,0	+
26	Вінниця	150	65	85	12,5	4,0	5,0	3,5	-
27	Ізмаїл	145	65	85	15	6,0	4,8	2,3	+
28	Лозова	130	65	85	15,5	3,2	2,4	1,2	-
29	Харків	135	65	85	16	1,8	2,8	1,2	+
30	Київ	120	65	85	14	4,5	3,5	2,5	-

У таблиці:

τ_1 – температура теплоносія, у подавальному трубопроводі теплових мереж, °С;

τ_2 – температура теплоносія, у зворотному трубопроводі теплових мереж, °С;

τ_{11} – температура теплоносія, у подавальному трубопроводі системи опалення, °С;

t_{im} – внутрішня температура повітря, °С.

Розрахункову опалювальну температуру зовнішнього повітря прийняти відповідно до таблиці Б.1 (дод. Б) за параметрами Б.

11 ПОБУДОВА П'ЄЗОМЕТРИЧНОГО ГРАФІКА

Мета заняття – навчитися самостійно будувати п'єзометричний графік.

Теоретичні положення. П'єзометричний графік теплової мережі або графік п'єзометричних напорів будується з метою ув'язування тисків у різних точках системи з профілем місцевості та геометричними розмірами об'єктів теплопостачання. Зручність п'єзометричного графіка полягає в тому, що на ньому основні компоненти системи теплопостачання (місцевість, споживачі, трубопроводи, джерело теплопостачання) і тиск теплоносія в трубопроводах відображаються в одних і тих саме одиницях – одиницях довжини (зазвичай – у метрах), що дозволяє легше та точніше узгоджувати режими роботи системи з особливостями геометрії її складових. До того ж за результатами побудови п'єзометричного графіка підбирають основне обладнання систем – насосне, оскільки потрібний напір будь-якого насоса²⁶ визначає саме прийнятий до роботи п'єзометричний графік.

П'єзометричний напір – це висота стовпа рідини, що створює тиск, який дорівнює тиску цієї рідини в розглядуваній точці або це висота, на яку під дією власного тиску може піднятися рідина у вертикальній судині, що сполучається з атмосферою.

Для визначення напору H за відомим тиском P використовують формулу

$$H = P/(\rho'g), \quad (11.1)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

П'єзометричний графік загалом може будуватися для будь-якої системи, робочим тілом якої є рідина. У теплопостачанні такими системами можуть бути водяні теплові мережі з трубопроводами Т1, Т2, мережі гарячого водопостачання з трубопроводами Т3, Т4, конденсатопроводи з трубами Т8.

Графік п'єзометричних напорів будується як мінімум для двох основних режимів системи теплопостачання: статичного та динамічного.²⁷

Статичний режим встановлюється в системі за умови зупинки мережних (циркуляційних) насосів. У статичному стані за відсутності руху теплоносія немає й втрат тиску, тому статичний напір є однаковим для всіх точок системи. Ця однаковість є одним з втілень закону сполучених судин.

²⁶ На джерелі тепла – мережного та підживлювального, на насосних станціях, теплових пунктах та у споживачів – підвищувального, розвантажувального, змішувального.

²⁷ Окрім двох основних режимів за допомогою п'єзометричного графіка можуть також аналізуватися динамічні режими з різними значеннями витрат теплоносія та статичні режими з різними рівнями статичних напорів у різні періоди року (зимовий, літній, перехідний).

У динамічному режимі внаслідок руху теплоносія тиск весь час втрачається саме в напрямку руху, тому найбільшим тиск (напір) буде на виході з мережного насоса, а найменшим – на вході до нього²⁸. Так само тиск (напір) у подавальних трубопроводах однойменних ділянок буде завжди більшим, ніж у зворотних.

11.1 Попередній етап побудови п'єзометричного графіка

Побудову п'єзометричного графіка починають з визначення масштабу осей. Горизонтальна вісь графіка – вісь відстаней – починається з нульових значень. У початковій точці горизонтальної осі здебільшого розташовують джерело теплопостачання, звідки і починається відлік відстаней. Масштаб горизонтальної осі та ціну ділення вибирають так, щоб розміру горизонтальної осі вистачало для відображення основного розрахункового напрямку системи теплопостачання, тобто сумарної довжини ділянок від джерела тепла до найвіддаленішого споживача.

Розмірів вертикальної осі графіка – осі напорів – має вистачати, щоб відобразити всі елементи системи теплопостачання, а також усі можливі напори для всіх точок у всіх режимах. Враховуючи рельєф місцевості, розміри проєктованих систем теплопостачання та підключених до них абонентських систем, а також відповідні цим розмірам втрати напору можна вважати, що 110–120 м по вертикалі достатньо для відображення всіх елементів п'єзометричного графіка у курсовому проєкті. Але початковий відлік вертикальної осі завжди приймають не нульовим, а дещо меншим за значення найнижчої з позначок місцевості, округлюючи її в менший бік з кроком, кратним 5 м. Наприклад, якщо позначки геодезичних ліній місцевості, для якої розробляється система теплопостачання, мають значення від 168 м до 181 м, то початок вертикальної осі графіка варто приймати з відліку 160 або навіть 165²⁹, а максимальне значення позначки місцевості, що буде відображене на шкалі вертикальної осі, становитиме в такому разі 260 м.

Для зручності і коректності побудову графіка рекомендується починати з креслення спрямленої схеми системи теплопостачання у двотрубному (або однотрубному) варіанті, починаючи з основного розрахункового напрямку та додаючи до нього вторинні напрямки й відгалуження. Мережний насос джерела теплопостачання розміщують безпосередньо під вертикальною віссю графіка, а

²⁸ Сам рух середовища викликає різниця тисків, яку створюють циркуляційні насоси. Чим більшу різницю напорів створює циркуляційний насос, тим швидше рухається теплоносій і тим швидше напір буде втрачатися.

²⁹ Початок вертикальної осі з позначки 165 буде прийнятним, якщо в системі немає підземної прокладки із заглибленням більше 3 м.

теплонагрівний пристрій джерела (котел, теплофікаційний теплообмінник) – поряд із віссю зі зсувом на кілька міліметрів.³⁰ Ділянки основного напрямку спрямленої схеми виконують у масштабі, прийнятому для горизонтальної осі графіка, а відгалуження умовно повертають до напрямку, паралельного горизонтальній осі, показуючи осьовими лініями напрямки зсувів зміщених вузлів. Разом із цим бажано дотримуватися орієнтації відгалуження згідно з розрахунковою схемою (праворуч або ліворуч від основного напрямку). На спрямленій схемі кути поворотів основної розрахункової схеми «розгинають» до прямих ліній, проте, незалежно від значення кутів, показують їх дугами, підписуючи їхні значення. Таким чином, прийнятий порядок та принципи побудови спрямленої схеми забезпечують завдання горизонтальних координат усіх основних елементів системи теплопостачання.

Для побудови профілю місцевості використовують допоміжні вертикальні лінії, які піднімають від основних елементів системи теплопостачання. Відкладаючи на цих допоміжних лініях значення позначок відповідних елементів системи (котельні в місці виходу трубопроводу Т1 або Т3, вузлів трубопроводів, кутів поворотів, корпусів споживачів у місцях вводу до них трубопроводу Т1 або Т3) отримують точки ліній місцевості, з'єднуючи які, будують лінії землі, починаючи з основного розрахункового напрямку та додаючи в подальшому й відгалуження. Позначки потрібних точок місцевості визначають за схемою системи теплопостачання з геодезичними лініями. Для точок, розташованих між геодезичними лініями, позначки визначають за допомогою лінійки шляхом інтерполяції за формулою

$$H_T = H_M + (H_6 - H_M) l_M / l_{M-6}, \quad (11.2)$$

де H_T – визначувана позначка точки, розташованої між двома геодезичними лініями з позначками H_M та H_6 , м;

l_{M-6} – відстань між двома геодезичними лініями, виміряна за найкоротшим відрізком прямої, проведеної через визначувану точку, мм;

l_M – відстань між геодезичною лінією та визначуваною точкою, виміряна за тим же відрізком, мм.

Після побудови профілю місцевості на п'єзометричному графіку показують інженерні системи споживачів, підключені до відповідної мережі.

Оскільки вертикальні габарити самої системи опалення наближаються до розмірів опалюваної будівлі, то для спрощення й з деяким запасом на

³⁰ Зсув на схемі позначення котла або теплообмінника на кілька міліметрів від вертикальної осі здійснюють умовно з метою уникнути злиття лінії підйому напору в мережному насосі з лінією втрат напору в теплонагрівному пристрої.

п'єзометричному графіку відображають висоти самих будівель у вигляді вертикальних відрізків прямих ліній, піднятих від познач місцевості в точках приєднання споживачів до теплової мережі. Біля кожного відрізка прямої, що зображує будівлю, ставлять підпис її назви, номера або позначення.

11.2 Побудова п'єзометричного графіка у статичному режимі

Оскільки в статичному режимі внаслідок відсутності руху теплоносія втрати тиску відсутні й напір у всіх точках системи однаковий, лінії статичного напору будуються одразу для обох магістралей – подавальної та зворотної. Лінію статичного напору або постійний статичний рівень розташовують так, щоб не порушувати два основних обмеження для статичного режиму:

1. Статичний напір не повинен бути меншим від мінімального напору, який приймається за умови забезпечення відсутності вакууму в будь-якій точці системи, що гарантується розташуванням напору вище будь-якої точки системи теплопостачання або підключених до неї споживачів.

2. Статичний напір не повинен перевищувати межу міцності будь-якого елемента системи, включаючи приєднаних абонентів; враховуючи, що саме обладнання абонентських систем підбирається на меншу міцність, ніж обладнання системи теплопостачання, перевірку дотримання цієї умови проводять на місцях підключення абонентів.

На етапі побудови графіка дотримання обмежувальних умов зручно відстежувати за допомогою обмежувальних ліній мінімального та максимального напорів.³¹

Враховуючи запас у 5 м, лінія мінімального статичного напору будується шляхом з'єднання точок, на 5 м вищих від верхніх точок абонентів (абонентських систем). Аналогічно лінія максимального статичного напору будується шляхом з'єднання точок, на 55 м³² вищих від нижніх точок абонентів (абонентських систем), оскільки саме в нижніх точках теплоносій під дією власної ваги буде розвивати найбільший тиск або напір.³³

Лінія фактичного статичного напору – це горизонтальна пряма лінія, що має повністю розташовуватися між обома обмежувальними лініями, тобто лінія

³¹ Після побудови графіка обмежувальні лінії можна не відображати.

³² Висота 55 м – це 60 м напору, який має витримувати будь-яке обладнання та компоненти санітарно-технічних систем мінус 5 м запасу.

³³ У складних випадках для систем теплопостачання значної протяжності та/або в разі рельєфа місцевості з великими розбіжностями познач та висот абонентів можливе підключення споживачів за незалежною схемою або з використанням обладнання, що розраховується на більший напір. У цих випадках лінія максимального статичного напору може будуватися на 85...105 м вище нижніх точок тих споживачів, для яких використовується більш міцне обладнання, ніж зазвичай.

статичного напору не повинна ніде перетинати ані лінію мінімальних, ані лінію максимальних статичних напорів.³⁴

Оскільки для систем теплопостачання помірних розмірів та спокійного рельєфу місцевості мінімальна різниця рівнів між лініями максимального та мінімального статичного напорів може складати десятки метрів, то відповідно існує можливість навіть із кроком в 1 м провести велику кількість горизонтальних прямих, що не будуть перетинати жодну з обмежувальних ліній. Проте для зменшення витрат електроенергії на підтримку статичного рівня³⁵ та для зниження ймовірності аварій для старих систем, що після тривалої експлуатації можуть перебувати в незадовільному стані, статичний рівень у системах теплопостачання встановлюють якомога ближче до лінії мінімального статичного напору переважно на 1–3 м вище від найвищого споживача плюс 5 м запасу.

11.3 Побудова п'єзометричного графіка у динамічному режимі

У динамічному режимі напори в подавальній магістралі завжди більші, ніж в однойменних ділянках зворотної магістралі, тому лінія кожної з магістралей будується окремо й має свої обмеження.

Лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується з умови виключення можливості утворення вакууму та підсмоктування повітря, а також для запобігання кавітації на всмоктувальному патрубку мережного насоса.

Усі ці негативні явища виключаються, якщо абсолютний тиск (напір) у будь-якій точці системи буде не нижчий за атмосферний.

З урахуванням запасу в 5 м лінію мінімальних напорів зворотної магістралі будують на 5 м вище від лінії осі трубопроводів теплової мережі. На ділянках, де застосовують підземний або надземний на низьких опорах способи прокладання теплової мережі рівень осі трубопроводів відрізняється від рівня землі не більше 1–2 м і запас у 5 м перекриває ці відхилення, тому на таких ділянках дозволяється будувати лінію мінімальних напорів зворотної магістралі на 5 м вище рівня землі. Але в разі використання надземної прокладки на високих опорах, на естакадах та по стінах будівель рівень розташування теплопроводів над землею може наближатися до 5 м та перевищувати цю висоту, тому на ділянках з такими способами надземної прокладки лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується на 5 м вище осі трубопроводів.

³⁴ Допускається лише торкання основною лінією обмежувальної лінії.

³⁵ Статичний напір у системі створює та підтримує підживлювальний насос (насоси).

Лінія максимальних напорів зворотної магістралі будується виходячи з тих же умов, що й лінія максимальних статичних напорів (забезпечення не перевищення межі міцності приєднаних абонентських систем), тому ці дві лінії збігаються та зливаються в одну.

Лінія мінімальних напорів подавальної магістралі для не перегрітого теплоносія³⁶ будується за тими ж вимогами, що й лінія мінімальних напорів зворотної магістралі, а тому вони збігаються та зливаються в одну.

У водяних теплових мережах, де за температурним графіком температура теплоносія в подавальній магістралі може перевищувати 100 °С, лінія мінімальних напорів подавальної магістралі будується за умови виключення можливості скипання перегрітого теплоносія. Відповідно в трубопроводі з перегрітим теплоносієм тиск не повинен знижуватись нижче тиску насичення за температури теплоносія. Можливі два підходи до відображення цієї умови на п'єзометричному графіку залежно від того, для якої густини теплоносія знаходити втрати напору в гідравлічному розрахунку: для умовного теплоносія з густиною 1 000 кг/м³ або для того теплоносія, для якого складені розрахункові номограми чи таблиці.

Якщо в гідравлічному розрахунку знаходити втрати напору за формулами

$$\Delta H = \Delta P / (\rho' g), \quad (11.3)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807$ м/с².

Якщо для підрахунку користуватися номограмами на рисунку Т.1–Т.2 (дод. Т), які складені для густини $\rho' = 917$ кг/м³, то коефіцієнт перерахунку дорівнюватиме

$$k_H = 1 / (917 \times 9,807) = 1,112 \times 10^{-4} \quad (11.4)$$

і формула перерахунку (11.3) прийме вигляд

$$\Delta H = k_H \Delta P. \quad (11.5)$$

для води з $\rho' = 917$ кг/м³, то й втрати напору будуть більшими, ніж для умовного теплоносія з густиною 1 000 кг/м³. Значення обмежувальних напорів залежно від температури теплоносія для різних густин наведені в таблиці 11.1. У стовпцях 2–4 дані напори на межі скипання, а стовпці 5–7 містять напори, що гарантують із запасом у 5 м нескипання перегрітого теплоносія з температурою зі стовпцем 1.

³⁶ Перегрітою водою називають воду, що має температуру, вищу за температуру кипіння за атмосферного тиску. Для нормальних умов ця температура приймається 100 °С, проте на високогір'ї температура кипіння може бути суттєво нижчою. Наприклад, на висоті 1 км на рівнем моря тиск атмосфери складає 0,9 бар і вода скипає за температури 97 °С, а на висоті 2 км за тиску 0,79 бар – за температури 94 °С.

У випадку проміжних значень температур теплоносія напори нескипання знаходять шляхом інтерполяції.

Таблиця 11.1 – Напори нескипання перегрітого теплоносія залежно від температури насичення

Температура теплоносія t , °C	Напір скипання умовного теплоносія з $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3 \Delta H_y$, м	Напір скипання теплоносія з $\rho = 917 \text{ кг/м}^3 \Delta H_y$, м	Напір скипання теплоносія з фактичною густиною ΔH_i , м	Напір нескипання умовного теплоносія з $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ та запасом до 5 м $\Delta H_{уз}$, м	Напір нескипання теплоносія з $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$ та запасом до 5 м $\Delta H_{уз}$, м	Напір нескипання теплоносія з фактичною густиною та запасом до 5 м $\Delta H_{із}$, м
1	2	3	4	5	6	7
150	38,21	41,67	41,67	43	47	47
140	26,52	28,92	28,64	32	34	34
130	17,22	18,78	18,42	22	24	23
120	9,92	10,82	10,52	15	16	16
110	4,28	4,67	4,50	9	10	10

Лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується за умови неперевикнення межі міцності трубопроводів та обладнання самої системи теплопостачання. Традиційно будь-яка система теплопостачання повинна комплектуватися обладнанням, розрахованим на роботу за тиску 1,6 МПа, або 160 м водяного стовпа. Проте згідно з [1] мінімальний тиск, який мають витримувати всі компоненти теплової мережі, встановлено на рівні 1,0 МПа, що означає можливість застосування в теплових мережах трубопроводів та обладнання, розрахованих на тиск від 1,0 МПа до 1,6 МПа. З урахуванням цього лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується на рівні 95 м вище осі теплотраси, проте за необхідності (складний рельєф, протяжна траса) може бути піднята до рівня 155 м. В останньому варіанті все комплектування теплотраси має повністю відповідати вимогам роботи за тиску 1,6 МПа.

Кожна з ліній фактичних напорів подавальної та зворотної магістралей має розташовуватися повністю між своїми обмежувальними лініями, жодна з ліній фактичних напорів не повинна перетинати свою обмежувальну лінію, проте перетинання «чужих» обмежувальних ліній допускається.

Креслення лінії фактичних напорів виконується за результатами гідравлічного розрахунку (за значеннями втрат напору) послідовно для зворотної та подавальної магістралі на окремих ділянках згідно з принципом побудови гіпотенузи прямокутного трикутника за двома відомими катетами. У такому

У процесі побудови лінії напорів втрати напору на відповідній ділянці можуть як додаватися до напору в початковому вузлі, так і відніматися, залежно від збігу напрямку побудови лінії напору з напрямком руху теплоносія. Якщо напрямок побудови лінії напорів збігається з напрямком руху теплоносія, то напір кінцевого вузла отримують шляхом віднімання від напору початкового вузла втрат напору на ділянці. Якщо лінія напорів будується в напрямку, протилежному напрямку руху теплоносія, то напір кінцевого вузла отримують шляхом додавання втрат напору на ділянці до напору в початковому вузлі.

The figure consists of two diagrams, (a) and (b), illustrating the calculation of the average height H_{BT} for two different cases.

(a) This diagram shows a profile with three points: BT_2 , BT_3 , and BT_4 . The vertical axis is labeled H_{BT} and the horizontal axis is labeled l . The height at BT_2 is H_{BT2} , at BT_3 is H_{BT3} , and at BT_4 is H_{BT4} . The horizontal distances between the points are $l_{BT3-BT2}$ and $l_{BT3-BT4}$. The vertical differences between the heights are $\Delta H_{BT3-BT2}$ and $\Delta H_{BT4-BT3}$.

(b) This diagram shows a similar profile but with a different set of points and labels. The vertical axis is labeled H_{BT} and the horizontal axis is labeled l . The height at BT_2 is H_{BT2} , at BT_3 is H_{BT3} , and at BT_4 is H_{BT4} . The horizontal distances between the points are $l_{BT2-BT3}$ and $l_{BT3-BT4}$. The vertical differences between the heights are $\Delta H_{BT3-BT2}$ and $\Delta H_{BT4-BT3}$.

а – суто графічний спосіб (СГС); б – обчислювально-графічний спосіб (ОГС)

119

відповідній ділянці ($\Delta H_{BT3-BT2}$), оскільки напрямок побудови лінії напорів збігається з напрямком руху теплоносія, а потім від отриманої точки проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикальною лінією, що проходить через кінцевий вузол ділянки ($BT2$). Точка перетинання горизонталі з вертикаллю й є напір H_{BT2} у вузлі $BT2$. З'єднуючи точки H_{BT2} та H_{BT3} , отримуємо лінію напорів на ділянці $BT3-BT2$. За другою послідовністю від точки з відомим напором H_{BT3} вузла $BT3$ спочатку проводять горизонтальну пряму лінію в напрямку кінцевого вузла ділянки ($BT3-BT4$), а потім з точки перетинання цієї горизонталі з вертикаллю, піднятої з кінцевого вузла ($BT4$), відкладають у вертикальному напрямку вгору (оскільки напрямок побудови протилежний напрямку руху) втрати напору на ділянці ($\Delta H_{BT4-BT3}$), після чого з'єднують точку з напором у початковому вузлі (H_{BT3}) з точкою з напором у кінцевому вузлі (H_{BT4}).

Згідно з обчислювально-графічним способом, показаним на рисунку 11.1, б, побудова лінії напорів ведеться з використанням вертикальної осі. Від визначеного напору (H_{BT3}) проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикальною віссю напорів. Якщо чисельне значення початкового напору (H_{BT3}) відоме, то воно має збігатися з отриманим відліком у точці перетинання горизонталі з вертикальною віссю. У разі збігу напрямку побудови лінії напорів з напрямком руху теплоносія від чисельного значення початкового напору (H_{BT3}) віднімають втрати напору на відповідній ділянці ($\Delta H_{BT3-BT2}$) й від отриманого відліку напору кінцевого вузла ділянки (H_{BT2}) проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикаллю, піднятою з кінцевого вузла ділянки, що будується. З'єднуючи точки напорів у відповідних вузлах, отримуємо потрібну лінію. Якщо напрямок побудови лінії напорів протилежний напрямку руху теплоносія, втрати напору ($\Delta H_{BT4-BT3}$) арифметично додаються до значення відомого напору (H_{BT3}) у початковому вузлі та від отриманого відліку кінцевого напору (H_{BT4}) на шкалі вертикальної осі проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикаллю, піднятою з кінцевого вузла ділянки ($BT4$) й з'єднують отримані точки.

Більш висока точність обчислювально-графічного способу порівняно з суто графічним пояснюється тим, що у випадку ОГС можливі помилки та похибки побудови напору одного з вузлів не відбиваються на напорах наступних вузлів, оскільки значення напору кожного з вузлів відкладаються індивідуально за відліком на шкалі вертикальної осі.

Узагальнюючи викладене вище, можна зробити 2 висновки. Перший: побудову лінії напорів можна проводити з будь-якої точки в будь-якому напрямку.

Другий: лінія фактичних напорів завжди має вигляд ламаної прямої лінії, форма якої залежить від втрат напорів на ділянках, визначених гідравлічним розрахунком, від довжин ділянок, а також від масштабів горизонтальної та вертикальної осі та не залежить від напрямку, послідовності й способу побудови. З формул (11.1) та (11.2) можна отримати вираз для обчислення відношення вертикального катету ΔH до горизонтального l , яке є питомими втратами напору

$$R_H = \Delta H/l = R(1 + \alpha_1)/(\rho'g). \quad (11.6)$$

Вони прямо пропорційні питомим втратам тиску R й обернено пропорційні густині теплоносія ρ' , проте тангенс кута нахилу лінії напору (гіпотенузи прямокутного трикутника) залежить також від відношення масштабів вертикальної та горизонтальної осі п'єзометричного графіка, тому після зміни масштабу змінюється й кут нахилу. Наприклад, оскільки для ділянки ВТ3-ВТ1 (див. табл. 6.1) $R = 49,5$ Па/м, $\alpha_1 = 0,3$, $\rho' = 917$ кг/м³, то $R_H = 0,0072$ або 7,2 мм/м.³⁷ За горизонтального та вертикального масштабів 1 : 1 000 $\tan \beta = 0,0072$ та власне кут $\beta = \arctg(0,0072 \times 180/\pi) = 0,41$ град, тобто це такий кут, для якого лінія напору розташована майже горизонтально. У разі зміни вертикального масштабу на 1 : 500 та горизонтального на 1 : 2 000 величина відображеного на графіку кута зміниться на $\beta' = \arctg(0,0072 \times 180 \times 2\,000/\pi/500) = 1,64$ град, у разі зменшення горизонтального масштабу до 1 : 5 000 кут нахилу лінії напорів стане $\beta'' = \arctg(0,0072 \times 180 \times 5\,000/\pi/500) = 4,1$ град. Лінія з таким нахилом вже дійсно сприймається як нахилена, а не майже горизонтальна. Отже, рекомендоване співвідношення вертикального та горизонтального масштабів п'єзометричного графіка, що будується на папері формату А4, для систем з довжиною основного напрямку 300÷1 000 м становитиме 10÷20.

Власне побудова лінії напорів у динамічному режимі починається зі зворотної магістралі, але перед початком побудови необхідно правильно визначити початкову точку. На вибір початкової точки впливають здебільшого співвідношення змін рельєфу місцевості та питомих втрат напору на ділянках.

Якщо лінія рельєфу землі близька до горизонталі або рівень землі зменшується з віддаленням від джерела теплопостачання, то визначальною точкою для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі буде джерело теплопостачання, оскільки саме біля джерела лінія напорів зворотної магістралі буде найбільше наближатися до лінії мінімальних напорів зворотної магістралі.

Якщо позначки профілю місцевості вздовж траси від найвіддаленішого

³⁷ Питомі втрати напору R_H називають також гідравлічним ухилом, оскільки вони, подібно до звичайного ухилу місцевості або трубопроводу, відображають нахил лінії напорів відносно горизонталі.

споживача до джерела теплопостачання зменшуються більше, ніж втрачається напір у зворотній магістралі, то визначальною точкою для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі буде найвіддаленіший споживач.

Нарешті, якщо з віддаленням від джерела швидкість зростання познак землі випереджає втрати напору лише до певного проміжного вузла, то саме цей вузол і буде визначальним для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі.

Додатковою умовою, яку варто дотримувати в процесі побудови лінії напорів зворотної магістралі, є відсутність її перетинань з лінією мінімальних статичних напорів для невисоких будівель із метою виключення можливості утворення вакууму у верхніх точках систем споживачів. Ця умова не є критичною, оскільки виключити утворення вакууму в системі споживача можна шляхом встановлення регулятора тиску «до себе» на зворотній лінії абонента, проте за відсутності гострої потреби, пов'язаної зі складним рельєфом та високими абонентами, цю умову не варто порушувати.

Отже, де висоти будівель не перевищують 20 м, умова не перетинання лінії зворотної магістралі з лінією мінімальних статичних напорів також є обов'язковою й легкою в реалізації.

Найлегший для ручного креслення спосіб знайти оптимальний варіант розміщення лінії напорів у динамічному режимі – це визначити його за допомогою шаблону, який легко виготовити самостійно з товстого паперу або картону. Ширина шаблону має бути не меншою від довжини основного напрямку в масштабі горизонтальної осі, висота – не меншою від втрат напору на основному напрямку в масштабі вертикальної осі.

Побудова лінії напорів ведеться від довільної точки в масштабах графіка так само, як на самому графіку. Рухаючи шаблон вище та нижче на графіку, що вже має всі обмежувальні лінії, обирають найкраще розташування лінії напорів зворотної магістралі, після чого проводять цю лінію, використовуючи шаблон, як лінійку або лекало. Цей же шаблон використовують для проведення лінії напорів подавальної магістралі, повернувши шаблон дзеркально відносно горизонтальної осі або осі симетрії графіка в динамічному режимі.

У разі застосування комп'ютерного креслення лінія напорів будується за правилами, наведеними вище, а в разі потреби пересувається вище або нижче до задоволення всіх вимог так само, як і шаблон. Після остаточної побудови та/або розміщення лінії напорів зворотної магістралі на всьому основному розрахунковому напрямку від джерела теплопостачання до найвіддаленішого споживача відкладають втрати напору цього споживача у вигляді вертикальної прямої лінії. Мінімальний розмір втрат напору будь-якого споживача

встановлюється згідно з [1] на рівні 0,2 МПа, що приблизно відповідає 21 м втрат напору.

Згідно з характером втрат напору (від джерела тепла до споживачів подавальною магістраллю та від споживачів до джерела зворотною) дотримання мінімальних втрат напору на останньому споживачі автоматично забезпечує виконання цієї умови для всіх інших споживачів. Тому, якщо не має інших відомостей, то на останньому споживачі відкладають саме 21 м втрат напору. Проте за необхідності розташувати лінію напорів подавальної магістралі ще вище можна і далі збільшувати наявний напір на останньому споживачі (тобто різницю напорів подавальної та зворотної магістралі).

Лінія фактичних напорів подавальної магістралі будується від напору у подавальній магістралі найвіддаленішого споживача (який було визначено його втратами напору) у напрямку, протилежному напрямку руху теплоносія, тому втрати напору на відповідних ділянках додаються до напору в початковому вузлі. За допомогою шаблону можна провести лінію напорів подавальної магістралі, розташувавши шаблон дзеркально симетрично відносно горизонталі, проведеної через середину лінії втрат напору останнього споживача.

Приклад побудови графіка п'єзометричних напорів у статичному та динамічному режимах для системи тепlopостачання показаний на рисунку 11.2.

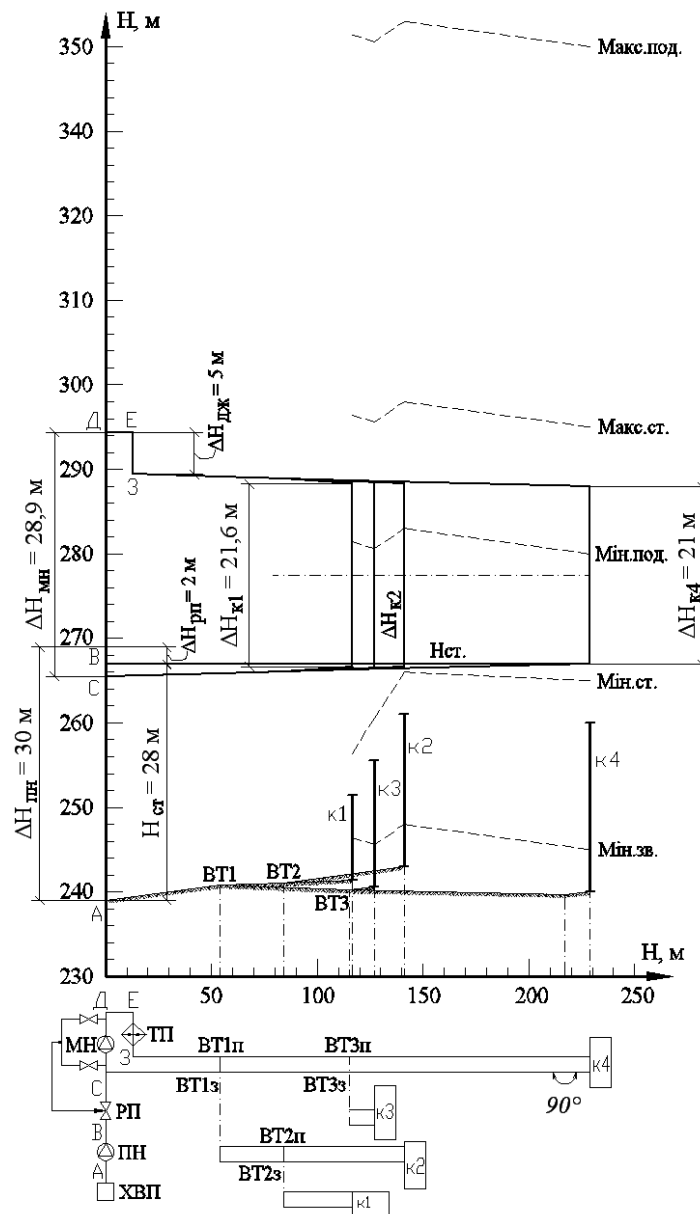


Рисунок 11.2 – Графік п'єзометричних напорів у статичному та динамічному режимах:

Мін.зв. – лінія мінімальних напорів зворотної магістралі; Мін.под. – лінія мінімальних напорів подавальної магістралі; Макс.под. – лінія максимальних напорів подавальної магістралі; Макс.ст. – лінія максимальних статичних напорів; Мін.ст. – лінія мінімальних статичних напорів; Нст. – лінія проектного статичного напору; ВТ1з÷ВТ3з – вузли трубопроводів зворотної магістралі графіка; ВТ1п÷ВТ3п – те ж подавальної магістралі; к1÷к4 – споживачі; МН і ПН – мережний і підживлювальний насоси; РП – регулятор підживлення; ТП – теплонагрівний пристрій (котел, теплообмінник); ХВП – комплекс хімводопідготовки

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ ТЕМА 11

Задача № 1

Виконати побудову п'єзометричного графіка водяної теплової мережі відповідно до вихідних даних таблиці 11.2 та рисунку 11.3. Дані втрат напору на ділянках та температуру теплоносія прийняти відповідно до виконаного завдання 7 (Тема 6). Основна розрахункова ділянка Буд. 1 – ВТ1 – Котельня. Відгалуження Буд. 2 – ВТ1. У системах опалення споживачів встановлені чавунні радіатори. Необхідний наявний напір у споживача 1 прийняти 15 м вод. ст. Втрати напору на котельні прийняти 25 м вод. ст.

Таблиця 11.2 – Вихідні дані

Ч. ч.	Геодезичні позначки					Висота, м		
	а	б	в	г	д	Будівля 1	Будівля 2	Котельня
1	250	249	252	254	255	20	15	12
2	260	257	258	256	258	15	18	6
3	270	272	273	274	278	18	12	6
4	278	274	275	272	270	12	20	12
5	280	281	282	283	278	8	16	6
6	283	280	282	279	283	18	16	12
7	250	249	252	254	255	10	15	6
8	260	257	258	256	258	12	18	6
9	270	272	273	274	278	20	15	12
10	278	274	275	272	270	15	18	6
11	280	281	282	283	278	18	12	12
12	283	280	282	279	283	12	20	6
13	250	249	252	254	255	8	16	6
14	260	257	258	256	258	18	16	12
15	270	272	273	274	278	10	15	6
16	278	274	275	272	270	12	18	12
17	280	281	282	283	278	20	15	6
18	283	280	282	279	283	15	18	6
19	250	249	252	254	255	18	12	12
20	260	257	258	256	258	12	20	6
21	278	274	275	272	270	12	18	6
22	280	281	282	283	278	20	15	12
23	283	280	282	279	283	15	18	6
24	250	249	252	254	255	18	12	12
25	260	257	258	256	258	12	20	6
26	270	272	273	274	278	8	16	6
27	278	274	275	272	270	18	16	12
28	280	281	282	283	278	10	15	6
29	283	280	282	279	283	12	18	12
30	250	249	252	254	255	20	15	6

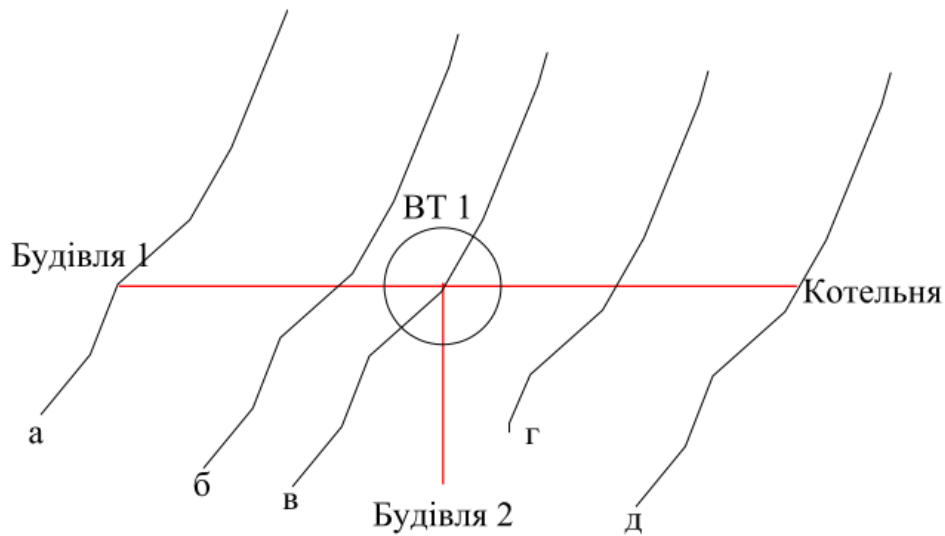


Рисунок 11.3 – Схема для побудови п'єзометричного графіка

12 ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Мета заняття – вивчити методику розрахунку товщини теплової ізоляції.

Теоретичні положення. Теплову ізоляцію трубопроводів та обладнання теплових мереж розраховують згідно з [2] зазвичай за нормованою густиною теплового потоку з поверхні теплоізоляційної конструкції.

Розрахунок товщини теплової ізоляції трубопроводів δ_k за нормованою густиною теплового потоку виконують, використовуючи формулу

$$\delta_k = d_3 (B - 1)/2, \quad (12.1)$$

де d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

$B = d_i/d_3$ – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметра трубопроводу.

Величину B визначають за формулою

$$B = e^{2\pi\lambda_k R_k}, \quad (12.2)$$

де e – основа натурального логарифма;

λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, що приймається за пп. 2.7 і 3.11 [2], Вт/(м · °С);

R_k – термічний опір шару ізоляції, м² · °С/Вт, величину якого визначають з такого виразу

$$R_k = R_{\text{tot}} - \sum R_i, \quad (12.3)$$

де R_{tot} – сумарний термічний опір шару ізоляції й інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку

$$R_{\text{tot}} = (t_w - t_e)/(q_e K_1), \quad (12.4)$$

де q_e – нормована лінійна густина теплового потоку, Вт/м, прийнята за додатком 4–8 [2];

t_w – середня за період експлуатації температура теплоносія, що за цілорічного режиму роботи теплових мереж може бути прийнята для подавального трубопроводу 90 °С за розрахункових параметрів теплоносія 150–70 °С, 65 °С за 130–70 °С, 55 °С за 95–70 °С, для зворотного – 50 °С;³⁸ для розподільного та циркуляційного трубопроводу системи ГВ можна прийняти температури відповідно 55 °С та 45 °С;

t_e – середня за період експлуатації температура довкілля; за підземної прокладки – середня температура ґрунту на глибині закладення трубопроводу, що для більшості міст знаходиться в межах від +1 °С до +5 °С; за прокладки в тунелях $t_e = 40$ °С; за прокладки в приміщеннях (зокрема у підвалах) $t_e = 20$ °С; за надземної прокладки на відкритому повітрі t_e – середня за період експлуатації температура навколишнього повітря;

K_1 – коефіцієнт, що для України приймається рівним 1.

Види додаткових термічних опорів $\sum R_i$ залежать від способу прокладки теплових мереж.

За надземної прокладки, а також прокладці в тунелях і технічних підпіллях

$$\sum R_i = R_m + R_{\text{пс}}. \quad (12.5)$$

За підземної каналної прокладки

$$\sum R_i = R_m + R_{\text{пс}} + (1 + \psi)(R_{\text{іс}} + R_c + R_{\text{so}}). \quad (12.6)$$

За підземної безканалної прокладки

$$\sum R_i = R_m + \psi R_o + R_{\text{so}}, \quad (12.7)$$

де у формулах (12.5), (12.6), (12.7):

R_m – термоопір стінки труби, $\text{м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$, визначається за формулою

³⁸ Більш коректні значення розрахункових температур теплоносія можна отримати з прийнятого для системи тепlopостачання, що розраховується, температурного графіка за середньої за період експлуатації (опалювальний період, цілий рік) температури зовнішнього повітря.

$$R_m = \ln(d_3/d_{in})/2\pi\lambda_m, \quad (12.8)$$

де d_{in} – внутрішній діаметр труби, м;

λ_m – теплоємність матеріалу стінки, Вт/(м · °C).

$R_{пс}$ – термоопір граничної поверхні теплоізоляційного (покривного) шару, м² · °C/Вт, визначається за формулою

$$R_{пс} = 1/[\alpha_e \pi (d_3 + 0.1)], \quad (12.9)$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплової ізоляції в навколишнє повітря, Вт/(м · °C); згідно з додатком 9 [2], у разі прокладки в каналах $\alpha_e = 8$ Вт/(м · °C); за прокладки в тунелях $\alpha_e = 11$ Вт/(м · °C); за надземної прокладки $\alpha_e = 29$ Вт/(м · °C);

d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

R_{is} – термоопір внутрішньої поверхні стінок каналу, визначуваний за формулою

$$R_{is} = 1/\alpha_e \pi d_{ie}, \quad (12.10)$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішньої поверхні каналу; $\alpha_e = 8$ Вт/(м² · °C);

d_{ie} – внутрішній еквівалентний діаметр каналу, м, що визначається за формулою

$$d_{ie} = 4F/P, \quad (12.11)$$

де F – площа внутрішнього перетину каналу, м²;

P – внутрішній периметр стінок каналу, м;

R_c – термоопір стінки каналу, визначуваний за формулою

$$R_c = \frac{1}{2\pi\lambda_{wl}} \ln \frac{d_{oe}}{d_{ie}}, \quad (12.12)$$

де λ_{wl} – теплопровідність стінки каналу; для стінки із залізобетону $\lambda_{wl} = 2.04$ Вт/(м · °C);

d_{oe} – зовнішній еквівалентний діаметр каналу, що визначається за зовнішніми розмірами каналу аналогічно d_{ie} , м;

R_{so} – термічний опір ґрунту³⁹

³⁹ У разі безканалового прокладання у формулі (3.13) замість зовнішнього діаметра каналу d_{oe} підставляють зовнішній діаметр теплоізоляційної конструкції труби, який визначають, завдаючись товщиною теплоізоляції в першому наближенні.

$$R_{so} = \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \left(\frac{2h}{d_{oe}} + \sqrt{\frac{4h^2}{d_{oe}^2} - 1} \right), \quad (12.13)$$

де λ_{so} – теплопровідність ґрунту, що залежить від його структури і вологості; у разі відсутності даних її значення можна приймати приблизно: для вологих ґрунтів $\lambda_{so} = 2\text{--}2.5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$; для сухих ґрунтів $\lambda_{so} = 1.0\text{--}1.5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$;

h – глибина закладення осі теплопроводу від поверхні землі, м;

R_o – додатковий термоопір, що враховує взаємний вплив труб за безканальної прокладки, величину якого визначають за формулами:

- для подавального трубопроводу

$$R_{o1} = \psi_1 \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \sqrt{\frac{4h^2}{b^2} + 1}, \quad (12.14)$$

- для зворотного трубопроводу

$$R_{o2} = \psi_2 \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \sqrt{\frac{4h^2}{b^2} + 1}, \quad (12.15)$$

де b – відстань між осями трубопроводів, м, прийнята залежно від їхніх діаметрів умовного проходу;

h – глибина закладення осей трубопроводів, м;

ψ – коефіцієнти, що враховують взаємний вплив температурних полів сусідніх теплопроводів і визначаються за формулами

$$\psi_1 = q_{e1}/q_{e2}, \quad (12.16)$$

$$\psi_2 = 1/\psi_1, \quad (12.17)$$

де q_{e1} , q_{e2} – нормовані лінійні густини теплових потоків відповідно для подавального й зворотного трубопроводів, Вт/м (див. формулу (12.4)).

Приклад 1.

Визначення нормативних теплових втрат ізольованим трубопроводом.

Вихідні дані:

- прокладання теплової мережі – підземне, канальне;
- тепла мережа розташована у м. Харкові;
- діаметр трубопроводів Т1 і Т2 – 108 мм;
- довжина ділянки – 90 м;
- температурний графік 124–61 °C.

Порядок виконання:

За таблицею Б.1 (дод. Б) визначаємо кількість годин опалювального періода:
4 296 години.

Подавальний трубопровід:

За таблицею Л.3 (дод. Л) визначаємо норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів при підземному канальному прокладанні теплової мережі.

Виконуємо інтерполяцію для значень 46 Вт/м та 33 Вт/м.

$$(46 - 33) \times (124 - 95) / (150 - 95) + 33 = 40 \text{ Вт/м.}$$

Визначаємо тепловіддачу подавального трубопроводу:

$$Q_{\text{вт1}} = 1,2 \cdot q_{\text{вт1}} \cdot L = 1,2 \times 40 \times 90 = 4\,320 \text{ Вт,}$$

де 1,2 – коефіцієнт 20 %, який враховує теплові втрати на компенсаторах, запірної арматурі, тощо, для підземного прокладання. Для надземного прокладання приймається 1,25.

Зворотний трубопровід:

За таблицею Л.3 (дод. Л) визначаємо норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів при підземному канальному прокладанні теплової мережі.

Визначаємо тепловіддачу зворотного трубопроводу:

$$Q_{\text{вт2}} = 1,2 \cdot q_{\text{вт2}} \cdot L = 1,2 \times 19 \times 90 = 2\,052 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплові втрати: $4\,320 + 2\,052 = 6\,372 \text{ Вт.}$

Приклад 2.

Визначення нормативних теплових втрат ізольованим трубопроводом.

Вихідні дані:

- прокладання теплової мережі – надземне;
- тепла мережа розташована у м. Харкові;
- діаметр трубопроводів Т1 і Т2 – 108 мм;
- довжина ділянки – 90 м;
- температурний графік 124–61 °С.

Порядок виконання:

За таблицею Б.1 (дод. Б) визначаємо кількість годин опалювального періода:
4 296 години.

Визначаємо середні річні температури теплоносія у подавальному та зворотному трубопроводах за середньої річної температури зовнішнього повітря. Для м. Харкова – мінус 1 °С (див. табл. Б.1 дод. Б).

t _з , °С	-23	-20	-15	-10	-5	-1	0	5
T ₁ , °С	124	117,2	105,6	93,9	81,9	72,1	69,6	49,1
T ₂ , °С	61	58,8	54,9	50,8	46,5	42,9	42	33,7

За таблицею Л.2 (дод. Л) відповідно до діаметрів трубопроводів та середніми річними температурами теплоносія знаходимо питомі втрати трубопроводами.

Подавальний трубопровід:

Виконуємо інтерполяцію для значень 28 Вт/м та 50 Вт/м.

$$(50 - 28) \times (72,1 - 50) / (100 - 50) + 28 = 37,7 \text{ Вт/м.}$$

Визначаємо тепловіддачу подавального трубопроводу:

$$Q_{\text{вТ1}} = 1,25 \cdot q_{\text{вТ1}} \cdot L = 1,25 \times 37,7 \times 90 = 4\,241 \text{ Вт,}$$

де 1,25 – коефіцієнт 25 %, який враховує теплові втрати на компенсаторах, запірної арматурі, тощо. Для надземного прокладання приймається 1,25.

Зворотний трубопровід:

Виконуємо інтерполяцію для значень 13 Вт/м та 28 Вт/м.

$$(28 - 13) \times (42,9 - 20) / (50 - 20) + 13 = 24,5 \text{ Вт/м.}$$

Визначаємо тепловіддачу зворотного трубопроводу:

$$Q_{\text{вТ2}} = 1,25 \cdot q_{\text{вТ2}} \cdot L = 1,25 \times 24,5 \times 90 = 2\,756 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплові втрати: $4\,241 + 2\,756 = 6\,997 \text{ Вт.}$

Приклад 3.

Визначення товщини теплової ізоляції.

Вихідні дані:

Прокладання трубопроводів – надземне. Температурний графік 95–70 °С. Теплова мережа розташована у м. Харків. Діаметр теплової мережі Ду 50 мм. (Д57*3,0).

Порядок виконання:

За таблицею Б.1 (дод. Б) визначаємо кількість годин опалювального періода: 4 296 години.

Відповідно до таблиці Л.2 (дод. Л) визначаємо норми щільності теплового потоку для середньої річної температури теплоносія.

Середня річна температура теплоносія у подавальному трубопроводі складає 70 °С, а у зворотному 50 °С.

Проводимо інтерполяцію значень для подавального трубопроводу:

$$(36 - 19) \times (70 - 50) / (100 - 50) + 19 = 25,8 \text{ Вт/м.}$$

Норма щільності теплового потоку для подавального трубопроводу складає: 25,8 Вт/м.

Норма щільності теплового потоку для зворотного трубопроводу складає: 19 Вт/м.

Визначаємо товщину теплової ізоляції подавального трубопроводу:

Сумарний термічний опір шару ізоляції й інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку визначаємо за формулою

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q_e \cdot K_1} = \frac{70 + 1}{25,8 \times 1} = 2,75,$$

де t_w – температура теплоносія, °С;

t_e – середня опалювальна температура зовнішнього повітря, для м. Харків приймаємо мінус 1 °С;

q_e – нормована лінійна густина теплового потоку, яку приймаємо 25,8 Вт/м для подавального трубопроводу та 19 Вт/м для зворотного;

K_1 – коефіцієнт, що для України приймається рівним 1.

$$\begin{aligned} \ln B &= 2\pi \cdot \lambda_k \cdot \left[r_{tot} - r_m - \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} \right] = \\ &= 2 \times 3,14 \times 0,033 \times \left[2,75 - \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,057 + 1)} \right] = 0,57 \end{aligned}$$

$$B = 1,8,$$

де d_i – зовнішній діаметр теплової ізоляції, м;

d – зовнішній діаметр труби, м;

λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м² · °С), приймаємо 0,033 – для теплової ізоляції;

r_m – теплопровідність стінки труби, не враховуємо;

α_e – коефіцієнт тепловіддачі, від зовнішньої поверхні теплової ізоляції, приймаємо згідно з додатком 9 [2], 7 Вт/(м² · °С).

Товщину теплоізоляційного шару знаходимо за формулою:

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,057}{2} \times (1,8 - 1) = 0,0228 \text{ м} \approx 23 \text{ мм},$$

де В – відношення зовнішнього діаметру ізоляційного шару до зовнішнього діаметра труби;

$$B = \frac{d_i}{d}.$$

Визначаємо товщину теплової ізоляції зворотного трубопроводу

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q_e \cdot K_1} = \frac{50 + 1}{19 \times 1} = 2,68.$$

$$\begin{aligned} \ln B &= 2\pi \cdot \lambda_k \cdot \left[r_{tot} - r_m - \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} \right] = \\ &= 2 \times 3,14 \times 0,033 \times \left[2,68 - \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,057 + 1)} \right] = 0,55. \end{aligned}$$

$$B = 1,7$$

Товщину теплоізоляційного шару знаходимо за формулою

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,057}{2} \times (1,7 - 1) = 0,01995 \text{ м} \approx 20 \text{ мм}.$$

Приклад 4.

Визначення фактичних питомих теплових втрат існуючої теплової мережі, з існуючою тепловою ізоляцією.

Вихідні дані:

Існуюча тепла ізоляція – плити мінераловатні.

Теплова мережа розташована у місці Харкові. Температурний графік 95–70 °С. Діаметр теплової мережі Ду 80 мм. (Д89*3,5). λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м² · °С), приймаємо 0,046 – для теплової ізоляції плити мінераловатні. Товщина теплоізоляційного шару 25 мм.

Порядок виконання:

Для подавального трубопроводу:

Визначаємо В – відношення зовнішнього діаметру ізоляційного шару до зовнішнього діаметра труби:

$$B = \frac{2 \cdot \delta_k}{d} + 1 = \frac{2 \times 0,025}{0,089} + 1 = 1,56.$$

де δ_k – товщина теплоізоляційного шару, м;

Визначаємо $\ln B$.

$$\ln B = 0,44$$

Визначаємо β за формулою

$$\beta = \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} = \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,089 + 1)} = 0,008.$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі, від зовнішньої поверхні теплової ізоляції, приймаємо згідно з додатком 9 [2], $35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

d – зовнішній діаметр труби, м;

d_i – зовнішній діаметр теплової ізоляції, м.

Визначаємо сумарний термічний опір шару ізоляції й інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку

$$r_{tot} = \frac{\ln B}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} + \beta = \frac{0,44}{2 \times 3,14 \times 0,046} + 0,008 = 1,53.$$

Визначаємо питомі теплові втрати

$$q_e = \frac{t_w - t_b}{r_{tot}} = \frac{70 + 1}{1,53} = 46,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}},$$

де t_w – температура теплоносія, $^\circ\text{C}$;

t_e – середня опалювальна температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$, для м. Харків мінус 1.

Для зворотного трубопроводу:

Визначаємо B – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметра труби

$$B = \frac{2 \cdot \delta_k}{d} + 1 = \frac{2 \times 0,025}{0,089} + 1 = 1,56$$

Визначаємо $\ln B$. $\ln B = 0,44$.

Визначаємо β за формулою

$$\beta = \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} = \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,089 + 1)} = 0,008 \text{ 4.}$$

Визначаємо сумарний термічний опір шару ізоляції й інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку

$$r_{tot} = \frac{\ln B}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} + \beta = \frac{0,44}{2 \times 3,14 \times 0,046} + 0,0084 = 1,53.$$

Визначаємо питомі теплові втрати

$$q_e = \frac{t_w - t_b}{r_{tot}} = \frac{50 + 1}{1,53} = 33,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}.$$

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 12

Задача № 1

Для всіх варіантів визначити товщину теплової ізоляції, надземного прокладання теплової мережі, відповідно до даних таблиці 12.1.

Таблиця 12.1 – Вихідні дані

Ч. ч.	Місто	Зовнішній діаметр трубопроводу, мм		Теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м ² · °С)	Середня річна температура теплоносія, °С	
		T1	T2		T1	T2
1	2	3	4	5	6	7
1	Харків	32	32	0,06	70	50
2	Київ	45	45	0,055	80	50
3	Суми	57	57	0,05	90	50
4	Хмельницький	76	76	0,046	70	50
5	Полтава	89	89	0,04	80	50
6	Житомир	108	108	0,035	90	50
7	Одеса	159	159	0,06	70	50
8	Вінниця	219	219	0,055	80	50
9	Ужгород	325	325	0,05	90	50
10	Львів	32	32	0,046	70	50
11	Умань	45	45	0,04	80	50
12	Миколаїв	57	57	0,035	90	50
13	Рівне	76	76	0,06	70	50
14	Луцьк	89	89	0,055	80	50
15	Запоріжжя	108	108	0,05	90	50
16	Дніпро	159	159	0,046	70	50

Продовження таблиці 12.1

1	2	3	4	5	6	7
17	Тернопіль	219	219	0,04	80	50
18	Житомир	325	325	0,06	90	50
19	Одеса	32	32	0,055	70	50
20	Вінниця	45	45	0,05	80	50
21	Ужгород	57	57	0,046	90	50
22	Львів	76	76	0,04	70	50
23	Умань	89	89	0,035	80	50
24	Харків	108	108	0,06	90	50
25	Київ	159	159	0,055	70	50
26	Суми	219	219	0,05	80	50
27	Хмельницький	76	76	0,046	90	50
28	Полтава	89	89	0,04	70	50
29	Миколаїв	108	108	0,06	80	50
30	Рівне	159	159	0,055	90	50

Задача № 2

Для всіх варіантів визначити питомі теплові втрати (Вт/м) надземного прокладання теплової мережі, відповідно до даних таблиці 12.2.

Таблиця 12.2 – Вихідні дані

Ч. ч.	Місто	Зовнішній діаметр трубопроводу, мм		Теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м ² · °С)	Товщина теплової ізоляції, мм	Середня річна температура теплоносія, °С	
		T1	T2			T1	T2
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Харків	32	32	0,06	20	70	50
2	Київ	45	45	0,055	25	80	50
3	Суми	57	57	0,05	30	90	50
4	Хмельницький	76	76	0,046	35	70	50
5	Полтава	89	89	0,04	40	80	50
6	Житомир	108	108	0,035	45	90	50
7	Одеса	159	159	0,06	50	70	50
8	Вінниця	219	219	0,055	55	80	50
9	Ужгород	325	325	0,05	60	90	50
10	Львів	32	32	0,046	25	70	50
11	Умань	45	45	0,04	30	80	50
12	Миколаїв	57	57	0,035	35	90	50

Продовження таблиці 12.2

1	2	3	4	5	6	7	8
13	Рівне	76	76	0,06	40	70	50
14	Луцьк	89	89	0,055	45	80	50
15	Запоріжжя	108	108	0,05	50	90	50
16	Дніпро	159	159	0,046	55	70	50
17	Тернопіль	219	219	0,04	60	80	50
18	Житомир	325	325	0,06	70	90	50
19	Одеса	32	32	0,055	35	70	50
20	Вінниця	45	45	0,05	40	80	50
21	Ужгород	57	57	0,046	45	90	50
22	Львів	76	76	0,04	50	70	50
23	Умань	89	89	0,035	55	80	50
24	Харків	108	108	0,06	60	90	50
25	Київ	159	159	0,055	70	70	50
26	Суми	219	219	0,05	75	80	50
27	Хмельницький	76	76	0,046	45	90	50
28	Полтава	89	89	0,04	50	70	50
29	Миколаїв	108	108	0,06	55	80	50
30	Рівне	159	159	0,055	60	90	50

Розрахунково-опалювальну температуру зовнішнього повітря, середню температуру зовнішнього повітря у опалювальний період та тривалість опалювального періоду прийняти відповідно до даних таблиці Б.1 (дод. Б).

13 КОМПЕНСАТОРИ ТА ОПОРИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Мета заняття – проаналізувати види існуючих компенсаторів та опор теплових мереж, їхнє призначення, принцип їхньої дії, а також методи їхнього підбору.

13.1 Компенсаційні пристрої теплових мереж

Теоретичні положення. Компенсаційні пристрої (компенсатори) призначаються для зниження до безпечного рівня термічних напружень, що виникають внаслідок лінійного видовження трубопроводів, працюючих за температур, які є більшими, ніж ті, що вони мали під час монтажу.

Повне теплове видовження розрахункової ділянки трубопроводів Δl , мм, знаходиться за формулою

$$\Delta l = \alpha \Delta t L, \quad (13.1)$$

де α – середній коефіцієнт лінійного розширення, мм/(м · °С), у процесі нагріву від $t_{\text{мон}}$ до $t_{\text{роб}}$, °С;

Δt – розрахунковий перепад температур, що дорівнює різниці температур між $t_{\text{роб}}$ та $t_{\text{мон}}$, °С;

L – відстань між нерухомими опорами на ділянці, де встановлюється компенсатор, м.

Як робоча температура $t_{\text{роб}}$ приймається найбільша температура, яку може набувати теплоносія за період експлуатації трубопроводу. За монтажну температуру трубопроводу $t_{\text{мон}}$ приймають розрахункову опалювальну температуру зовнішнього повітря.

Розрахункове теплове подовження трубопроводів Δx , мм, для визначення розмірів гнучких компенсаторів належить визначати за формулою

$$\Delta x = \varepsilon \Delta l = \varepsilon \alpha \Delta t L, \quad (13.2)$$

де ε – коефіцієнт, що враховує релаксацію компенсаційних напружень і попереднє розтягування компенсатора у розмірі 50 % повного теплового видовження Δl для температури теплоносія $t \leq 400$ °С та у розмірі 100 % для температури теплоносія $t > 400$ °С й приймається за таблицею Р.2 (дод. Р).

Компенсатори або компенсаційні елементи мають розташовуватися між кожними двома нерухомими опорами. До компенсаційних елементів теплотраси відносять власне компенсатори та елементи самокомпенсації, якими можуть бути повороти траси з кутом від 90° до 150° включно. Один поворот траси утворює так звану Г-подібну ділянку, два поспіль повороти у різних напрямках – це Z-подібна ділянка. З усіх видів компенсаторів, що застосовуються у теплових мережах, найкращими для промислового теплопостачання є П-подібні компенсатори, що відносяться до компенсаторів радіального типу. П-подібні компенсатори розташовують посередині ділянки, що потребує компенсації. Відхилення осі П-подібного компенсатора від середини ділянки, що потребує компенсації, не повинне перевищувати ± 15 % відстані між двома нерухомими опорами.

На монтажній схемі П-подібні компенсатори показують у вигляді П-подібної скоби, що розрізає та перериває лінії всіх трубопроводів, виступаючи за їхні межі. Можливі два варіанти розгортання П-подібних компенсаторів:

1) праворуч від осі теплотраси за напрямком розподілу тепла від джерела до споживачів – якщо трубопроводи можна розташувати у послідовності

зменшення потрібних розмірів компенсаторів, наприклад (справа наліво): T7, T8, T1, T2, T3, T4;

2) по обидва боки від осі теплотраси – якщо є трубопроводи, що потребують близьких або однакових розмірів компенсаторів (приклад розташування справа наліво: T1, T2, T3, T4, T8, T7). У цьому випадку кожен із двох П-подібних символів компенсаторів перетинає лінії тільки тих трубопроводів, компенсатори яких розгортаються в той же бік, що й зазначений символ.

Розміри П-подібного компенсатора відповідно до теплового подовження трубопроводів можна визначити за таблицею Р.1 (дод. Р).

Осьові компенсатори (сальникові, сильфонові, манжетні) застосовують лише на прямолінійних ділянках траси і позначають літерами ОК з порядковим номером: ОК1, ОК2 і т. і.

Осьові компенсатори сприймають подовження трубопроводів телескопічним переміщенням труби в трубі (сальникові та муфтові компенсатори) або стисненням пружних вставок (хвилясті або лінзові компенсатори).

Приклад.

Вихідні дані:

- температура теплоносія 150 °С;
- розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря мінус 23 °С;
- діаметр теплової мережі 108 мм;
- довжина ділянки між нерухомими опорами 80 м.

Порядок виконання:

1. За формулою (13.2) визначаємо теплове подовження. $\Delta x = 86,5$ мм.
2. За таблицею Р.1 (дод. Р) визначаємо «спинку» та «виліт» П-подібного компенсатора.

«Виліт» $H = 12 \times 108 = 1\,296$ мм. «Спинка» $B = 2 \times 1\,296 = 2\,592$ мм.

13.2 Опори теплових мереж

Теоретичні положення. Залежно від конструкції та вирішуваних завдань всі опорні конструкції теплових мереж поділяються на рухомі та нерухомі. Рухомі опори призначаються для сприйняття вертикальних зусиль від ваги трубопроводу разом із теплоносієм і запірною арматурою водночас із забезпеченням його вільного горизонтального переміщення.

Рухомі опори застосовуються за використання всіх способів прокладання теплових мереж, окрім підземного безканального. Відстані, м, між рухомими

опорами для теплової мережі з параметрами $p = 1,6 \text{ МПа}$, $t = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ наведені у таблиці С.1 (дод. С).

Нерухомі опори призначаються для закріплення на місцевості окремих точок трубопроводів і розподілу теплотраси на ділянки, незалежні за температурними деформаціями та зусиллями. Нерухома опора сприймає як горизонтальні зусилля від термічних та внутрішніх напружень і реакцій компенсаторів на ділянці між нею та сусідніми нерухомими опорами, так і вертикальні зусилля від ваги трубопроводу разом із теплоносієм та запірною арматурою на ділянці між нею та сусідніми рухомими опорами. Нерухомі опори застосовуються за всіх способів прокладання трубопроводів теплових мереж.

Нерухомі опори обов'язково розташовують на виході з джерела тепла, перед будівлею кожного споживача і перед кожним відгалуженням у вузлі трубопроводів або перед ним у напрямку розподілу тепла від джерела теплопостачання до споживачів. Окрім цього, нерухомі опори можуть також розташовуватися поза вузлів трубопроводів на прямолінійних ділянках траси, якщо довжина такої ділянки перевищує рекомендовану відстань між нерухомими опорами. Допустимі відстані між щитовими нерухомими опорами наведено в таблиці С.2 (дод. С).

Якщо ділянка містить трубопроводи з різними діаметрами та видами теплоносія, то відстань між нерухомими опорами вибирається за мінімальним зі значень, що потребує будь-який трубопровід на ділянці. Наприклад, якщо на прямолінійній ділянці або ділянці з поворотом на кут більше 150° , яка має довжину 120 м і містить серед інших трубопровід із найменшим діаметром $D_y = 100 \text{ мм}$, застосовують П-подібні компенсатори, ділянку необхідно розділяти на два відрізки додатковою нерухомою опорою й на кожному з відрізків встановлювати свій компенсатор.

Нерухому опору показують тонкою лінією, що перетинає всі трубопроводи перпендикулярно подовжній осі траси, відзначаючи заземлення кожного трубопроводу хрестиком. Нерухомі опори поза вузлами трубопроводів позначають літерою Н з порядковим номером опори, наприклад: Н1, Н5 і т. і.

13.3 Розрахунок зусиль на опори

1. Вертикальне нормативне навантаження на опори труб F_v , Н, потрібно визначати за формулою

$$F_v = G_v \times L, \quad (13.3)$$

де G_v – вага 1 м трубопроводу, що включає вагу труби⁴⁰, теплоізоляційної конструкції і води (для паропроводів враховують вагу води при гідравлічному випробуванні), Н/м;

L – проліт між рухомими опорами⁴¹, м.

2. Горизонтальне нормативне осьове F_{hx} , Н, і бокове F_{hy} , Н, навантаження на рухомі опори труб від сил тертя в опорах необхідно визначати за формулами

$$F_{hx} = \mu_x G_h \times L, \quad (13.4)$$

$$F_{hy} = \mu_y G_h \times L, \quad (13.5)$$

де μ_x, μ_y – коефіцієнти тертя в опорах відповідно при переміщенні опори вздовж осі трубопроводу і під кутом до осі, приймається за таблицею С.3 (дод. С);

G_h – вага 1 м трубопроводу в робочому стані, що включає вагу труби, теплоізоляційної конструкції і води для водяних і конденсатних мереж (вагу води в паропроводах не враховують), Н/м.

При відомій довжині тяги коефіцієнт тертя для жорсткої підвіски варто визначати за формулою

$$\mu_x = \frac{0,5\Delta L}{L_t}, \quad (13.6)$$

де ΔL – теплове подовження ділянки трубопроводу від нерухомої опори до компенсатора, мм;

L_t – робоча довжина тяги, мм.

3. Горизонтальне бокове навантаження з урахуванням напрямку його дії варто враховувати при розрахунках опор, які розташовані під гнучкими компенсаторами, а також на відстані не більше 40 Д трубопроводу від повороту або гнучкого компенсатора.

4. При визначенні нормативного горизонтального навантаження на нерухому опору труб варто враховувати:

4.1. Силу тертя в рухомих опорах труб N_f , Н

$$N_f^{op} = \mu G_h L, \quad (13.7)$$

⁴⁰ Пружинні опори або підвіски паропроводів $D_u \geq 400$ мм у місцях, доступних для обслуговування, допускається розраховувати на вертикальне навантаження без урахування ваги води при гідравлічному випробуванні, для цього передбачаються спеціальні пристрої для розвантаження опор під час випробування.

⁴¹ При розташуванні опор у вузлі трубопроводів варто додатково враховувати вагу запірної та дренажної арматури, компенсаторів, а також вагу трубопроводів на прилеглих ділянках відгалужень, які діють на цю опору.

де G_h – вага 1 м трубопроводу в робочому стані (п.2), Н/м;

L – довжина трубопроводу від нерухомої опори до компенсатора або повороту траси при самокомпенсації, м;

μ – коефіцієнт тертя в рухомих опорах труб.

4.2. Силу тертя в сальникових компенсаторах

$$N_f^c = \frac{4000n}{A_c} L_c d_{ec} \mu_c \pi, \quad (13.8)$$

$$N_f^c = 2P_p L_c d_{ec} \mu_c \pi, \quad (13.9)$$

де P_p – робочий тиск теплоносія, Па (але не менше $0,5 \times 10^6$ Па);

L_c – довжина шару набивки по осі сальникового компенсатора, м;

d_{ec} – зовнішній діаметр патрубків сальникового компенсатора, м;

μ_c – коефіцієнт тертя набивки по металу, який дорівнює 0,15;

n – кількість болтів компенсатора;

A_c – площа поперечного перерізу набивки сальникового компенсатора, м², визначається за формулою

$$A_c = 0.785(d_{ic}^2 - d_{ec}^2), \quad (13.10)$$

де d_{ic} – внутрішній діаметр корпусу сальникового компенсатора, м.

При визначенні величини N_f^c за формулою (13.8) величину приймають не менше 1×10^6 Па.

За розрахункову приймають більшу з сил, розрахованих за формулами (13.8) та (13.9).

4.3. Неврівноважену силу внутрішнього тиску при застосуванні сальникових компенсаторів N_p^c , Н, на ділянках трубопроводів, що мають запірну арматуру, переходи, повороти та заглушки, визначають за формулою

$$N_p^c = P_p A_c^c, \quad (13.11)$$

де A_c^c – площа поперечного перерізу по зовнішньому діаметру патрубків сальникового компенсатора, м²;

P_p – робочий тиск теплоносія, Па.

4.4. Розпірні зусилля сильфонових компенсаторів від внутрішнього тиску, N_p^c , Н, розраховують за формулою

$$N_p^c = P_p A_s, \quad (13.12)$$

де A_s – ефективна площа поперечного перерізу компенсатора, м^2 , визначається за формулою

$$A_s = \pi/16(d_e^s - d_i^s)^2, \quad (13.13)$$

де d_e^s, d_i^s – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри гнучкого елемента компенсатора, м .

4.5. Жорсткість сильфонових компенсаторів N_R^s , Н , визначають за формулою

$$N_R^s = R \frac{\Delta}{2}, \quad (13.14)$$

де R – жорсткість компенсатора при його стисненні на 1 мм , Н/мм ;

Δ – компенсувальна здатність компенсатора, мм .

Значення величин R , Δ , d_e^s і d_i^s приймають за технічними умовами і робочими кресленнями на компенсатори.

4.6. Розпірне зусилля сильфонових компенсаторів при їх встановленні в поєднанні з сальниковими компенсаторами на суміжних ділянках N_p^{cs} , Н , визначають за формулою

$$N_p^{cs} = N_p^c \frac{\pi d_{ec}^2}{4} P_p. \quad (13.15)$$

4.7. Силу пружної деформації при гнучких компенсаторах та при самокомпенсації визначають за розрахунком труб на компенсацію теплових подовжень.

4.8. Сили тертя трубопроводів при переміщеннях труби всередині теплоізоляційної оболонки або сили тертя оболонки об ґрунт при безканальному прокладанні трубопроводів визначаються за спеціальними вказівками залежно від типу ізоляції.

5. Горизонтальне осьове навантаження на нерухому опору труби варто визначати:

- на кінцеву опору – як суму сил, що діють на опору⁴²;
 - на проміжну опору – як різницю суми сил, що діють із кожного боку опори;
- при цьому менша сума сил, за винятком неврайонованих сил внутрішнього тиску, розпірних зусиль і пружності сильфонових компенсаторів, приймається з

⁴² При визначенні сумарного навантаження на опори трубопроводів пружність сильфонових компенсаторів варто приймати з урахуванням допустимих технічними умовами на компенсатори граничних відхилень величин пружності.

коефіцієнтом 0,7⁴³.

6. Горизонтальне бокове навантаження на нерухому опору труби варто враховувати при поворотах траси і від відгалужень трубопроводів.

При двосторонніх відгалуженнях трубопроводів бокове навантаження на опору враховується від відгалужень із найбільшим навантаженням.

7. Нерухомі опори труб необхідно розраховувати на найбільше горизонтальне навантаження за різних режимів роботи трубопроводів, зокрема при відкритій та закритій запірній арматурі.

При кільцевій схемі теплової мережі варто враховувати можливість руху теплоносія з будь-якого боку.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 13

Задача № 1

Знайти «виліт» та «спинку» П-подібного компенсатора. Вихідні дані обрати відповідно до таблиці 13.1.

Таблиця 13.1 – Вихідні дані

Ч. ч.	Діаметр трубопроводу, мм	Довжина ділянки, м	Температура теплоносія, °С	Розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря, °С
1	2	3	4	5
1	57	60	150	–23
2	108	80	145	–20
3	219	120	140	–15
4	325	120	135	–10
5	426	160	130	–25
6	529	160	125	–20
7	57	60	120	–15
8	108	80	115	–10
9	219	120	110	–25
10	325	120	105	–20
11	426	160	100	–15

⁴³ Якщо суми сил, що діють із кожного боку проміжної нерухомої опори, однакові, горизонтальне осьове навантаження на опору визначається як сума сил, які діють з одного боку опори, з коефіцієнтом 0,3.

Продовження таблиці 13.1

1	2	3	4	5
12	529	160	95	–10
13	57	60	90	–25
14	108	80	85	–20
15	219	120	80	–15
16	325	120	150	–10
17	426	160	145	–25
18	529	150	150	–23
19	57	50	145	–25
20	108	70	140	–15
21	219	110	135	–18
22	325	110	130	–19
23	426	150	125	–20
24	529	150	120	–21
25	57	150	115	–22
26	108	50	110	–24
27	219	70	150	–14
28	325	110	145	–17
29	426	110	140	–16
30	529	150	135	–22

14 ПРОКЛАДАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ. ВУЗЛИ ТЕПЛОФІКАЦІЙНІ

Мета заняття – ознайомлення з видами прокладання теплових мереж, отримання навичок із підбору каналів тепломережі та вузлів теплофікаційних.

14.1 Види прокладання теплових мереж

Теоретичні положення. Способи прокладання теплових мереж бувають: підземне прокладання; надземне прокладання.

Згідно з [1] у містах та інших населених пунктах виконують зазвичай підземне прокладання теплових мереж (безканальне із попередньо ізольованих трубних секцій, у каналах, у тунелях спільно чи роздільно з іншими інженерними мережами).

Прохідні канали зазвичай застосовують у випадку прокладання в одному напрямку не менше 5 труб великого діаметра. Висота прохідного каналу має бути не меншою за 1,8 м, ширина проходу – не меншою за 0,7 м.

Напівпрохідні канали застосовують в умовах наявності обмеженого простору та неможливості ані використання прохідних каналів, ані проведення розкривних робіт для ремонту зазвичай на коротких ділянках мереж. Висота напівпрохідного каналу має бути не меншою за 1,4 м, ширина проходу не меншою за 0,6 м.

Непрохідні канали застосовують у випадку підземного прокладання трубопроводів, що не вимагають постійного нагляду й обслуговування, з метою здешевлення та спрощення теплотраси і будівельних робіт. Приклад непрохідного каналу наведено на рисунку 14.1.

Прокладання у непрохідних каналах є найрозповсюдженішим способом. Непрохідні канали виконують зі збірних залізобетонних виробів, за конструктивними рішеннями поділяють на три типу: КЛ, КЛп, КЛс. Непрохідні канали типу КЛ збирають із лоткових елементів та перекривають плитами, канали типу КЛп – із лоткових елементів, які опираються на плити, канали типу КЛс – із нижніх та верхніх лоткових елементів (рис. Н.1 – Н.3., дод. Н). Номенклатура збірних залізобетонних виробів каналів складається з лоткових елементів та плит перекриття. Розміри лотків наведені у таблиці Н.1 (дод. Н). При прокладанні теплових мереж зазвичай використовують канали типу КЛ, тому що канали типів КЛп і КЛс ускладняють проведення монтажно-зварювальних робіт.

Розміри каналу залежать від кількості трубопроводів, їхнього діаметра (з урахуванням теплової ізоляції), а також відповідно до вимог мінімальних відстаней у просвіті між трубопроводами та будівельними конструкціями каналу. Дані мінімальних відстаней наведено у таблиці П.1 (дод. П).

Мінімальна глибина прокладання, при підземному канальному прокладанні згідно з [1], складає 0,5 м від верху плити перекриття до рівня землі, допускається зменшення глибини до 0,3 м, у місцях введення до споживачів.

Мінімальна глибина безканального прокладання, згідно з [1] складає 0,7 м від поверхні теплової ізоляції трубопроводу до поверхні землі. Можливо зменшення глибини до 0,5 м на теплових вводах до споживачів.

Перевагами канального прокладання порівняно з безканальним прокладанням трубопроводів є можливість зменшити відстань від конструкції теплової мережі до будівельних конструкцій, споруд. Це особливо важливо в обмежених умовах міської забудови.

Приклад.

Вихідні дані:

- підземне каналне прокладання теплової мережі, у каналах типу КЛ;
- чотиритрубна система теплопостачання;
- трубопроводи водяних теплових мереж Т1 і Т2: діаметр 159/250*4,5 мм;
- трубопроводи мережі гарячого водопостачання Т3: діаметр 114/200*4,0 мм, та Т4: діаметр 76/140/3,5.

Номенклатура сталевих попередньо ізольованих трубопроводів (ППУ) наведена у таблиці М.1 (дод. М) відповідно до даних [36].

Порядок виконання:

1. Знаходимо мінімальну ширину каналу, з урахуванням вимог таблиці П.1 (дод. П).

$$250 + 140 + 250 + 140 + 200 + 140 + 140 + 80 + 70 = 1\,270 \text{ мм},$$

де 250 мм зовнішній діаметр трубопроводів Т1 і Т2, з урахуванням теплової ізоляції;

200 мм зовнішній діаметр трубопроводу Т3, з урахуванням теплової ізоляції;

140 мм зовнішній діаметр трубопроводу Т4, з урахуванням теплової ізоляції;

140 мм відстань до теплової ізоляції між суміжними конструкціями трубопроводів, для труб Ду 100÷250 мм;

80 мм відстань між тепловою ізоляцією трубопроводу до стіни будівельної конструкції для труб з діаметром Ду 100÷250 мм;

70 мм відстань між тепловою ізоляцією трубопроводу до стіни будівельної конструкції для труб з діаметром Ду 25÷80 мм.

2. Знаходимо мінімальну висоту каналу, з урахуванням вимог таблиці П.1 (дод. П).

$$150 + 250 + 50 = 450 \text{ мм},$$

де 150 мм мінімальна відстань від теплової ізоляції трубопроводу до дна каналу для труб з діаметром Ду 100÷250 мм;

250 мм зовнішній діаметр трубопроводів Т1 і Т2, з урахуванням теплової ізоляції;

50 мм мінімальна відстань від теплової ізоляції трубопроводу до перекриття каналу.

3. Згідно з даними таблиці Н.1 (дод. Н) обираємо канал КЛ розміром 1 500×450 мм. Результати вибору наведено на рисунку 14.1.

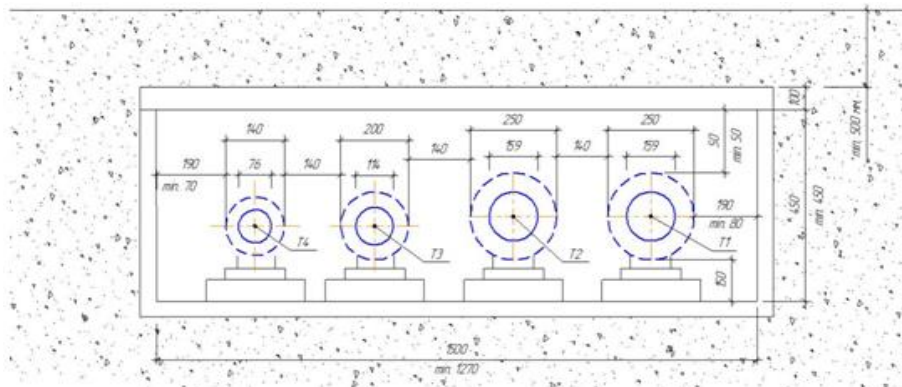


Рисунок 14.1 – Приклад підбору каналу теплових мереж

14.2 Вузли теплофікаційні

Теоретичні положення. Конструкція вузла трубопроводів залежить від способу прокладання труб. За будь-якої підземної прокладки вузол трубопроводів улаштовують у вигляді теплової камери.

Площа камери визначається за її розмірами, які залежать від кількості та діаметрів трубопроводів, товщини теплової ізоляції на цих трубопроводах та мінімальних відстаней від захисних оболонок теплоізоляційних конструкцій трубопроводів та обладнання до поверхонь сусідніх теплоізольованих елементів або стінок камери на просвіт згідно з [1].

Приклад виконання схеми теплової камери у разі підземного прокладання теплової мережі показано на рисунку 14.2. Аналогічний вузол для надземного прокладання, на високих опорах наведено на рисунку 14.3.

У випадку надземної прокладки на високих опорах вузли трубопроводів облаштовують на стаціонарних площадках обслуговування, якщо їхній рівень розташування перевищує 2,5 м. Кожна з таких площадок повинна мати огорожу за зовнішнім периметром для запобігання падіння з висоти обслуговуючого персоналу. Так само огорожу з обох боків повинні мати й драбини з кутом нахилу більше 75° або висотою більше 3 м. Ґратчаста конструкція підлоги площадки й сходи драбини зменшує ймовірність ковзання персоналу по полю під час зледеніння. У випадку розташування площадки обслуговування на рівні 5 м та більше сходи виконують з проміжними майданчиками.

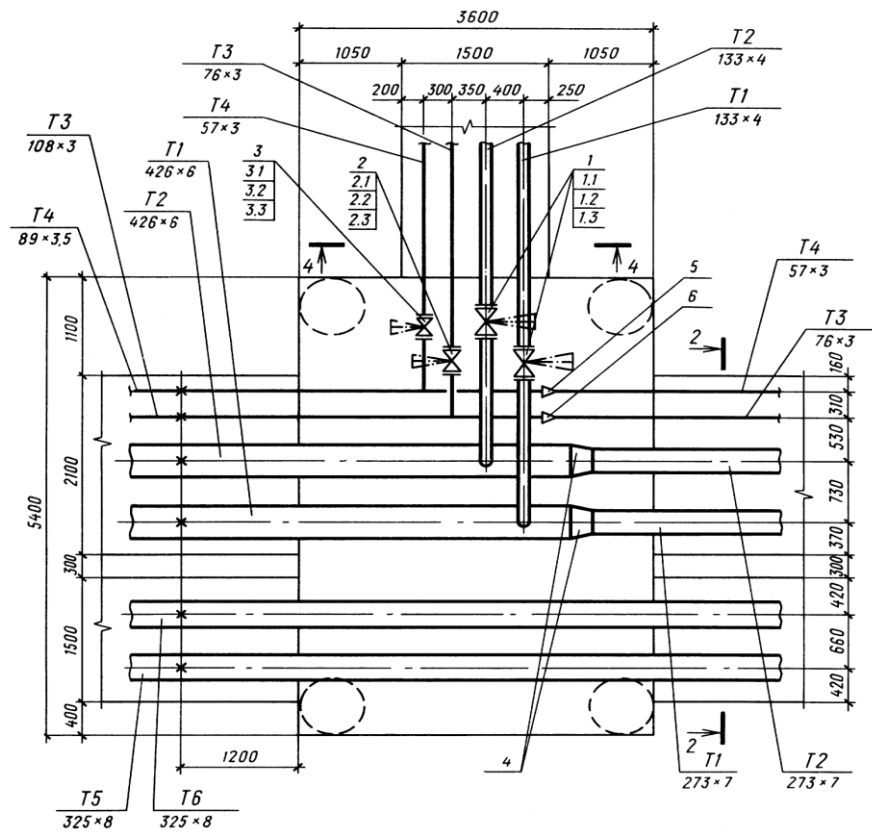


Рисунок 14.2 – Вузол теплофікаційний, підземне прокладання

Майданчик обслуговування зазвичай виконують прямокутної форми, обпираючи його на колони, виконані зі сталевого профілю (двотавр, швелер).

Розмір майданчика так само, як і теплової камери, визначається залежно від кількості трубопроводів, зовнішніх діаметрів теплоізоляційних конструкцій труб, що складаються з діаметрів самих труб та товщини теплоізоляційних шарів, відстаней між трубопровідними конструкціями на просвіт, а також наявності, конструкції та розмірів запірної арматури.

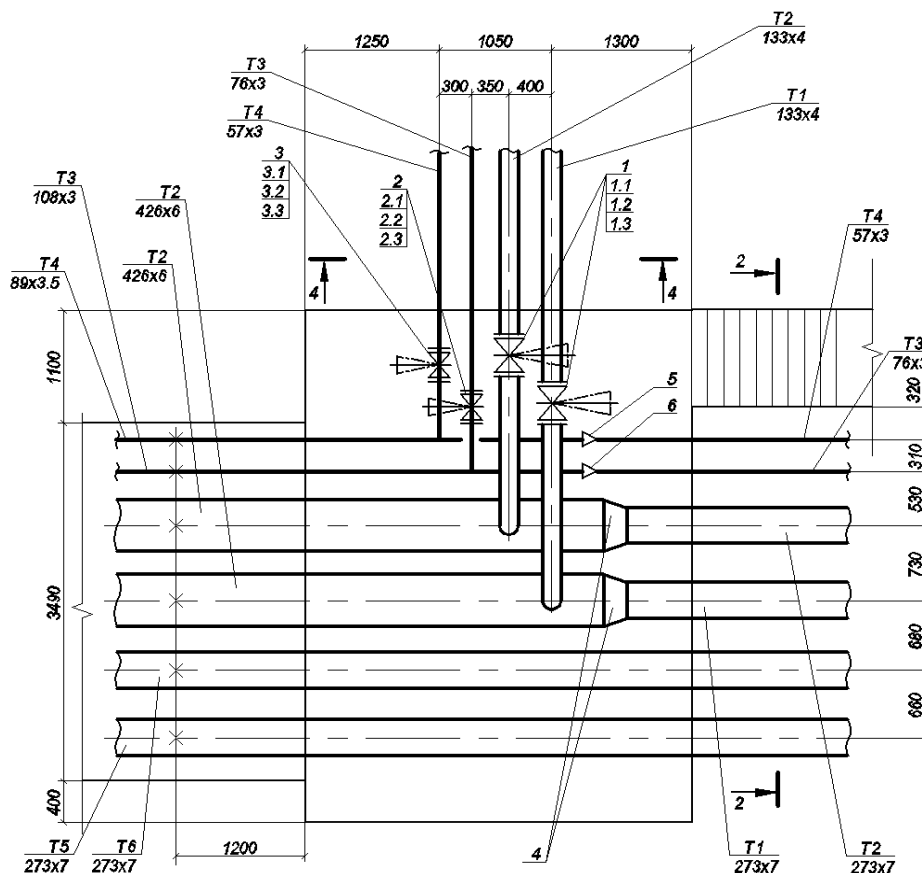


Рисунок 14.3 – Вузол теплофікаційний, надземне прокладання

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 14

Задача № 1

Для всіх варіантів виконати підбір непрохідного каналу теплових мереж. Вихідні дані відповідно до таблиці 14.1. Відповідь надати у табличному та графічному вигляді. Графічний вигляд – розріз, з розмірами каналу та розмірами конструкції теплових мереж.

Таблиця 14.1 – Вихідні дані

Ч.	Діаметр, мм			
ч.	T1	T2	T3	T4
1	2	3	4	5
1	200	200	150	100
2	150	150	125	80
3	100	100	100	65
4	80	80	80	50

Продовження таблиці 14.1

1	2	3	4	5
5	65	65	65	50
6	50	50	50	40
7	250	250	200	150
8	300	300	250	200
9	200	200	200	150
10	150	150	100	80
11	125	125	100	65
12	80	80	65	50
13	65	65	50	40
14	50	50	50	32
15	250	250	250	200
16	300	300	300	250
17	200	200	100	80
18	150	150	65	50
19	100	100	50	40
20	80	80	50	32
21	65	65	250	200
22	50	50	300	250
23	250	250	100	80
24	300	300	65	50
25	150	150	50	40
26	100	100	50	32
27	80	80	250	200
28	65	65	300	250
29	50	50	100	80
30	250	250	65	50

Примітка 1. У таблиці вказані діаметри умовного проходу труб. Зовнішні діаметри сталевих труб та загальні діаметри труб з урахуванням теплової ізоляції прийняти відповідно до даних таблиці М.1 (дод. М).

Примітка 2. Мінімальні відстані між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для непрохідних каналів прийняти відповідно до даних таблиці П.1 (дод. П).

Примітка 3. Канали обирати КЛ відповідно до даних таблиці Н.1 (дод. Н).

15 МОНТАЖНА СХЕМА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Мета заняття – навчитися самостійно проєктувати монтажну схему теплових мереж.

Теоретичні положення. Монтажна схема розробляється шляхом поєднання розрахункових схем усіх розроблених систем (водяної теплової мережі, трубопроводів системи гарячого водопостачання, паропроводів та конденсатопроводів) з урахуванням їхньої кількості в кожній системі.⁴⁴ Приклад монтажною схемою наведено на рисунку 15.1.

На монтажній схемі відображають: всіх споживачів, автомобільні шляхи з під'їздами до будівель, залізничний шлях, що прокладається до найбільш потужних цехів, та власне теплову мережу. Корпуси будівель, автомобільні та залізничні шляхи показують основними тонкими лініями дещо товстішими за розмірні. У процесі креслення корпусів дотримуються обраного масштабу (1 : 500, 1 : 1 000), для автомобільних та залізничних шляхів необхідним є дотримання тільки подовжнього (осьового) масштабу,⁴⁵ поперечні розміри можна збільшувати, щоб уникнути «злиття» проїжджої частини в одну лінію. Власне схему теплової мережі виконують без масштабу, проте рекомендується дотримуватися подовжнього (осьового) масштабу (1 : 500, 1 : 1 000) для відстаней між осями відгалужень, поворотів траси та компенсаторів. Поперечний масштаб може діяти лише для відстаней від корпусів до подовжньої осі теплотраси.

Теплова мережа обов'язково повинна містити: трубопроводи всіх розроблених систем (водяної теплової мережі, системи ГВ (якщо її запроектовано), паропроводи та конденсатопроводи), компенсатори, нерухомі опори та вузли трубопроводів на відгалуженнях до споживачів. Також на мережі позначають кути поворотів, якщо вони не дорівнюють 90°.

Кожен трубопровід показують основною товстою лінією завширшки 0,5 мм на умовній відстані 2 мм один від одного. Діючими нормами [13] передбачено стандартні позначення трубопроводів: Т1 та Т2 – подавальний та зворотний трубопроводи водяної теплової мережі, Т3 та Т4 – подавальний та циркуляційний трубопроводи системи гарячого водопостачання, Т5 та Т6 –

⁴⁴ Для закритої водяної теплової мережі виконується інженерний гідравлічний розрахунок тільки подавальних трубопроводів, а діаметри зворотних трубопроводів приймаються однаковими на відповідних ділянках. Система гарячого водопостачання може бути безциркуляційною і мати тільки розподільні трубопроводи, а може включати й циркуляційні трубопроводи, які повинні розраховуватися окремо. Для спрощення допускається діаметри циркуляційних трубопроводів приймати на 1÷2 ступеня меншими від розподільних діаметрів на відповідних ділянках.

⁴⁵ Дотримання подовжнього масштабу означає, що в ньому показують відстані між поворотами, перехрестями і т. ін., які заміряють так само між осями.

подавальний та зворотний трубопроводи гарячої води на технологічні потреби, Т7 та Т8 паропровід та конденсатопровід. Для позначення того, що конденсатопровід є напірним, у позначення додається літера «Н», тобто пишуть Т8Н.

Порядок розташування трубопроводів визначається декількома вимогами та правилами:

1. За напрямком розповсюдження тепла від джерела до споживачів трубопроводи розташовують справа наліво, починаючи від трубопроводів з найбільшою температурою теплоносія та діаметром й закінчуючи тими, у яких температура теплоносія та діаметр найменші.⁴⁶

2. У процесі розташування трубопроводів за п. 1 пари трубопроводів, що належать до однієї системи, не розбивають, тобто розташовують Т2 поряд із Т1, Т4 поряд із Т3, Т8 поряд із Т7.

3. Здебільшого найбільшу температуру має або пара, або вода у подавальному трубопроводі теплової мережі, залежно від співвідношення параметрів пари та прийнятого температурного графіка. Якщо паропровід Т7 має діаметр не менший від діаметра подавального трубопроводу Т1 та більший рівень температури теплоносія, то можна прийняти порядок розташування трубопроводів (справа наліво за напрямком подавання тепла): Т7, Т8, Т1, Т2, Т3, Т4. Якщо паропровід Т7 та подавальний трубопровід Т1 мають близькі до однакових і діаметри, і температури теплоносіїв або більший діаметр одного з цих трубопроводів сполучається з більшою температурою в іншому, кращим рішенням є розведення пар труб цих систем по різні боки теплотраси з аналогічним різнобічним розгортанням їхніх компенсаторів. У цьому випадку порядок розташування трубопроводів буде: Т1, Т2, Т3, Т4, Т8, Т7.

Трубопроводи позначають на монтажній схемі відповідними літерно-чисельними позначеннями, які вписують у розриви ліній, що їх зображають або розташовують поряд із ними. Також на кожній ділянці (між двома відгалуженнями або між відгалуженням та будівлею) трубопроводи позначають підписами на виносних лініях, де вказують тип трубопроводу, його зовнішній діаметр, товщину стінки та загальний діаметр з урахуванням теплової ізоляції (для труб ППУ), наприклад: Т1 Ø133/250×4. Підписи всіх трубопроводів розташовують один над одним у вигляді вертикальної таблички. Порядок розташування підписів (згори

⁴⁶ Це пов'язано насамперед з можливістю розміщення розташованих у горизонтальній площині П-подібних компенсаторів менших розмірів у середині аналогічних компенсаторів більших розмірів. Оптимальне рішення про порядок розташування трубопроводів приймається після порівняння розмірів компенсаторів на основних магістральних ділянках (починаючи з виходу від джерела тепла), де найбільша кількість трубопроводів із найбільшими діаметрами.

вниз) має відповідати порядку перетинання ліній трубопроводів виносною лінією в разі її проведення від таблички.

Компенсатори або компенсаційні елементи мають розташовуватися між кожними двома нерухомими опорами. П-подібні компенсатори позначають на монтажній схемі літерою К з порядковим номером компенсатора, наприклад: К1, К3, К8 і т. і. На монтажній схемі П-подібні компенсатори показують у вигляді П-подібної скоби, що розрізає та перериває лінії всіх трубопроводів, виступаючи за їхні межі. Згідно з викладеним вище порядком розташування трубопроводів можливі два варіанти розгортання П-подібних компенсаторів:

1) праворуч від осі теплотраси за напрямком розподілу тепла від джерела до споживачів – якщо трубопроводи можна розташувати в послідовності зменшення потрібних розмірів компенсаторів, наприклад (справа наліво): Т7, Т8, Т1, Т2, Т3, Т4;

2) по обидва боки від осі теплотраси – якщо є трубопроводи, що потребують близьких або однакових розмірів компенсаторів (приклад розташування справа наліво: Т1, Т2, Т3, Т4, Т8, Т7). У цьому випадку кожен з двох П-подібних символів компенсаторів перетинає лінії тільки тих трубопроводів, компенсатори яких розгортаються в той же бік, що й зазначений символ.

Осьові компенсатори (сальникові, сильфонові, манжетні) застосовують лише на прямолінійних ділянках траси і позначають літерами ОК з порядковим номером: ОК1, ОК2 і т. ін. Для промислових підприємств зазвичай використовують П-подібні компенсатори.

Нерухомі опори використовують для закріплення на місцевості окремих точок теплотраси з метою сприйняття термічних напружень і запобігання неконтрольованої деформації трубопроводів теплової мережі. Нерухомі опори обов'язково розташовують на виході з джерела тепла, перед будівлею кожного споживача і перед кожним відгалуженням у вузлі трубопроводів або перед ним у напрямку розподілу тепла від джерела теплопостачання до споживачів. Окрім цього, нерухомі опори можуть також розташовуватися поза вузлів трубопроводів на прямолінійних ділянках траси, якщо довжина такої ділянки перевищує рекомендовану відстань між нерухомими опорами. Допустимі відстані між щитовими нерухомими опорами наведено в таблиці С.2 (дод. С). Якщо ділянка містить трубопроводи з різними діаметрами та видами теплоносія, то відстань між нерухомими опорами вибирається за мінімальним зі значень, що потребує будь-який трубопровід на ділянці. Наприклад, якщо на прямолінійній ділянці або ділянці з поворотом на кут більше 150° , яка має довжину 120 м і містить серед інших трубопровід з найменшим діаметром $D_y = 100$ мм, застосовують П-подібні

компенсатори, ділянку необхідно розділяти на два відрізки додатковою нерухомою опорою й на кожному з відрізків встановлювати свій компенсатор.

Вузли трубопроводів улаштовують на всіх відгалуженнях трубопроводів: як на магістральних, так і на відводах до споживачів, а також у місцях, де є потреба в обслуговуванні трубопроводів, наприклад, на місцях переходів від одного способу прокладки до іншого. У вузлах трубопроводів показують:

- 1) місце приєднання кожного трубопроводу відгалуження до магістрального трубопроводу – жирною крапкою;
- 2) запірну арматуру на кожному відгалуженні до споживача незалежно від діаметра відгалуження;
- 3) запірну арматуру на відгалуженнях умовним діаметром 100 мм та більше;
- 4) переходи діаметрів після відгалужень, якщо за гідравлічним розрахунком відповідної системи ділянка після відгалуження має менший діаметр, ніж до нього;
- 5) фланці-заглушки або ревізії, якщо відгалуження від вузла трубопроводів до абонента є кінцевим або в разі зміни способу прокладки трубопроводів (наприклад, з підземного на надземний).

Вузол трубопроводів позначають на монтажній схемі окружністю, викресленою тонкою лінією, що охоплює всі основні складові елементи відгалуження (запірну арматуру, точки приєднання трубопроводів, переходи діаметрів тощо). Вузол трубопроводів позначають літерами ВТ з порядковим номером вузла, наприклад: ВТ1, ВТ4, ВТ5 тощо.

Кути поворотів показують на монтажній схемі у випадках, коли вони не є прямими. Кут показують з внутрішнього боку повороту, зазначаючи його розмір у градусах підписом на дузі, викресленої між сторонами лінії найближчого до внутрішнього кута трубопроводу. Кут позначають літерами КП з порядковим номером кута: КП1, КП2 тощо.

Дренажні колодязі влаштовують зазвичай у разі підземного прокладання в нижніх точках теплотраси поряд із вузлом трубопроводів з метою відведення теплоносія у дренаж під час виконання ремонтних робіт або з метою зниження рівня ґрунтових вод. Колодязі позначають літерами КД з порядковим номером колодязя: КД1, КД2 тощо.

Нумерація позначень вузлів трубопроводів, нерухомих опор, компенсаторів, кутів повороту ведеться здебільшого від джерела тепла основною магістраллю й далі другорядними гілками та відгалуженнями до споживачів. Проте варто пам'ятати, що точки, відповідні вузлам трубопроводів, вже мали певні номери в розрахункових схемах гідравлічних розрахунків, що присвоювалися за таким же принципом. Тому, з метою уникнення плутанини, варто надавати вузлам трубопроводів номери у відповідно до розрахункових схем.

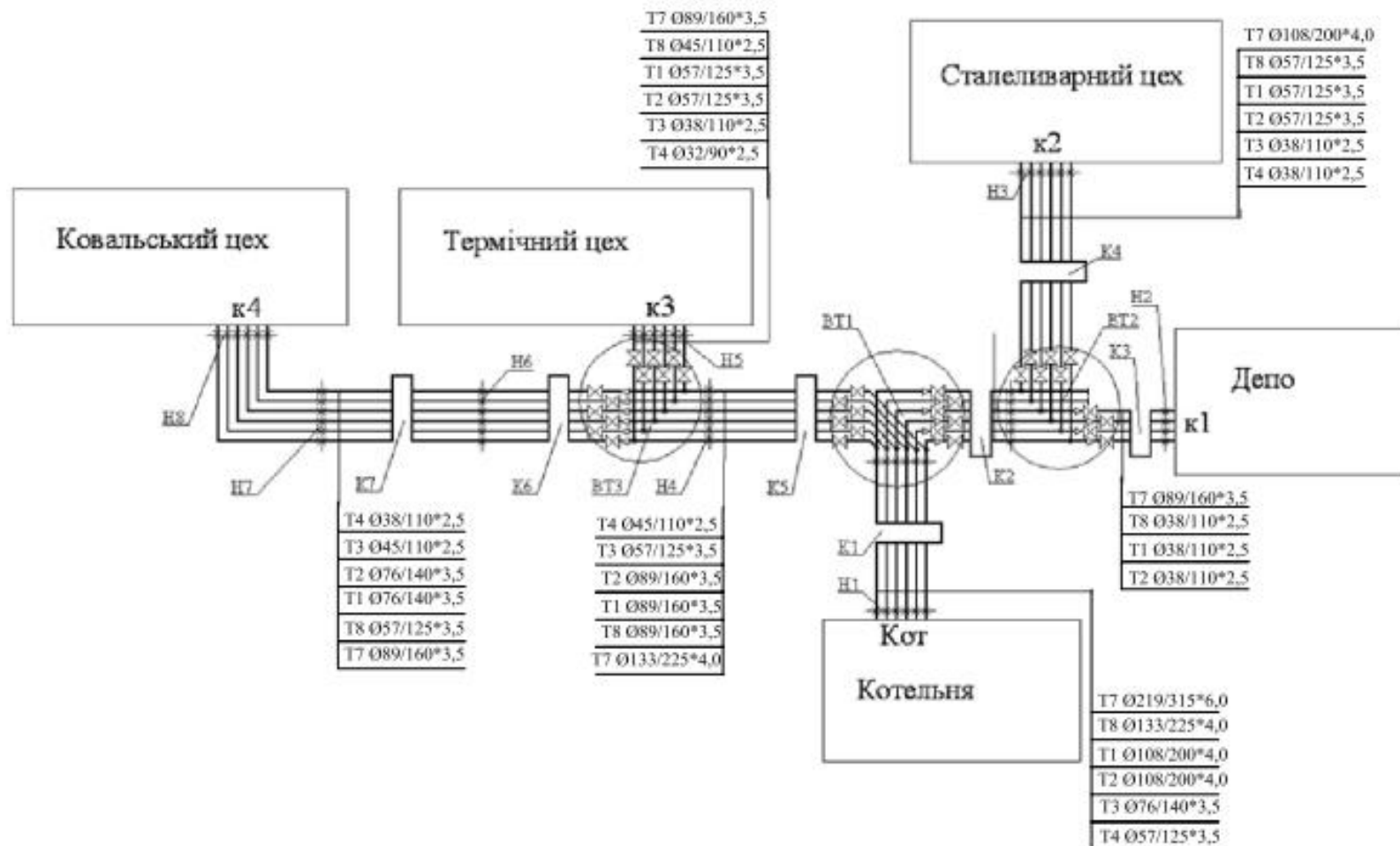


Рисунок 15.1 – Приклад монтажної схеми теплових мереж

16 РОЗРОБКА ПОЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

Мета заняття – вивчення методики розробки поздовжнього профілю.

Теоретичні положення. Поздовжній профіль теплотраси (далі – ППТ) будується з метою визначення способів її прокладання на окремих ділянках та рівня розташування трубопроводів, а також ув'язування обраного розташування теплотраси з іншими інженерними комунікаціями (автомобільні та залізничні шляхи, газопроводи, водопроводи, каналізація, електрокабелі тощо) та підземними й надземними спорудами. Також ППТ використовують для визначення ухилів трубопроводів та місць розташування пристроїв для спуску води (дренажів, дренажних колодязів) та повітря (повітряників). З метою забезпечення природного спорожнення трубопроводів, а також заповнювання водою відремонтованих ділянок теплотраси без залишків повітря, дренажі розташовують у найнижчих точках теплотраси, а повітряники – у найвищих точках.

Згідно з [10] ППТ будується у вигляді розгортки по осі траси в масштабах: по горизонталі – 1 : 500, 1 : 1 000; по вертикалі 1 : 50, 1 : 100.

Допускається для зручності користування показувати на профілі вертикальну вісь зі шкалою познач від рівня океану. Під профілем розташовують табличку, зміст рядків якої обирають залежно від способу прокладки тепломережі: надземного чи підземного, як показано на рисунку 16.1. Форма 2 відповідає підземному прокладанню, а форма 3 – надземному. Якщо на відрізку теплотраси, для якого будується профіль, застосовано обидва способи прокладки, то його розбивають на фрагменти.

ППТ будують у такій послідовності:

1. Виділяють з системи теплопостачання частину, що потребує побудови ППТ.
2. Визначають спосіб прокладання трубопроводів на виділеній частини.
3. Приймають найбільш зручні для користування масштаби по вертикалі та горизонталі з переліку дозволених (див. вище) залежно від загальної довжини фрагмента тепломережі та амплітуди коливань профілю місцевості.
4. За будівельним планом або розрахунковими схемами мереж розбивають таблицю за формою 2 чи 3 (залежно від способу прокладки) на стовпці, ширина яких становить довжини ділянок в обраному масштабі.
5. У нижньому рядку таблиці будують спрямлений план частини теплотраси, для якої будується ППТ, розкриваючи кути поворотів траси до 180°.
6. На вертикалях, піднятих із меж стовпчиків таблиці, будують натурний профіль місцевості, відкладаючи позначки характерних точок землі по осі

теплотраси. Позначки обчислюють шляхом інтерполяції (екстраполяції) значень відомих позначок об'єктів генплану або позначок геодезичних ліній.

7. Якщо є потреба перепланування профілю місцевості, яка може бути викликана, наприклад, необхідністю забезпечення мінімальних нахилів на певних ділянках теплотраси, то проводять проєктну лінію землі та записують її позначки в перший рядок таблиці за формою 2 або 3. Якщо в переплануванні місцевості вздовж теплотраси потреби не має, значення позначок у першому та другому рядках таблиць за формами 2 та 3 будуть збігатися.

8. Показують на профілі всі інженерні комунікації, що перетинає розглядуваний відрізок теплотраси, у вигляді перерізів на відповідних глибинах та відстанях від вузлових точок.

9. Підібравши конструкції нерухомих опор, рухомих опор та каналів (за їхньої наявності в разі надземного прокладання або підземного каналного прокладання), обчислюють позначки для третього та четвертого рядків таблиці, починаючи з перерізів, для яких ці величини відомі або визначені нормативами та обмеженнями відповідно до ДБН Теплові мережі.

10. Обчислюють нахили (‰) на відрізках профілю теплотраси за формулою

$$N_{\text{від}} = 1\,000 (h_{\text{поч}} - h_{\text{кін}})/l_{\text{від}}, \quad (16.1)$$

де $h_{\text{поч}}$, $h_{\text{кін}}$ — позначки початкового та кінцевого вузлів відрізка теплотраси на профілі, м;

$l_{\text{від}}$ — довжина цього відрізка, м.

За наявності відомого нахилу кінцеву позначку ділянки теплотраси можна вибрати за аналогічною формулою

$$h_{\text{кін}} = h_{\text{поч}} \pm N_{\text{від}} l_{\text{від}}/1\,000. \quad (16.2)$$

Знак операції у формулі (16.2) залежить від характеру зміни позначок (підвищення або зниження).

11. Розставляють номери перерізів, відповідних певним відрізнякам теплотраси, у шостому рядку таблиці за формою 2 або 3 та внутрішні розміри для каналного прокладання за формою 2.

На рисунку 16.2 наведено будівельний план теплової мережі, а на рисунку 16.3 приклад побудови поздовжнього профілю ділянки тепломережі.

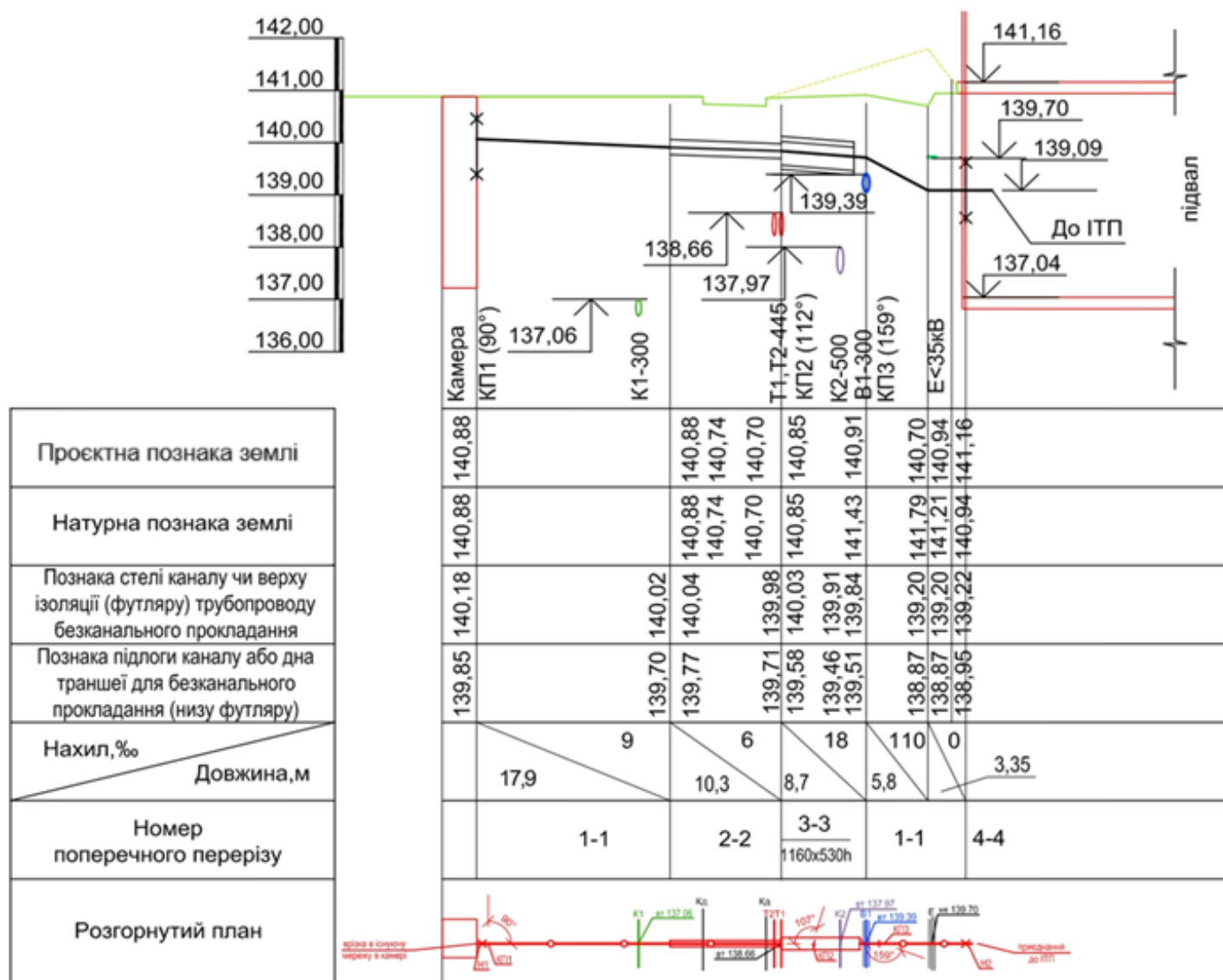


Рисунок 16.3 – Поздовжній профіль теплової мережі

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5-39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. – Чинний від 2018–01–07. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2009. – 56 с.
2. СНіП 2.04.14 – 88. Теплова ізоляція обладнання і трубопроводів. – Чинний від 1990–01–01. – НДПП «Теплопроект», 1989. – 28 с.
3. ДБН В.2.6-31:2021. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. – Чинний від 2022–01–09. – Київ: Міністерство розвитку громад та територій України, 2021. – 27 с.
4. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинний від 2014–01–01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с.
5. ДБН В.2.5-64:2012. Внутрішній водопровід та каналізація. Частина I. Проектування. Частина II. Будівництво. – Чинний від 2013–01–03. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. – 113 с.
6. ДБН В.2.5-20:2018. Газопостачання. – Чинний від 2020–01–06. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2019. – 109 с.
7. ДБН В.2.5-77:2014. Котельні зі зміною №1. – Чинний від 2018–01–07. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2022. – 55 с.
8. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011–01–11. – Київ : ДП «Державний науково-дослідний інститут будівельних конструкцій» (НДІБК), 2010. – 127 с.
9. ДСТУ 9191:2022. Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. – Чинний від 2023–01–03. – Київ : Технічний комітет стандартизації ТК 302 «Енергоефективність будівель і споруд», 2022. – 63 с.
10. ДСТУ Б А.2.4-28:2008. Мережі теплові (тепломеханічна частина). Робочі креслення. – Чинний від 2010–01–01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 13 с.
11. ДСТУ 9243.4:2023. Система проєктної документації для будівництва. Основні вимоги до проєктної документації. – Чинний від 2024–01–04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 59 с.
12. ДСТУ 9243.7:2023. Система проєктної документації для будівництва. Правила виконання архітектурно-будівельних креслень. – Чинний від 2024–01–04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 48 с.
13. ДСТУ Б А.2.4-1:2009. Система проєктної документації для будівництва. Умовні зображення і позначки трубопроводів та їх елементів. –

Чинний від 2010 – 01 – 01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 12 с.

14. Про теплопостачання : Закон України від 2 червня 2005 р. // Відомості Верховної Ради. – 2005, № 28, ст. 373.

15. Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання : Закон України від 22 червня 2017 р. // Відомості Верховної Ради. – 2017, № 34. ст. 370.

16. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж : Наказ № 71 затв. М-вом палива та енергетики України від 14.02.2007. Зареєстровано у Міністерстві юстиції України 5.03.2007 за № 197/13464. – Чинний з 05.03.2007. – Харків : Форт, 2007 – 176 с.

17. Єнін П. М. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі і споруди») : навч. посіб. / П. М. Єнін, Н. А. Швачко. – Київ : Кондор, 2007. – 244 с.

18. Ковальчук В. А. Теплопостачання : навч. посіб. / В. А. Ковальчук, Т. С. Мацнєва. – Рівне : НУВГП, 2013. – 300 с.

19. Шульга М. О. Теплогазопостачання і вентиляція : навч. посіб. / О. М. Шульга, О. О. Алексахін, Д. О. Шушляков ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2014. – 191 с.

20. Алексахін О. О. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі : навч. посіб. / О. О. Алексахін, О. В. Панчук ; Держ. ВНЗ «Укр. Держ. ун-т заліз. трансп.». – Харків : УкрДУЗТ, 2017. – 230 с.

21. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / [А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко, Г. С. Ратушняк, О. Ф. Редько, М. Г. Хмельнюк] ; за заг. ред. А.А. Долинського ; Харків: ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016. – 412 с.

22. Малявина О. М. Прогнозування надійності трубопроводів розподільних теплових мереж статистичними методами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання / Малявина Ольга Миколаївна ; Харків. держ. акад. міськ. госп-ва. – Харків, 2013. – 24 с.

23. Фоміч С. В. Міська система централізованого гарячого водопостачання з вакуумною деаерацією : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання / Фоміч Сергій Володимирович ; ХНУБА. – Харків, 2018 – 28 с.

24. Теплопостачання промислових об'єктів : метод. рек. до практ. занять : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» другого (магістерського) рівня / Харків. нац. ун-т буд. та архіт. ; [уклад. О. М. Тарадай, О. В. Гвоздецький, Ю. О. Бурда]. – Харків : ХНУБА, 2022. – 69 с.

25. Курсове та дипломне проектування систем теплопостачання : навч.-метод. посіб. : у 2 ч. : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» другого (магістерського) рівня. Ч. 1.

Курсове проектування / Харків. нац. ун-т буд. та архіт. ; [уклад. О. Ф. Редько, І. О. Редько, О. В. Гвоздецький]. – Харків : ХНУБА, 2022. – 112 с.

26. Курсове та дипломне проектування систем теплопостачання : навч.-мет. посіб. у 2-х ч. : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» другого (магістерського) рівня. Ч. 2. Дипломне проектування / Харків. нац. ун-т буд. та архіт. ; [уклад. О. Ф. Редько, І. О. Редько, О. В. Гвоздецький]. – Харків : ХНУБА, 2022. – 52 с.

27. Теплопостачання промислових об'єктів : метод. рек. до лаб. занять : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» усіх форм навчання / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. О. В. Гвоздецький, Т. І. Красненко]. – Харків : ХНУБА, 2021. – 32 с.

28. Теплопостачання житлового мікрорайону та підбір обладнання центрального теплового пункту : метод. вказівки до курс. проєкту : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» усіх форм навчання / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. І. О. Редько, В. І. Романтовський, О. В. Гвоздецький]. – Харків : ХНУБА, 2021. – 80 с.

29. Насосне обладнання Wilo [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://wilo.com/ua/uk>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

30. Насосне обладнання Grundfos [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.grundfos.com/ua>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

31. Каталог теплотехнічного обладнання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.ter-en.com/ua/calculation/zdv>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

32. Облік теплової енергії і води. Системи диспетчеризації [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://antap.com.ua/>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

33. Apator Powogaz [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://apator-powogaz.com/>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

34. Теплотехнічне обладнання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.danfoss.com/uk-ua/>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

35. Теплотехнічне обладнання Herz [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://herz.ua/>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

36. Енергоресурс інвест. Вироби для теплопостачання та гарячого водопостачання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <http://surl.li/wmkfyn>, вільний (дата звернення: 23.12.2024). – Назва з титул. екрана.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Питомі теплові характеристики промислових будівель

Номер типу призначення	Найменування будівлі (тип призначення)	Розрахункова внутрішня температура приміщень, t_i , °C	Об'єм будівлі, V , тис. m^3	Питомі теплові характеристики, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ C)$		Кількість людей на одну душо- ву сітку, $m_{сiт}$, чол./ (сіт.·зм.)	Кіль- кість змін за тиж- день, $N_{змт}$
				на опалення, q'_{o}	на вентиляцію, q'_{v}		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Чавуноливарний цех	14	10–50 50–100 100–150	0,35–0,29 0,29–0,24 0,24–0,21	1,28–1,16 1,16–1,03 1,03–0,93	3	10...21
2	Сталеливарний цех	14	10–50 50–100 100–150	0,35–0,29 0,29–0,24 0,24–0,21	1,1–0,99 0,99–0,87 0,87–0,81	3	10...21
3	Мідноливарний цех	14	5–10 10–20 20–30	0,47–0,39 0,39–0,29 0,29–0,23	2,91–2,33 2,33–1,74 1,74–1,40	3	10...21
4	Термічний цех	14	До 10 10–30 30–75	0,47–0,35 0,35–0,29 0,29–0,23	1,51–1,40 1,40–1,16 1,16–0,75	3	10...21
5	Ковальський цех	14	До 10 10–50 50–100	0,47–0,35 0,35–0,26 0,26–0,2	0,81–0,70 0,70–0,52 0,52–0,37	3	10...21
6	Механоскладаль- ний, механічні та слюсарні відділення інструментальних цехів	16	5–10 10–50 50–100 100–200	0,64–0,55 0,55–0,47 0,47–0,44 0,44–0,41	0,47–0,29 0,29–0,17 0,17–0,14 0,14–0,09	5–7	5...14
7	Деревообробний цех	16	До 5 5–10 10–50	0,70–0,60 0,60–0,52 0,52–0,47	0,70–0,58 0,58–0,52 0,52–0,47	7–15	5...10
8	Цех металевих конструкцій	16	50–100 100–150	0,44–0,39 0,39–0,35	0,62–0,52 0,52–0,41	15	5...14
9	Котельний цех	14	100–250	0,29	0,70	5–7	5...10
10	Цех покриттів (гальванічний)	16	До 2 2–5 5–10	0,76–0,70 0,70–0,60 0,60–0,52	5,82–4,65 4,65–3,49 3,49–2,33	3	10...21
11	Ремонтний цех	16	5–10 10–20	0,70–0,58 0,58–0,52	0,23–0,17 0,17–0,12	5–7	5...10
12	Локомотивне	12	До 5 5–10	0,81–0,76 0,76–0,70	0,47–0,35 0,35–0,29	5–7	7...14
13	Котельня (опалювальна та парова)	12	2–5 5–10 10–20	0,12 0,12 0,09	0,6–0,48 0,48–0,35 0,35–0,29	7–15	21

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
14	Майстерня (цех ФЗН)	16	5–10 10–15 15–20 20–30	0,58 0,47 0,41 0,35	0,50 0,35 0,29 0,23	15	5...7
15	Побутові та адміністративно-допоміжні приміщення (АПК)	18	0,5-1 1–2 2–5 5–10 10–20	0,70–0,52 0,52–0,47 0,47–0,38 0,38–0,34 0,34–0,29	– – 0,16–0,14 0,14–0,13 0,13–0,12	–	5...7
16	ЦЗЛ	16	До 5 5–10 Більше 10	0,43 0,41 0,38	1,16 1,1 1,05	–	5–10
17	Насосна	16	До 0,5 0,5–1 1–2 2–3	1,22 0,86 0,70 0,58	–		21
18	Компресорна	16	До 0,5 0,5–1 1–2 2–5 5–10	1,01 0,81–0,70 0,70–0,56 0,56–0,46 0,46–0,41	–		7–21
19	Газогенераторна	16	5–10	0,12	2,09	7–15	7–14
20	Регенерація мастил	16	2–3	0,87–0,70	0,70–0,58	5–7	7–14
21	Склад хімікатів, барв	12	До 1 1–2 2–5	0,99–0,87 0,87–0,76 0,76–0,67	– – 0,70–0,52	7–15	5–14
22	Склад моделей (головний магазин)	12	1–2 2–5 5–10	0,93–0,81 0,81–0,67 0,67–0,52	–		
23	Гараж	12	До 2 3 5 Більше 5	0,81 0,7 0,64 0,58	– – 0,81 0,76	5–7	5–10
24	Їдальня	16	До 5 5–10 Більш 10	0,41 0,38 0,35	0,81 0,76 0,7	–	7–14
25	Прохідна	16	До 0,5 0,5–2 2–5	1,51–1,40 1,40–0,81 0,81–0,64	– – 0,17–0,12	–	21
26	Казарма (приміщення ВОХР)	18	5–10 10–15	0,44–0,38 0,38–0,36		–	21

Примітка. Значення $q_{оп}$ і q_v визначаються зі співвідношень $q_{оп} = a \cdot q'_{о}$ і $q_v = a \cdot q'_{v}$, причому a приймається залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря t_o :

$t_o, ^\circ\text{C}$	≥ -10	-20	-30	≤ -40
a	1,2	1,1	1	0,9

За проміжних значень розрахункової температури t_o коефіцієнт a потрібно знаходити за допомогою інтерполяції або екстраполяції.

Температурний коефіцієнт a також можна знайти за допомогою формули

$$a = 0,54 + 22/(t_i - t_o).$$

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря

Ч. ч.	Місто	Параметри А		Параметри Б		Кількість градусо- днів опалюва- льного періоду
		Темпе- ра- тура, °С	Швидкість вітру, м/с	Темпе- ра- тура, °С	Швидкість вітру, м/с	
1	2	3	4	5	6	7
1	Бердянськ	– 7	1	– 19	1	3 168
2	Вінниця	– 10	7,1	– 21	5,2	3 676
3	Джанкой	– 5	1	– 17	1	2 828
4	Дніпро	– 9	7	– 24	5,7	3 474
5	Донецьк	– 10	6,2	– 22	6,2	3 608
6	Євпаторія	3	7,1	– 16	7,1	2 499
7	Житомир	– 9	5,4	– 22	5,4	3 717
8	Запоріжжя	– 8	7,8	– 21	7,1	3 220
9	Івано-Франківськ	– 9	5,8	– 20	5,8	3 508
10	Ізмаїл	– 5	1	– 15	7	2 718
11	Керч	– 4	10,2	– 15	9	2 341
12	Київ	– 10	5,3	– 22	4,2	3 538
13	Кропивницький	– 5,4	6,7	– 22	5,7	3 553
14	Луганськ	– 10	6,7	– 25	5,2	3 509
15	Луцьк	– 8	6,3	– 20	6,3	3 546
16	Львів	– 9	7,1	– 19	5,1	3 508
17	Маріуполь	– 9	12	– 23	8	3 329
18	Миколаїв	– 7	11	– 20	10	3 043
19	Одеса	– 6	12	– 18	11	2 844
20	Полтава	– 11	6,8	– 23	6,2	3 702
21	Рівне	– 9	6,8	– 21	5,1	3 622
22	Сімферополь	– 4	1,3	– 15	8	2 680
23	Суми	– 12	5,9	– 25	5,9	4 002
24	Тернопіль	– 9	7,1	– 20	5,1	3 717
25	Ужгород	– 6	6	– 18	4,3	2 864
26	Умань	– 9	7,1	– 20	5,7	3 598
27	Харків	– 11	6,7	– 23	6,1	3 759
28	Херсон	– 7	9,9	– 19	8	3 048
29	Хмельницький	– 9	5,7	– 21	5,7	3 678
30	Черкаси	– 9	1	– 21	1	3 613
31	Чернівці	– 9	5,4	– 23	5,4	3 413
32	Чернігів	– 10	4,2	– 20	3,8	3 908
33	Ялта	1	9	– 6	8,7	1 852

Таблиця Б.2 – Кліматологічні дані міст України

Ч. ч.	Місто	Середня темпе- ратура опалю- валь- ного періоду, °С	Трива- лість опалю- валь- ного періоду, днів	Тривалість спостереження температур зовнішнього повітря, год, в інтервалах температур, °С									
				-34,9 ÷ -30	-29,9 ÷ -25	-24,9 ÷ -20	-19,9 ÷ -15	-14,9 ÷ -10	-9,9 ÷ -5	-4,9 ÷ 0	+0,1 ÷ +5	+5,1 ÷ +8	Всього годин
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Бердянськ	0,8	165	0	9	34	120	222	431	1 087	1 426	631	3 960
2	Вінниця	-0,2	182	1	10	38	121	308	618	1 180	1 438	655	4 369
3	Джанкой	2,1	158	0	0	0	0	7	77	451	1 760	1 497	3 792
4	Дніпро	-0,2	172	0	9	36	125	231	449	1 132	1 488	658	4 128
5	Донецьк	-0,5	176	0	10	42	176	383	702	1 097	1 169	644	4 223
6	Євпаторія	3	147	0	0	0	0	6	72	420	1 638	1 392	3 528
7	Житомир	-0,2	184	0	5	21	99	296	590	1 185	1 489	730	4 415
8	Запоріжжя	0,6	166	0	9	35	120	223	433	1 093	1 436	635	3 984
9	Івано- Франківськ	0,4	179	0	10	38	130	240	468	1 179	1 548	683	4 296
10	Ізмаїл	2	151	0	0	4	15	87	321	840	1 392	965	3 624
11	Керч	4,5	151	0	0	2	10	76	280	855	1 382	1 019	3 624
12	Київ	-0,1	176	1	4	29	122	316	590	1 153	1 393	616	4 224
13	Кропивницький	-0,3	175	0	9	37	127	235	457	1 153	1 514	669	4 201
14	Луганськ	-0,4	172	1	7	51	154	365	635	992	1 280	643	4 128
15	Луцьк	0,3	180	0	5	20	96	290	578	1 161	1 456	714	4 320
16	Львів	0,4	179	0	0	2	19	58	429	1 060	1 666	1 062	4 296
17	Маріуполь	0,3	169	0	5	34	126	291	573	1 151	1 214	661	4 055
18	Миколаїв	1,1	161	0	0	7	53	221	449	1 025	1 472	638	3 865
19	Одеса	2	158	0	0	5	21	128	382	934	1 705	617	3 792
20	Полтава	-0,8	178	5	8	43	153	372	688	1 165	1 074	764	4 272
21	Рівне	0,1	182	0	5	21	97	293	584	1 173	1 473	722	4 368
22	Сімферополь	2,6	154	0	0	3	15	85	332	825	1 329	1 107	3 696
23	Суми	-1,4	187	1	10	38	125	316	635	1 211	1 479	673	4 488
24	Тернопіль	-0,2	184	1	10	38	122	312	624	1 192	1 455	663	4 417
25	Ужгород	1,4	154	0	0	2	17	52	384	874	1 411	956	3 696
26	Умань	-0,1	179	1	10	37	125	272	540	1 169	1 479	664	4 297
27	Харків	-1,0	179	0	9	44	179	389	714	1 117	1 189	655	4 296
28	Херсон	1,3	163	0	0	7	35	159	423	864	1 518	907	3 913
29	Хмельницький	-0,1	183	1	10	38	121	309	619	1 183	1 445	667	4 393
30	Черкаси	-0,3	178	1	9	37	119	301	605	1 154	1 406	640	4 272
31	Чернівці	0,5	175	0	10	37	127	235	458	1 153	1 513	668	4 201
32	Чернігів	-0,9	187	1	10	38	124	317	634	1 212	1 478	673	4 487
33	Ялта	5,3	126	0	0	0	0	5	61	360	1 404	1 194	3 024



Рисунок Б.1 – Карта-схема температурних зон України

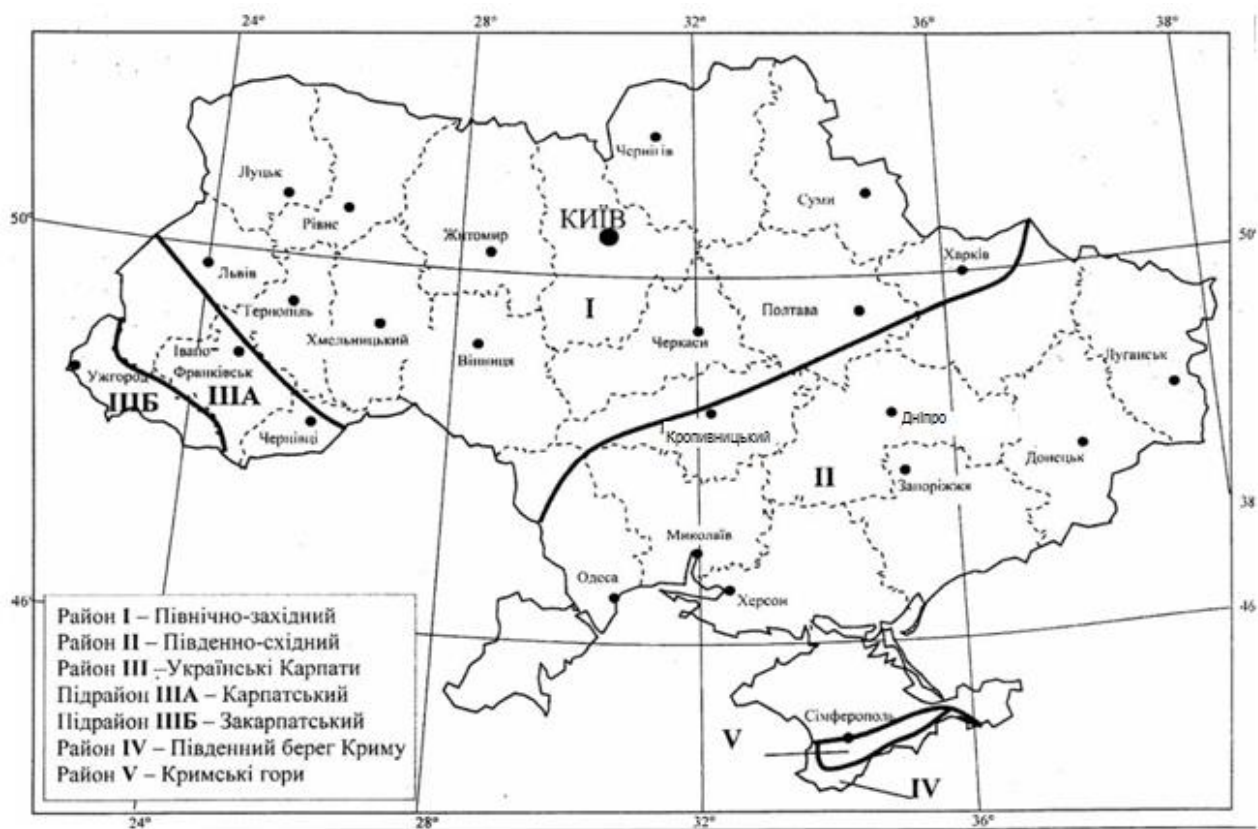


Рисунок Б.2 – Архітектурно-будівельне кліматичне районування території України

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$

Номер поз.	Вид огорожувальної конструкції	Значення $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, для температурної зони	
		I	II
1	Зовнішні стіни	3,3	2,8
2	Суміщені покриття	5,35	4,9
3	Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	4,95	4,5
4	Перекриття над проїздами та неопалювальними підвалами	3,75	3,3
5	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,75	0,6
6	Вхідні двері в багатоквартирні житлові будинки та в громадські будинки	0,44	0,39
7	Вхідні двері в малоповерхові будинки та в квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,6	0,54

Таблиця В.2 – Коефіцієнт зменшення n для розрахунку тепловтрат

Огорожувальні конструкції	Коефіцієнт
1. Зовнішні стіни і покриття, перекриття горищні (з покрівлею зі штучних матеріалів) і над проїздами	1
2. Перекриття над холодними підвалами, що сполучаються з зовнішнім повітрям, перекриття горищні (з покрівлею з рулонних матеріалів)	0,9
3. Перекриття над неопалювальними підвалами зі світловими прорізами в стінах	0,75
4. Перекриття над неопалювальними підвалами без світлових прорізів у стінах, розташованих вище рівня землі	0,6
5. Перекриття над неопалювальними технічними підвалами, розташованими нижче рівня землі	0,4

ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Розрахункові температури й повітрообмін у допоміжних будинках промислових підприємств

Приміщення	Темпе- ратура, °С	Кратність повітрообміну k_v , 1/год	
		витяжка	приплив
Вестибюлі	16	–	2
Гардеробні вуличного й робочого одягу	18	1	–
Гардеробні душових	23	–	5
Душові (на душову сітку)	25	(75)	–
Умивальні	16	1	–
Убиральні:			
– на 1 унітаз	14	(50)	–
– на 1 пісуар	14	(25)	–
Курильні	14	10	–
Приміщення особистої гігієни жінок	23	2	2
Приміщення годівлі грудних дітей	23	2	–
Приміщення для відпочинку (не менше 30 м³/год на людину)	20	4	5
Те саме з охолоджувальними пристроями (не менше 40 м³/год на людину)	20	6	7
Приміщення для обігрівання працівників	2–24	5	5
Приміщення для сушіння, знепилювання або хімічного чищення робочого одягу	16–18	3 розрахунку	
Приміщення ремонту робочого одягу	20	1	–
Приміщення ремонту взуття	20	3	–
Фотарії	25	3 розрахунку	
Приміщення управлінь і громадських організацій	18	1,5	–
Конструкторські бюро, бібліотеки	20	2	–
Зали нарад або зборів:			
– місткістю до 100 осіб	16	3	3
– місткістю більше 100 осіб (на 1 особу)	16		(40)
Архіви	18	1	–
Світлокопіювальні майстерні	16	3	2
Радіовузли й телефонні станції	18	3	3
Зал, роздавальна, буфет	16	3 розрахунку, але не менше	
		3	2
Комори й склади:			
з постійним перебуванням людей	16	2	–
з короткочасним перебуванням людей	10	1	–

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Нормативні максимальні теплові витрати житлових і громадських будинків ($E_{\max}$)

Ч. ч.	Призначення будинку	Значення $E_{\max}$, кВт · год/м ² [кВт · год/м ³], для температурної зони України	
		I	II
1	Житлові будинки поверховістю:		
	від 1 до 3,	$470 \times F_h^{-1/4}$	$400 \times F_h^{-1/4}$
	від 4 до 9,	55	48
	від 10 до 16,	48	42
	від 17 до 24,	43	38
	понад 25	40	35
2	Громадські будинки та споруди, окрім груп будинків за рядками 3...6 поверховістю:		
	від 1 до 3,	$[230 \times V_h^{-1/4}]$	$[200 \times V_h^{-1/4}]$
	від 4 до 9,	[15]	[13]
	від 10 до 16,	[14]	[12]
	від 17 до 24,	[13]	[11]
	понад 25	[12]	[11]
3	Будинки та споруди навчальних закладів	[31]	[28]
4	Будинки та споруди дошкільних навчальних закладів	[36]	[33]
5	Заклади охорони здоров'я	[47]	[42]
6	Підприємства торгівлі	[15]	[12]
7	Готелі	51	44
Примітка. F_h – опалювальна площа житлового будинку, м ² ; V_h – опалювальний об'єм громадського будинку або споруди, м ³ .			

ДОДАТОК Е

Таблиця Е.1 – Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води в житлових будинках, л/добу, на одного мешканця

Житлові будинки	Кліматичні райони			
	I		II, III, IV та V	
	Витрата води			
	загаль- на Q_T^{tot}	зокрема гаряча Q_T^h	загаль- на Q_T^{tot}	зокрема гаряча Q_T^h
З водопроводом і каналізацією без ванн	100	40	110	45
Те саме з газопостачанням	120	48	135	55
З водопроводом, каналізацією і ваннами з водопідігрівачами, які працюють на твердому паливі	150	60	170	70
Те саме з газовими водонагрівачами	210	85	235	95
З централізованим гарячим водопостачанням і сидячими ваннами	230	95	260	105
Те саме з ваннами завдовжки більш ніж 1 500 мм	250	100	285	115
Примітка. Кліматичні райони визначають за рисунком Б.2 (дод. Б)				

Таблиця Е.2 – Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води, деяких споживачів

Ч. ч.	Споживачі	Одиниця виміру	Розрахункові (питомі) середні за рік добові витрати води, л/добу на одиницю виміру		Підвищувальний коефіцієнт для III, IV кліматичних районів k_r	Тривалість водорозбору T_{ex} , год/доба
			загальна Q_T^{tot}	у т.ч. гарячої Q_T^h		
1	2	3	4	5	6	7
1	Навчальні заклади (спеціальні, санаторні), будинки дитини, дошкільні дитячі будинки, спеціальні та санаторні школи-інтернати – із <i>денним</i> перебуванням дітей: – з їдальнями на напівфабрикатах;	1 дитина	40	20	1,1	10

Продовження таблиці Е.2

1	2	3	4	5	6	7
	– з їдальнями, які працюють на сировині, і пральнями;	1 дитина	80	30	1,1	10
	– із цілодобовим перебуванням дітей: – з їдальнями на напівфабрикатах;	Те саме	60	30	1,15	24
	– з їдальнями, які працюють на сировині, і пральнями	»	120	40	1,15	24
2	Навчально-освітні та спеціалізовані школи, професійно-навчальні заклади, заклади вищої освіти, інститути підвищення кваліфікації тощо з душовими при гімнастичних залах і їдальнями, які працюють на напівфабрикатах	1 учень (студент і 1 викладач)	20	8	1,1	8
3	Науково-дослідні інститути, проєктні та конструкторські організації, установи органів управління та громадських організацій, бібліотеки та музеї, вокзали всіх видів транспорту тощо	1 працівник	16	6	1,2	8

Таблиця Е.3 – Укрупнений показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину q_h

Середня за опалювальний період норма витрати води за температури 55 °С на гаряче водопостачання на добу на одну людину, що проживає в будинку з гарячим водопостачанням, л	Питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину q_h , Вт, що проживає в будинку		
	з гарячим водопостачанням	з гарячим водопостачанням з урахуванням споживання в громадських будинках	без гарячого водопостачання з урахуванням споживання в громадських будинках
85	247	320	73
90	259	332	73
105	305	376	73
115	334	407	73

ДОДАТОК Ж

Таблиця Ж.1 – Теплофізичні властивості водяної пари та води на лінії насичення

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Абсолютний тиск P , МПа	Густина пари ρ'' , кг/м^3	Ентальпія пари i'' , кДж/кг	Теплота пароутворення r , кДж/кг	Ентальпія води i' , кДж/кг	Густина води ρ' , кг/м^3
100	0,101 3	0,598	2 675,6	2 256,5	419,1	958,4
105	0,120 9	0,705	2 683,4	2 243,2	440,21	954,71
110	0,143 4	0,826 9	2 691,1	2 229,7	461,36	950,95
115	0,169 2	0,965 3	2 698,6	2 216,0	482,55	947,09
120	0,198 7	1,121	2 706,5	2 202,8	503,7	943,1
125	0,232 2	1,298 5	2 713,1	2 188,0	525,06	939,02
130	0,270 3	1,496	2 720,7	2 174,3	546,4	934,8
135	0,313 2	1,718 8	2 726,9	2 159,1	567,77	930,54
140	0,361 5	1,966	2 734,1	2 145,0	589,1	926,1
145	0,415 6	2,242 1	2 739,8	2 129,1	610,69	921,63
150	0,476 1	2,547	2 746,7	2 114,4	632,3	917,0
155	0,543 4	2,886	2 751,8	2 097,9	653,88	912,28
160	0,618 1	3,258	2 758,0	2 082,5	675,58	907,4
165	0,700 8	3,670 2	2 762,8	2 065,4	697,35	902,51
170	0,792 1	4,122	2 767,9	2 046,7	719,21	897,3
175	0,892 4	4,616 7	2 772,7	2 031,6	741,15	892,29
180	1,002 6	5,157	2 777,2	2 014,0	763,19	886,9
185	1,123 3	5,749 8	2 781,4	1 996,1	785,32	881,61
190	1,255	6,394	2 785,3	1977,7	807,57	876,0
195	1,398 6	7,097	2 788,9	1 958,9	829,92	870,44
200	1,554 7	7,862	2 792,1	1 939,7	852,39	865,0
205	1,724	8,688 9	2 794,9	1 919,9	874,99	858,77
210	1,907 4	9,588	2 797,4	1 899,6	897,73	852,8
215	2,105 6	10,561	2 799,4	1 878,8	920,61	846,55
220	2,319 3	11,62	2 801,1	1 857,4	943,7	840,8
225	2,549 4	12,753	2 802,3	1 835,4	966,84	833,75
230	2,796 8	13,99	2 803,0	1 812,8	990,2	827,3
235	3,062 2	15,313	2 803,3	1 789,5	1 013,8	820,33
240	3,346 7	16,76	2 803,1	1 765,5	1 037,6	813,6
245	3,650 9	18,296	2 802,3	1 740,8	1 061,5	806,22
250	3,975 9	19,98	2 801,0	1 715,3	1 085,3	799,0

Таблиця Ж.2 – Питома густина та ентальпія перегрітої пари

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари													
	110 °C		120 °C		130 °C		140 °C		150 °C		160 °C		170 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,575	2 696,7	0,558	2 716,8	0,543	2 736,8	0,529	2 756,6	0,516	2 776,4	0,504	2 796,2	0,492	2 816,0
0,12	0,690	2 694,5	0,671	2 714,8	0,653	2 734,9	0,636	2 755,0	0,621	2 775,0	0,606	2 794,9	0,592	2 814,7
0,14	0,807	2 692,2	0,784	2 712,8	0,764	2 733,2	0,744	2 753,4	0,726	2 773,5	0,708	2 793,6	0,691	2 813,6
0,16			0,899	2 710,6	0,875	2 731,3	0,852	2 751,8	0,831	2 772,0	0,810	2 792,0	0,791	2 812,3
0,18			1,014	2 708,6	0,986	2 729,5	0,961	2 750,1	0,973	2 770,6	0,913	2 790,9	0,891	2 811,1
0,20					1,098	2 727,6	1,069	2 748,4	1,073	2 769,0	1,016	2 789,5	0,992	2 809,9
0,22					1,211	2 725,6	1,179	2 746,7	1,150	2 767,5	1,121	2 788,1	1,092	2 808,6
0,24					1,324	2 723,7	1,288	2 744,9	1,255	2 765,9	1,223	2 786,7	1,193	2 807,3
0,26					1,438	2 721,7	1,399	2 743,2	1,362	2 764,4	1,327	2 785,3	1,295	2 806,1
0,28							1,509	2 741,4	1,470	2 762,8	1,432	2 783,9	1,396	2 804,8
0,30							1,616	2 739,6	1,577	2 761,2	1,537	2 782,5	1,498	2 803,5
0,40									2,124	2 752,9	2,067	2 775,1	2,013	2 796,9
0,50											2,605	2 767,3	2,537	2 789,9
0,60											3,159	2 759,2	3,019	2 782,7
0,70													3,613	2 775,2
0,80														
0,90														
1,0														
1,1														
1,2														
1,3														
1,4														

Продовження таблиці Ж.2

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари													
	180 °C		190 °C		200 °C		210 °C		220 °C		230 °C		240 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,481	2 835,7	0,471	2 855,4	0,460	2 875,2	0,451	2 894,9	0,441	2 914,7	0,432	2 934,3	0,424	2 954,3
0,12	0,578	2 834,6	0,565	2 854,4	0,553	2 874,2	0,541	2 894,0	0,529	2 913,8	0,519	2 933,7	0,509	2 953,6
0,14	0,676	2 833,5	0,660	2 853,7	0,646	2 873,3	0,632	2 893,1	0,619	2 913,0	0,606	2 932,9	0,594	2 952,9
0,16	0,773	2 832,4	0,755	2 852,4	0,740	2 872,4	0,723	2 892,3	0,708	2 912,2	0,693	2 932,2	0,679	2 952,2
0,18	0,871	2 831,3	0,851	2 851,4	0,832	2 871,4	0,814	2 891,4	0,797	2 911,4	0,781	2 931,4	0,765	2 951,5
0,20	0,969	2 830,1	0,947	2 850,3	0,926	2 870,5	0,906	2 890,5	0,887	2 910,6	0,868	2 930,7	0,851	2 950,8
0,22	1,067	2 829,0	1,042	2 849,3	1,020	2 869,5	0,997	2 889,6	0,977	2 909,8	0,956	2 929,9	0,936	2 950,0
0,24	1,165	2 827,8	1,138	2 848,2	1,113	2 868,5	1,089	2 888,7	1,066	2 909,0	1,044	2 929,2	1,023	2 949,3
0,26	1,264	2 826,7	1,235	2 847,2	1,207	2 867,6	1,181	2 887,8	1,156	2 908,1	1,158	2 928,4	1,109	2 948,6
0,28	1,363	2 825,5	1,331	2 846,1	1,301	2 866,6	1,273	2 886,9	1,246	2 907,3	1,210	2 927,6	1,195	2 947,9
0,30	1,462	2 824,3	1,428	2 845,5	1,396	2 865,8	1,365	2 886,1	1,335	2 906,5	1,308	2 926,9	1,281	2 947,2
0,40	1,963	2 818,5	1,916	2 839,6	1,872	2 860,6	1,829	2 881,5	1,790	2 902,2	1,751	2 922,9	1,715	2 943,5
0,50	2,471	2 812,9	2,411	2 833,6	2,353	2 855,5	2,299	2 876,8	2,248	2 897,9	2,198	2 918,9	2,152	2 939,9
0,60	2,987	2 805,6	2,912	2 828,1	2,840	2 850,2	2,774	2 872,0	2,710	2 893,6	2,649	2 914,9	2,593	2 936,1
0,70	3,513	2 798,9	3,419	2 822,1	3,334	2 844,8	3,253	2 867,1	3,178	2 889,1	3,105	2 910,6	3,038	2 932,3
0,80	4,044	2 792,0	3,937	2 815,5	3,833	2 839,2	3,738	2 862,0	3,651	2 884,5	3,565	2 906,6	3,485	2 928,4
0,90	4,587	2 784,8	4,460	2809,5	4,340	2 833,5	4,230	2 856,9	4,127	2 879,8	4,031	2 702,3	3,939	2 924,5
1,0	5,131	2 777,3	4,995	2 802,9	4,857	2 827,5	4,728	2 851,5	4,610	2 874,9	4,498	2 897,9	4,396	2 920,5
1,1			5,537	2 796,0	5,379	2 821,5	5,233	2 846,1	5,097	2 870,0	4,473	2 893,4	4,857	2 916,4
1,2			6,090	2 788,9	5,910	2 815,2	5,744	2 840,5	5,593	2 865,0	5,453	2 888,9	5,321	2 912,2
1,3					6,447	2 808,6	6,262	2 834,8	6,091	2 859,5	5,938	2 884,2	5,790	2 908,0
1,4					6,998	2 802,1	6,789	2 828,9	6,601	2 854,5	6,427	2 879,5	6,265	2 903,7

Продовження таблиці Ж.2

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари													
	250 °С		260 °С		270 °С		280 °С		300 °С		320 °С		340 °С	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,416	2 974,2	0,408	2 994,1	0,400	3 014,0	0,393	3 034,0	0,379	3 074,1	0,366	3 114,4	0,354	3 155,1
0,12	0,499	2 973,5	0,489	2 993,4	0,481	3 013,4	0,472	3 033,4	0,458	3 073,6	0,439	3 113,9	0,421	3 154,5
0,14	0,583	2 972,8	0,571	2 992,8	0,561	3 012,8	0,551	3 032,9	0,531	3 073,1	0,519	3 113,5	0,496	3 154,1
0,16	0,666	2 972,2	0,654	2 992,2	0,641	3 012,2	0,629	3 032,3	0,607	3 072,6	0,578	3 113,1	0,567	3 153,7
0,18	0,750	2 971,5	0,736	2 991,6	0,722	3 011,7	0,709	3 031,8	0,684	3 072,1	0,660	3 112,6	0,638	3 153,3
0,20	0,834	2 970,8	0,818	2 990,9	0,803	3 011,1	0,788	3 031,2	0,759	3 071,6	0,734	3 112,2	0,709	3 152,9
0,22	0,918	2 970,2	0,901	2 990,3	0,883	3 010,5	0,867	3 030,8	0,836	3 071,1	0,818	3 111,8	0,781	3 152,5
0,24	1,002	2 969,5	0,983	2 989,7	0,964	3 009,0	0,947	3 030,1	0,912	3 070,6	0,882	3 118,3	0,852	3 152,1
0,26	1,087	2 968,8	1,065	2 989,1	1,045	3 009,3	1,026	3 029,6	0,989	3 070,1	0,955	3 110,8	0,923	3 151,7
0,28	1,171	2 968,2	1,148	2 988,4	1,127	3 008,7	1,105	3 029,0	1,066	3 069,7	1,029	3 110,4	0,995	3 151,5
0,30	1,255	2 967,5	1,231	2 987,8	1,208	3 008,1	1,185	3 028,5	1,142	3 069,2	1,103	3 110,0	1,066	3 150,9
0,40	1,680	2 964,1	1,647	2 984,6	1,615	3 005,2	1,588	3 025,7	1,527	3 066,7	1,474	3 107,7	1,424	3 148,9
0,50	2,108	2 960,7	2,066	2 981,4	2,025	3 002,1	1,986	3 022,8	1,911	3 064,2	1,846	3 105,5	1,784	3 146,8
0,60	2,539	2 957,2	2,487	2 978,2	2,438	2 999,1	2,391	3 020,4	2,302	3 061,7	2,220	3 103,2	2,145	3 144,8
0,70	2,974	2 953,7	2,912	2 974,9	2,853	2 996,1	2,797	3 017,2	2,693	3 059,1	2,596	3 100,9	2,507	3 142,7
0,80	3,411	2 950,1	3,339	2 971,6	3,271	2 993,0	3,206	3 014,2	3,085	3 056,5	2,974	3 098,7	2,870	3 140,7
0,90	3,852	2 946,5	3,771	2 968,2	3,693	2 989,8	3,618	3 011,3	3,479	3 054,0	3,352	3 096,3	3,235	3 138,6
1,0	4,298	2 942,8	4,205	2 964,8	4,117	2 986,7	4,032	3 008,3	3,876	3 051,3	3,734	3 094,0	3,602	3 136,5
1,1	4,746	2 939,0	4,643	2 961,3	4,543	2 983,4	4,450	3 005,3	4,275	3 048,7	4,179	3 091,6	3,979	3 134,4
1,2	5,198	2 935,2	5,081	2 957,8	4,973	2 980,2	4,869	3 002,3	4,677	3 046,0	4,500	3 089,3	4,340	3 132,2
1,3	5,656	2 931,3	5,528	2 954,2	5,405	2 976,8	5,291	2 999,2	5,081	3 043,4	4,888	3 086,9	4,710	3 130,1
1,4	6,116	2 927,4	5,971	2 950,6	5,841	2 973,5	5,718	2 996,1	5,485	3 040,7	5,277	3 084,5	5,083	3 128,0

Закінчення таблиці Ж.2

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари											
	360 °C		380 °C		400 °C		420 °C		440 °C		460 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,343	3 195,7	0,332	3 236,7	0,322	3 278,0	0,312	3 319,5	0,304	3 361,2	0,296	3 403,2
0,12	0,412	3 195,3	0,399	3 236,4	0,387	3 277,6	0,376	3 319,1	0,365	3 360,9	0,355	3 402,1
0,14	0,480	3 195,0	0,465	3 236,0	0,451	3 277,3	0,438	3 318,9	0,426	3 360,6	0,414	3 402,7
0,16	0,549	3 194,6	0,532	3 235,7	0,515	3 277,0	0,501	3 318,0	0,487	3 360,4	0,474	3 402,4
0,18	0,618	3 194,2	0,99	3 235,4	0,581	3 276,7	0,564	3 318,3	0,528	3 360,1	0,533	3 402,2
0,20	0,687	3 193,8	0,665	3 235,0	0,645	3 276,4	0,627	3 318,0	0,609	3 359,8	0,592	3 401,9
0,22	0,756	3 193,5	0,732	3 234,7	0,711	3 276,1	0,689	3 317,7	0,670	3 359,6	0,651	3 401,7
0,24	0,824	3 193,1	0,799	3 234,4	0,770	3 275,8	0,752	3 317,4	0,731	3 359,3	0,711	3 401,4
0,26	0,894	3 192,8	0,860	3 234,0	0,839	3 275,5	0,816	3 317,2	0,792	3 359,1	0,770	3 401,2
0,28	0,962	3 192,4	0,932	3 233,7	0,905	3 275,2	0,878	3 316,9	0,853	3 358,8	0,830	3 400,9
0,30	1,031	3 192,0	1,00	3 233,4	0,969	3 274,9	0,942	3 316,6	0,914	3 358,5	0,889	3 400,7
0,40	1,378	3 190,1	1,335	3 221,7	1,294	3 273,3	1,256	3 315,2	1,221	3 357,2	1,187	3 399,5
0,50	1,725	3 188,3	1,671	3 230,0	1,620	3 271,8	1,572	3 313,7	1,527	3 355,9	1,485	3 398,2
0,60	2,074	3 186,4	2,008	3 228,4	1,947	3 270,3	1,889	3 312,4	1,835	3 354,6	1,783	3 397,1
0,70	2,424	3 184,6	2,346	3 226,6	2,271	3 268,7	2,207	3 310,9	2,143	3 353,3	2,083	3 395,8
0,80	2,775	3 182,7	2,686	3 225,0	2,603	3 267,2	2,525	3 309,5	2,452	3 352,0	2,383	3 394,6
0,90	3,127	3 180,8	3,027	3 223,2	2,932	3 265,6	2,843	3 308,1	2,761	3 350,6	2,683	3 394,4
1,0	3,481	3 178,9	3,367	3 221,5	3,262	3 264,0	3,164	3 306,6	3,071	3 349,3	2,984	3 392,1
1,1	3,836	3 177,0	3,709	3 219,8	3,593	3 262,3	3,484	3 305,8	3,382	3 347,9	3,285	3 390,9
1,2	4,191	3 175,1	4,054	3 219,1	3,925	3 260,9	3,805	3 303,7	3,693	3 346,6	3,588	3 389,6
1,3	4,548	3 173,2	4,398	3 216,3	4,261	3 259,3	4,127	3 302,3	4,005	3 345,3	3,891	3 388,4
1,4	4,908	3 171,2	4,744	3 214,6	4,591	3 257,7	4,450	3 300,8	4,138	3 343,9	4,195	3 387,1

ДОДАТОК И

Таблиця И.1 – Технічні характеристики перетворювача витрат Sharky-775

Номінальний діаметр, мм	Д, мм	15	15	20	20	20	25	25	32	32	40	50	65	80	100
Номінальна витрата, м³/год	q _p	0,6	1,5	0,6	1,5	2,5	3,5	6,0	3,5	6,0	10,0	15,0	25,0	40,0	60,0
Мінімальна витрата, л/год	q _i	6	6	6	6	10	24	35	24	35	40³/100	60³/150	100³/250	160	240³/600
Максимальна витрата, м³/год	q _s	1,2	3,0	1,2	3,0	5,0	7,0	12,0	7,0	12,0	20	30	50	80	120
Монтажна довжина, мм	L	110	110	190	190	190	260	260	260	260	300	270	300	300	360
Робочий тиск, атм	PN	16	16	16	16	16	16	16	16	25	25	25	25	25	25
Втрати тиску при q _p , мбар.	ΔP	85	75	85	75	100	44	128	44	128	95	80	75	80	75

Таблиця И.2 – Технічні характеристики лічильника гарячої води JS Master+

Номінальний діаметр, мм	Д, мм	25	25	32	32	40
Безперервна (номінальна) витрата, м ³ /год	Q ₃	6,3	10	6,3	10	16
Мінімальна витрата, л/год	Q ₁	79	125	79	125	200
Максимальна витрата, м ³ /год	Q ₄	7,875	12,5	7,875	12,5	20
Середня (перехідна) витрата, л/год	Q ₂	126	200	126	200	320
Монтажна довжина, мм	L	260	260	260	260	300
Робочий тиск, атм	PN	16	16	16	16	16
Втрати тиску при Q ₃ , кПа	ΔP	63	63	63	63	63

Таблиця И.3 – Технічні характеристики лічильника гарячої води MWN-130 Nubis

Номінальний діаметр, мм	Д, мм	50	65	80	100	125
Безперервна (номінальна) витрата, м ³ /год	Q ₃	25	40	63	100	160
Мінімальна витрата, м ³ /год	Q ₁	0,625	1,0	1,575	2,5	4,0
Максимальна витрата, м ³ /год	Q ₄	31,25	50	78,75	125	200
Середня (перехідна) витрата, л/год	Q ₂	1,0	1,6	2,52	4,0	6,4
Монтажна довжина, мм	L	200	200	225	250	250
Робочий тиск, атм	PN	16	16	16	16	16
Втрати тиску при Q ₃ , кПа	ΔP	16	16	16	16	16

Таблиця И.4 – Технічні характеристики клапану регулятора теплового потоку VM-2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
15	Муфтове	0,25
		0,4
		0,63
		1,0
		1,6
		2,5
		4,0
20	Муфтове	4,0
		6,3
25	Муфтове	6,3
		8,0
32	Муфтове	10
40	Муфтове	16
50	Муфтове	25

Таблиця И.5 – Технічні характеристики клапану регулятора теплового потоку VB-2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
15	Фланцеве	0,25
		0,4
		0,63
		1,0
		1,6
		2,5
		4,0
20	Фланцеве	6,3
25	Фланцеве	10,0
32	Фланцеве	16
40	Фланцеве	25
50	Фланцеве	40

Таблиця І.6 – Технічні характеристики клапана регулятора теплового потоку VFM-2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
65	Фланцеве	63,0
80	Фланцеве	100,0
100	Фланцеве	160,0
125	Фланцеве	250,0
150	Фланцеве	400,0
200	Фланцеве	630,0
250	Фланцеве	900,0

Таблиця І.7 – Технічні характеристики клапану регулятора перепаду тиску AVR

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
15	Муфтове	1,0
		1,6
		2,5
		4,0
20	Муфтове	6,3
25	Муфтове	8,0
15	Фланцеве	4,0
20	Фланцеве	6,3
25	Фланцеве	8,0
32	Фланцеве	12,5
40	Фланцеве	16,0
50	Фланцеве	20,0

Таблиця І.8 – Технічні характеристики клапана регулятора перепаду тиску AFP/VFG2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
40	Фланцеве	20,0
50	Фланцеве	32,0
65	Фланцеве	50,0
80	Фланцеве	80,0
100	Фланцеве	125
125	Фланцеве	160
150	Фланцеве	280
200	Фланцеве	320
250	Фланцеве	400

ДОДАТОК К

Таблиця К.1 – Коефіцієнт α_1 для визначення сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів для парових, водяних і конденсатних мереж

Типи компенсаторів	Умовний прохід трубопро- воду D _y , мм	Значення коефіцієнта α ₁ для мереж	
		водяних та конденсат- них	парових
Транзитні теплові мережі (без відгалужень)			
Сальникові	До 1 400	0,2	0,2
П-подібні із гнутими відводами	До 300	0,3	0,5
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	200–350	0,5	0,7
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	400–500	0,7	0,9
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	600–1 400	1	1,2
Розгалужені теплові мережі			
Сальникові	До 400	0,3	0,4
Сальникові	450–1 400	0,4	0,5
П-подібні із гнутими відводами	До 150	0,3	0,5
П-подібні із гнутими відводами	165–200	0,4	0,6
П-подібні із гнутими відводами	250–300	0,6	0,8
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	175–250	0,6	0,8
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	300–350	0,8	1,0
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	400–500	0,9	1,0
П-подібні зі звареними відводами	600–1 400	1	1,2

ДОДАТОК Л

Таблиця Л.1 – Норми щільності теплового потоку у разі розташування на відкритому повітрі й кількості годин роботи в рік більше 5 000 [2]

Умовний прохід трубопроводу, мм	Середня температура теплоносія, °С												
	20	50	100	160	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Норми лінійної щільності теплового потоку, Вт/м												
15	4	10	20	30	42	55	68	83	99	115	133	152	172
20	5	11	22	34	47	60	75	91	108	127	147	167	188
25	5	13	25	37	52	66	82	99	117	137	158	180	203
40	7	15	29	44	59	77	95	115	136	158	182	206	232
50	7	17	31	47	64	82	102	123	145	168	193	219	246
65	9	19	36	54	72	93	114	137	162	187	214	243	272
80	10	21	39	58	77	99	122	147	172	200	228	258	279
100	11	24	43	64	85	109	134	160	187	216	247	278	311
125	12	27	49	70	93	122	149	178	208	240	273	308	344
150	14	30	54	77	102	134	164	194	226	260	296	333	372
200	18	37	65	93	122	159	194	228	266	305	345	387	431
250	21	43	75	106	138	179	215	254	294	337	381	426	474
300	25	49	84	118	155	198	239	280	324	370	418	467	518
350	28	55	93	131	170	218	261	306	353	403	454	507	561
400	30	61	102	142	185	236	282	330	380	433	487	543	601
450	33	65	109	152	197	252	301	351	404	460	516	575	638
500	36	71	119	166	211	271	322	376	431	491	550	612	678
600	42	82	136	188	240	306	363	422	483	548	614	684	754
700	48	92	151	209	264	337	399	463	529	599	672	745	820
800	53	103	167	213	292	371	438	507	579	654	733	811	892
900	59	113	184	253	319	405	477	551	628	709	793	877	962
1 000	65	124	201	275	346	438	516	595	677	763	853	930	1033
Криволінійні поверхні діаметром більше 1 020 мм і плоскі	Норми поверхневої щільності теплового потоку, Вт/м ²												
	19	35	54	70	85	105	120	135	150	165	180	194	209
Примітка. Проміжні значення норм щільності теплового потоку варто визначати інтерполяцією.													

Таблиця Л.2 – Норми щільності теплового потоку у разі розташування на відкритому повітрі й кількості годин роботи в рік 5 000 і менше [2]

Умовний прохід трубопро- воду, мм	Середня температура теплоносія, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Норми лінійної щільності теплового потоку, Вт/м												
15	5	11	22	34	46	59	74	90	106	124	143	163	185
20	6	13	25	38	52	66	82	99	118	138	158	180	203
25	6	15	28	42	57	73	90	108	127	149	171	195	219
40	8	18	33	49	66	86	105	126	149	173	199	225	253
50	9	19	36	53	71	91	113	135	159	184	212	240	269
65	10	23	41	61	81	104	127	152	178	207	237	268	299
80	11	25	45	66	87	112	137	163	191	221	253	285	319
100	13	28	50	73	97	123	150	178	208	241	275	309	345
125	15	32	56	81	107	139	168	200	233	269	306	344	383
150	18	35	63	89	118	153	185	219	256	294	332	372	415
200	22	44	77	109	142	184	221	262	303	346	391	438	486
250	26	51	88	125	161	207	248	293	336	385	434	485	538
300	30	59	101	140	181	231	278	324	374	426	479	534	591
350	35	66	112	155	200	255	305	355	409	466	523	582	643
400	38	73	122	170	217	276	331	386	442	502	563	626	691
450	41	80	132	182	233	298	353	412	471	535	599	665	734
500	45	88	143	197	251	322	379	442	506	573	641	711	783
600	53	100	165	225	288	365	432	499	570	644	719	796	876
700	60	114	184	250	319	404	475	550	626	707	788	871	956
800	67	128	205	278	353	447	526	605	688	775	863	953	1045
900	75	141	226	306	388	487	574	660	749	843	937	1034	1132
1000	83	155	247	333	421	531	622	715	810	911	1011	1114	1223
Криволіній- ні поверхні діаметром більше - 1020 мм і плоскі	Норми поверхневої щільності теплового потоку, Вт/м ²												
	25	44	71	88	108	133	152	165	190	209	227	245	265
Примітка. Див. примітку до таблиці Л.1.													

Таблиця Л.3 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі прокладки в непрохідних каналах й кількості годин роботи в рік 5 000 і менше, Вт/м

Умов- ний- прохід трубо- прово- ду, мм	Трубопровід					
	пода- валь- ний	зворо- тний	пода- валь- ний	зворо- тний	пода- валь- ний	зворо- тний
	Середньорічна температура теплоносія, °С					
	65	50	90	50	110	50
25	18	12	26	11	31	10
30	19	13	27	12	33	11
40	21	14	29	13	36	12
50	22	15	33	14	40	13
65	27	19	38	16	47	14
80	29	20	41	17	51	15
100	33	22	46	19	57	17
125	34	23	49	20	61	18
150	38	26	54	22	65	19
200	48	31	66	26	83	23
250	54	35	76	29	93	25
300	62	40	87	32	103	28
350	68	44	93	34	117	29
400	76	47	109	37	123	30
450	77	49	112	39	135	32
500	88	54	126	43	167	33
600	98	58	140	45	171	35
700	107	63	163	47	185	38
800	130	72	181	48	213	42
900	138	75	190	57	234	44
1000	152	78	199	59	249	49
1200	185	86	257	66	300	54
1400	204	90	284	69	322	58

Таблиця Л.4 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі прокладки в непрохідних каналах й кількості годин роботи в рік більше 5 000, Вт/м

Умов- ний прохід трубо- прово- ду, мм	Трубопровід					
	пода- валь- ний	зворо- тний	пода- валь- ний	зворо- тний	пода- валь- ний	зворо- тний
	Середньорічна температура теплоносія, °С					
	65	50	90	50	110	50
25	16	11	23	10	28	9
30	17	12	24	11	30	10
40	18	13	26	12	32	11
50	20	14	28	13	35	12
65	23	16	34	15	40	13
80	25	17	36	16	44	14
100	28	19	41	17	48	15
125	31	21	42	18	50	16
150	32	22	44	19	55	17
200	39	27	54	22	68	21
250	45	30	64	25	77	23
300	50	33	70	28	84	25
350	55	37	75	30	94	26
400	58	38	82	33	101	28
450	67	43	93	36	107	29
500	68	44	98	38	117	32
600	79	50	109	41	132	34
700	89	55	126	43	151	37
800	100	60	140	45	163	40
900	106	66	151	54	186	43
1000	117	71	158	57	192	47
1200	144	79	185	64	229	52
1400	152	82	210	68	252	56

Примітки до табл. Л.3 та Л.4:

1. Розрахункові середньорічні температури води у водяних теплових мережах 65, 90, 110 °С відповідають температурним графікам 95–70, 150–70, 180–70 °С.

2. Див. примітки до таблиці К.1

Таблиця Л.5 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі підземної безканальної прокладки й кількості годин роботи в рік 5 000 і менше, Вт/м

Умовний прохід трубопроводу, мм	Трубопроводи			
	подавальний	зворотний	подавальний	зворотний
	Середньорічна температура теплоносія, °С			
	65	60	90	50
25	36	27	48	26
50	44	34	60	32
65	50	38	67	36
80	51	39	69	37
100	55	42	74	40
125	61	46	81	44
150	69	52	91	49
200	77	59	101	54
250	83	63	111	59
300	91	69	122	64
350	101	75	133	69
400	108	80	140	73
450	116	86	151	78
500	123	91	163	83
600	140	103	186	94
700	156	112	203	100
800	169	122	226	109

Примітки до табл. Л.5 та Л.6:

1. Див. примітки до таблиці К.1
2. Розрахункові середньорічні температури води у водяних теплових мережах 65, 90 °С відповідають температурним графікам 95–70, 150–70 °С.

Таблиця Л.6 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі підземної безканальної прокладки й кількості годин роботи в рік більше 5 000, Вт/м

Умовний прохід трубопроводу, мм	Трубопроводи			
	подавальний	зворотний	подавальний	зворотний
	Середньорічна температура теплоносія, °С			
	65	60	90	60
25	33	25	44	24
50	40	31	54	29
65	45	34	60	33
80	46	35	61	34
100	49	38	65	35
125	53	41	72	39
150	60	46	80	43
200	66	50	89	48
250	72	55	96	51
300	79	59	105	56
350	86	65	113	60
400	91	68	121	63
450	97	72	129	67
500	105	78	138	72
600	117	87	156	80
700	126	93	170	86
800	140	102	186	93

3. У разі застосування як теплоізоляційний шар пінополіуретану (ППУ), фенольного поропласту ФЛ, полімербетону значення норм щільності варто визначати з урахуванням коефіцієнта K_2 , наведеного в таблиці Л.7.

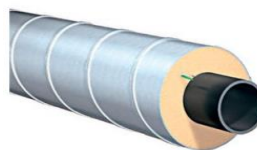
Таблиця Л.7 – Коефіцієнт K_2 , що враховує зміну норм щільності теплового потоку у разі застосування теплоізоляційного шару з пінополіуретану (ППУ), полімербетону, фенольного поропласту ФЛ

Матеріал теплоізоляцій ного шару	Умовний прохід трубопроводу, мм				Матеріал теплоізоляцій ного шару	Умовний прохід трубопроводу, мм			
	25–65	80–150	200–300	350–500		25–65	80–150	200–300	350–500
	Коефіцієнт K_2					Коефіцієнт K_2			
ППУ, ФЛ	0,5	0,6	0,7	0,8	Полімербетон	0,7	0,8	0,9	1,0

ДОДАТОК М



а



б

Рисунок М.1 – Попередньо ізольована сталева труба (ППУ):
а – для підземного прокладання; б – для надземного прокладання «Спіро»

Таблиця М.1 – Номенклатура попередньо ізольованих сталевих труб

d_3 / D_3 , мм	Сталева труба		Захисна оболонка	
	d_3 , мм	δ_{min} , мм	D_3 , мм	δ_{min} , мм
32/90	32	2,5	90	2,2
38/110	38		110	2,5
45/110	45			
57/125	57	3,5	125	3,0
76/140	76		140	
89/160	89		160	
108/200	108	4,0	200	3,2
114/200	114			
133/225	133		225	3,5
159/250	159	4,5	250	3,9
219/315	219	6,0	315	4,9
273/400	273	7,0	400	6,3
325/450	325	8,0	450	7,0
377/500	377	9,0	500	7,8
426/560	426	7,0	560	8,8
530/710	530		710	11,1

ДОДАТОК Н

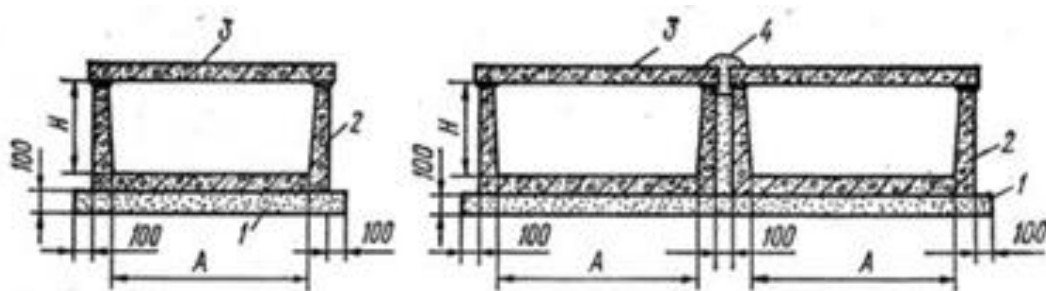


Рисунок Н.1 – Канали типу КЛ:

1 – піщана подушка; 2 – канал; 3 – плита перекриття; 4 – цементна заливка

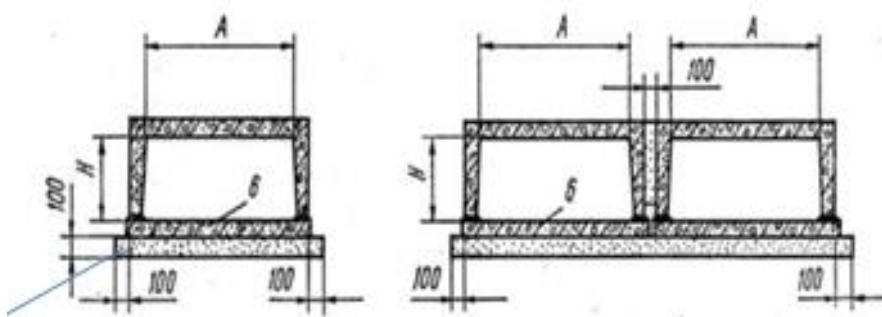


Рисунок Н.2 – Канали типу КЛп

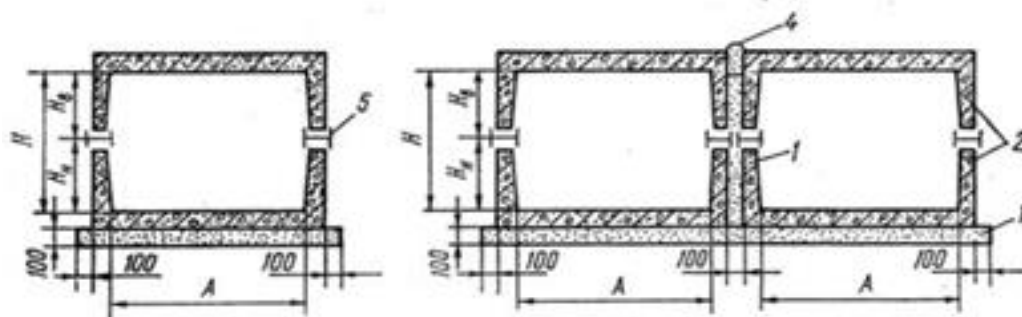


Рисунок Н.3 – Канали типу КЛс

Таблиця Н.1 – Збірні залізобетонні канали з лотків

Тип каналу	A, мм	H = H _н + H _в , мм				
КЛ, КЛп	300	300	—	—	—	—
	450		—	—	—	—
	600		450	600	—	—
	900	450	600	900	1 200	—
	1 200					—
	1 500					1 500
	1 800	600	900	1 200	1 500	—
	2 100					—
	2 400	900	1 200	1 500	—	—
	3 000				—	—
КЛс	900	900	1 200	—	—	—
	1 200			1 500	—	—
	1 500			—	—	—
	1 800	1 200	—	—	—	—
	2 100		—	—	—	—

ДОДАТОК П

Таблиця П.1 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для непрохідних каналів

Умовний прохід трубопроводів, мм	Відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводів на просвіт, мм, не менше			
	до стінки каналу	до поверхні теплоізоляційної конструкції суміжного трубопроводу	до перекриття каналу	до дна каналу
25–80	70	100	50	100
100–250	80	140	50	150
300–350	100	160	70	150
400	100	200	70	180
500–700	110	200	100	180
800	120	250	100	200
900–1400	120	250	100	300

Примітка. У разі реконструкції теплових мереж із використанням існуючих будівельних конструкцій допускається відхилення від розмірів, указаних у цій таблиці.

Таблиця П.2 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для тунелів, надземного прокладання та теплових пунктів

Умовний прохід трубопроводів, мм	Відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу на просвіт, мм, не менше				
	до стінки тунелю	до перекриття тунелю	до дна тунелю	до поверхні теплоізоляційної конструкції суміжного трубопроводу в тунелі, за надземного прокладання та в теплових пунктах	
				по вертикалі	по горизонталі
25–80	150	100	150	100	100
100–250	170	100	200	140	140
300–350	200	120	200	160	160
400	200	120	200	160	200
500–700	200	120	200	200	200
800	250	150	250	200	250
900	250	150	300	200	250
1 000–1 400	350	250	350	300	300

Примітка. У разі реконструкції теплових мереж із використанням існуючих будівельних конструкцій допускається відхилення від розмірів, указаних у цій таблиці.

Таблиця П.3 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для вузлів трубопроводів у тунелях, камерах, павільйонах

Найменування відстані	Відстань, мм, не менше
1	2
Від підлоги або перекриття до поверхні теплоізоляційних конструкцій трубопроводів (для переходу)	700
Бокові проходи для обслуговування арматури та сальникових компенсаторів (від стінки до фланця арматури або до компенсатора) за діаметрів труб, мм:	700
до 500	600
від 600 до 900	700
від 1 000 і більше	1 000
Від стінки до фланця корпусу сальникового компенсатора (з боку патрубка) за діаметрів труб, мм:	
до 500	600 (уздовж осі труби)
600 і більше	800 (уздовж осі труби)
Від підлоги або перекриття до фланця арматури або до осі болтів сальникових ущільнювачів	400
Те саме до поверхні теплоізоляційної конструкції відгалужень труб	300
Від висунутого шпінделя засувки (або штурвала) до стіни або перекриття	200
Для труб діаметром 600 мм і більше між стінками суміжних труб з боку сальникового компенсатора	500
Від стінки або від фланця засувки до штуцерів для випускання води або повітря	100
Від фланця засувки на відгалуженні до поверхні теплоізоляційних конструкцій основних труб	100
Між теплоізоляційними конструкціями суміжних сильфонових компенсаторів за діаметрів компенсаторів, мм:	
до 500	100
600 і більше	150

ДОДАТОК Р

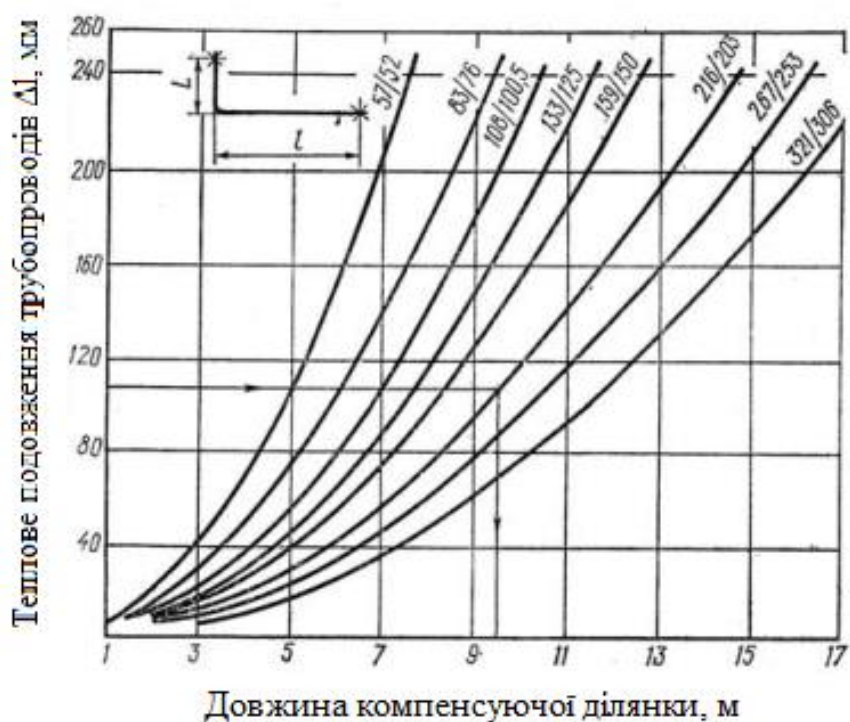


Рисунок Р.1 – Графік для підбору Г-подібних компенсаторів

Таблиця Р.1 – Компенсуюча здатність Δ , мм, П – подібних компенсаторів

Діаметр, мм	В/Н	Продовження, мм при «виліті», м			
		$8D_n$	$12D_n$	$16D_n$	$24D_n$
1	2	3	4	5	6
57	0,5	13	28	48	80
	1	18	37	65	108
	2	26	56	98	167
	4	42	94	164	282
108	0,5	31	61	104	200
	1	37	76	125	260
	2	50	104	176	372
	4	76	163	280	605
219	0,5	74	136	213	400
	1	85	158	252	490
	2	104	204	334	670
	4	148	293	494	1 030
325	0,5	117	207	316	585
	1	127	237	368	705
	2	155	296	472	940
	4	206	413	678	1 410

Продовження таблиці Р.1

1	2	3	4	5	6
426	0,5	150	272	417	780
	1	168	312	490	940
	2	204	392	610	1 265
	4	275	452	920	1 910
529	0,5	195	348	530	960
	1	215	392	610	1 114
	2	254	480	765	1 495
	4	332	660	1 080	2 200

Таблиця Р.2 – Значення корегувального коефіцієнта ε

Температура теплоносія, °С	Коефіцієнт ε	
	трубопровід у холодному стані	трубопровід у робочому стані
≤ 250	0,5	0,5
251–300	0,6	0,5
301–400	0,7	0,5
401–450	1,0	0,35

ДОДАТОК С

Таблиця С.1 – Відстані, м, між рухомими опорами для теплової мережі з параметрами $p = 1,6 \text{ МПа}$, $t = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Найменування	Умовний діаметр труби, D_y , мм											
	25	40	70	100	150	200	300	400	500	600	800	1 000
Прогін між рухомими опорами трубопроводів, м												
Прокладка на бетонних подушках	1,7	2,5	3	4	5	6	8	8,5	10	10	10	10
Прокладка надземна з П-подібними компенсаторами	2	2,5	3,5	5	7	9	12	14	14	15	16	20
Те саме з чепцевими компенсаторами	2	2,5	3,5	5	7	9	12	13	13	13	13	16
Відстань між нерухомими опорами трубопроводів, м												
З П-подібними компенсаторами	50	60	70	80	100	120	120	160	180	200	200	200
Із чепцевими компенсаторами	—	—	—	70	80	80	100	140	140	160	160	160

Примітка 1. Для відстаней між рухомими опорами за надземної прокладки й по стелажах необхідно вводити коефіцієнти: для ділянок перед гнучкими компенсаторами, перед поворотами й для кінцевих ділянок 0,8; для поворотів 0,67; для ділянок з кожного боку чепцевого компенсатора 0,5.

Примітка 2. Відстані між нерухомими опорами дані за розташування компенсаторів не ближче $1/3$ і не далі $2/3$ зазначених відстаней від нерухомих опор. Для ділянок самокомпенсації приймати відстані, рівні 0,6 від зазначених у таблиці.

Таблиця С.2 – Відстані, м, між нерухомими опорами трубопроводів із П-подібними (П) і чепцевими (Ч) компенсаторами

D_y , мм	Теплоносій					
	Вода		Пара			
	$p = 0,8 \div 1,6 \text{ МПа}$ $t = 100 \div 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$ $t = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$p = 1,3 \text{ МПа}$ $t = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	П	Ч	П	Ч	П	Ч
25	—		50		50	
32	50		50		50	
40–50	60	—	60	—	60	—
70	70		70		70	
80	80		80		80	
100	80	70	80	60	80	50
125	90	70	90	60	90	50
150	100	80	100	70	90	60
175	100	80	100	70	100	60
200	120	80	120	70	100	60
250	120	100	120	70	120	60
300	120	100	120	70	120	60
350	140	120	120	70	120	60
400	160	140	140	100	140	80

Примітка 1. Відстань між нерухомими опорами трубопроводів на ділянках самокомпенсації рекомендується приймати не більше 60 % від зазначених для П-подібних компенсаторів

Таблиця С.3 – Коефіцієнти тертя в опорах відповідно при переміщенні опори вздовж осі трубопроводу і під кутом до осі

Тип опор	Коефіцієнт тертя (сталь по сталі)	
	μ_x	μ_y
Ковзні	0,3	0,3
Коткові	0,1	0,3
Кулькові	0,1	0,1
Жорсткі підвіски	0,4	0,1
Примітка. При застосуванні фторопластових прокладок під ковзні опори коефіцієнт тертя варто приймати 0,1.		

ДОДАТОК Т

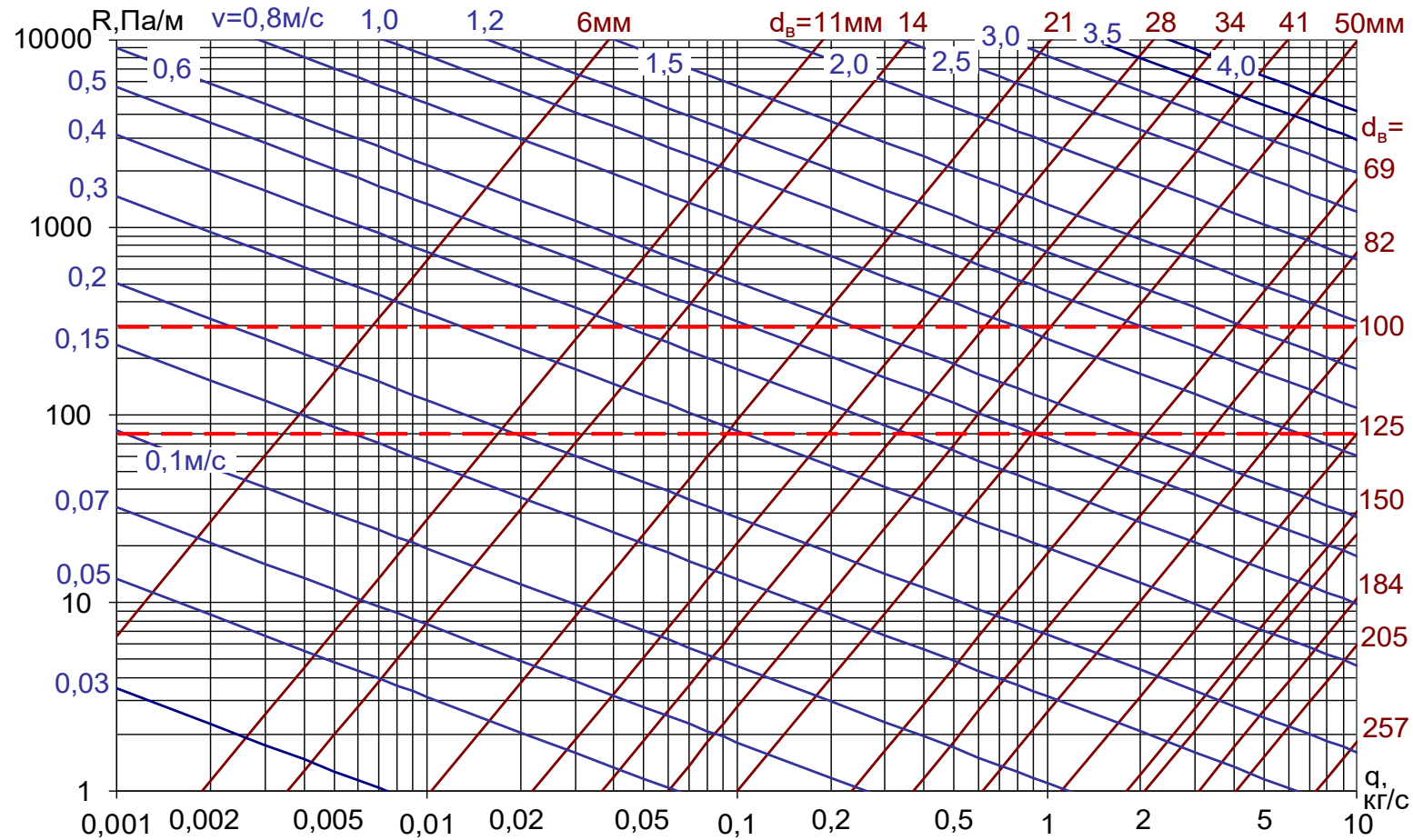


Рисунок Т.1 – Залежність R від q за малих значень витрат ($k_c = 0,5 \text{ мм}$; $T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho = 0,917 \text{ кг/м}^3$)

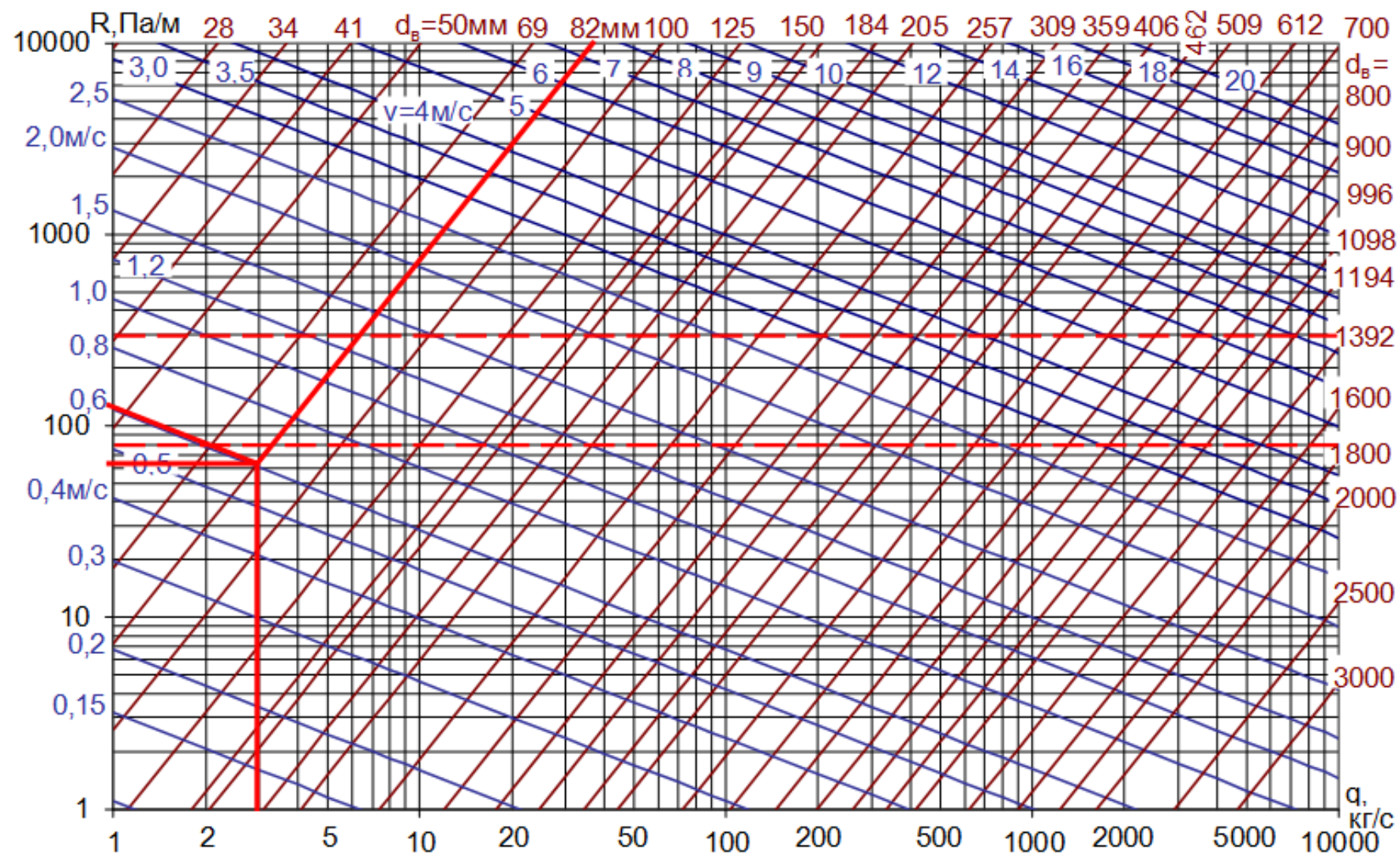


Рисунок Т.2 – Залежність R від q для води при великих значеннях витрат ($k_e = 0,5$ мм; $T = 150$ °С, $\rho = 917$ кг/м³)

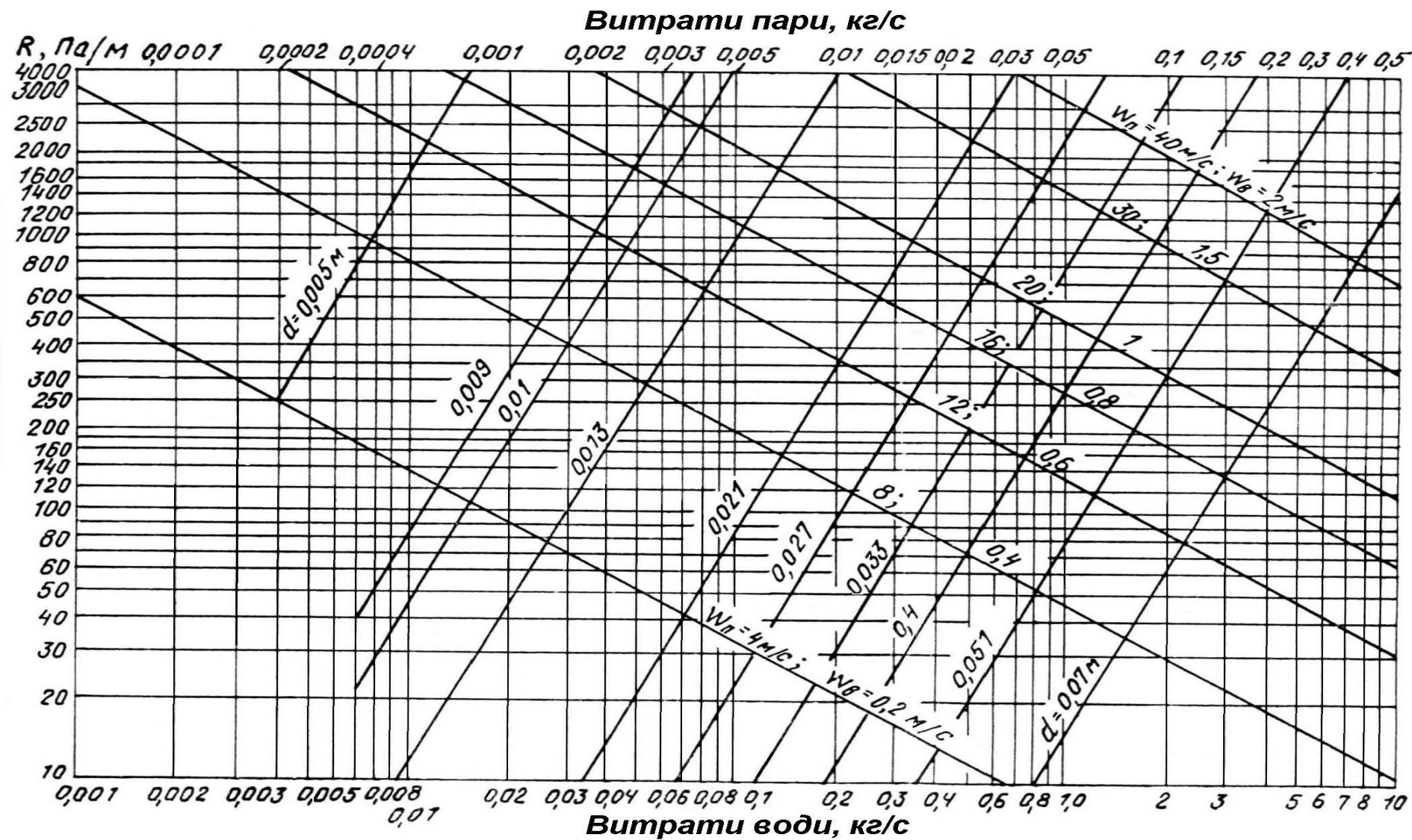


Рисунок Т.3 – Номограма для гідравлічного розрахунку трубопроводів за невеликих значень витрат

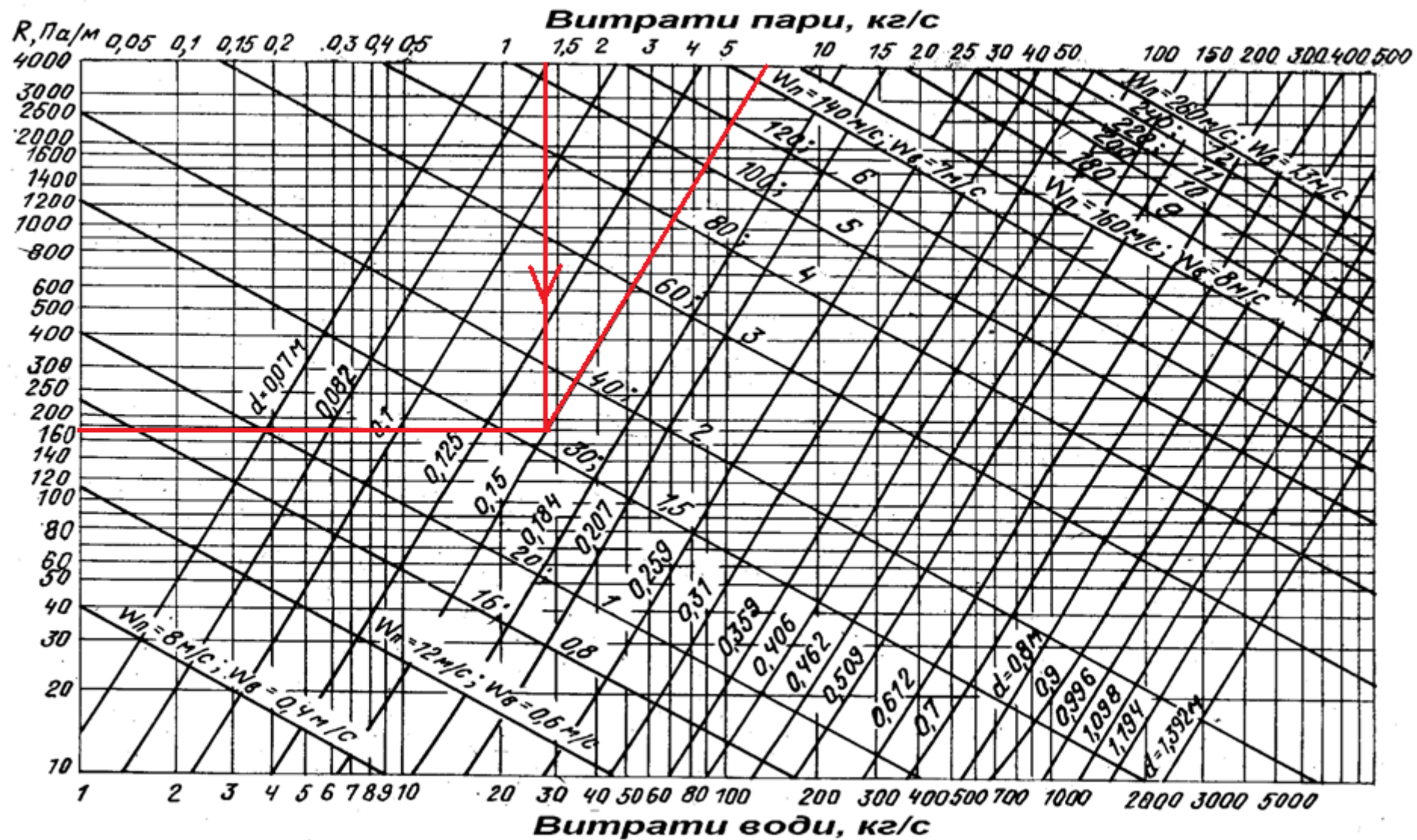


Рисунок Т.4 – Номограма для гідравлічного розрахунку трубопроводів за великих значень витрат

Електронне навчальне видання

Методичні рекомендації
до проведення практичних занять та організації самостійної роботи
з навчальної дисципліни

«СПЕЦІАЛЬНИЙ КУРС З ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ»

*(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм
навчання зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія,
галузі знань 19 – Архітектура та будівництво,
освітня програма «Цивільна інженерія»)*

Укладачі: **ТАРАДАЙ** Олександр Михайлович,
ГВОЗДЕЦЬКИЙ Олександр Вадимович,
ДЯЧЕНКО Сергій Володимирович

Відповідальний за випуск *О. В. Гвоздецький*
Редактор *О. В. Михаленко*
Комп'ютерне верстання *О. В. Гвоздецький*

План 2025, поз. 71М

Підп. до друку 26.02.2025. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 11,6.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Чорноглазівська (Маршала Бажанова), 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.