

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 621.1

ПОГОДЖЕНО
Директор ННІ енергетики,
автоматики і енергозбереження

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
В.о. завідувача кафедри
інженерії енергосистем

_____ /Каплун В.В./
(підпис)

_____ /Антипов Є.О./
(підпис)

«___» _____ 2024 р.

«___» _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: **«Розробка системи теплозабезпечення промислових районів ОТГ Дніпровської області»**

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код і назва)

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Горобець В.Г.
(ПІБ)

**Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи**

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Троханяк В.І.
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Хомич В.С.
(ПІБ)

КИЇВ – 2024

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри
інженерії енергосистем

К.Т.Н. ДОЦЕНТ _____ Антипов Є.О.
(ступінь, звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
СТУДЕНТУ**

Хомичу Валентину Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема магістерської роботи **«Розробка системи теплозабезпечення промислових районів ОТГ Дніпровської області»**

затверджена наказом ректора Національного університету біоресурсів і природокористування України від «19» грудня 2023 р. № 2334 С

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2024.11.15
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи _____

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООВОГО СПОЖИВАННЯ
2. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛІ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ
4. РОЗРАХУНОК ТРУБОП РОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖІВ НА МІЦНІСТЬ
5. РОЗРАХУНОК КОМПЕНСАТОРІВ
6. ВИБІР НАСОСІВ

Перелік графічного матеріалу: презентація виконана в програмному забезпеченні MS Power Point

Дата видачі завдання «19» грудня 2023 р.

Керівник магістерської роботи

_____ (підпис)

Троханяк В.І.

_____ (ПІБ)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

Хомич В.С.

_____ (ПІБ)

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО СПОЖИВАННЯ	7
1.1 Теплопостачання житлових районів міст та інших населених пунктів	8
1.1.1 Визначаємо теплоспоживання мікрорайону	11
1.1.2 Визначаємо теплоспоживання робочого селища.....	12
1.1.3 Теплоспоживання промислового підприємства.....	13
1.1.4 Середньогодинні навантаження по мікрорайону.....	14
1.1.5 Середньогодинні навантаження по робочому селищу.....	14
1.1.6 Середньогодинні навантаження з промпідприємства	14
1.2 Річні витрати теплоти для житлових та громадських будівель	15
1.2.1 Річні витрати теплоти для мікрорайону.....	16
1.2.2 Річні витрати теплоти для робочого селища	16
Тривалість роботи чергового опалення	19
1.3.2 Річна витрата теплоти промпідприємства на вентиляцію	19
1.3.3 Річна витрата теплоти промпідприємства на технологічні потреби	19
1.3.4 Річна витрата теплоти промпідприємства на технологічні потреби	19
1.4 Побудова графіків температур при центральному регулюванні систем теплопостачання за опалювальним навантаженням	20
1.5 Розрахунок скоригованого температурного графіка	23
1.6 Розрахунок та побудова графіків температур на вентиляцію.....	25
1.7 Розрахунок та побудова графіків сумарної витрати води	28

	4
РОЗДІЛ 2 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	32
2.1 Визначаємо витрати мережної води на кожній ділянці.....	32
2.2 Визначаємо еквівалентні довжини місцевих опорів.....	34
2.3 Загальні втрати тиску визначаються для кожної ділянки за формулою.....	35
2.4 Визначаємо втрати напору на окремих ділянках теплової мережі.....	36
РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛІ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ.....	39
3.1 Тепловий розрахунок надземної ділянки мережі.....	39
3.1.1 Розраховуємо ділянку СП.....	39
3.2 Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки АВ.....	41
3.3 Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки ВС.....	45
3.4 Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки СМ.....	49
3.5 Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки ВР.....	53
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ТРУБОП РОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖІВ НА МІЦНІСТЬ.....	56
4.1 Надземна ділянка СП.....	56
4.2 Підземна канална ділянка АВ.....	59
4.3 Підземна канална ділянка ВС.....	61
4.4 Підземна канална ділянка СМ = ВР.....	64
РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК КОМПЕНСАТОРІВ.....	67
5.1 Для ділянки СП.....	67

	5
5.2 Для ділянки АВ.....	70
5.3 Для ділянки ВС.....	73
5.4 Для ділянки РМ.....	76
РОЗДІЛ 6 ВИБІР НАСОСІВ	81
6.1 Вибираємо мережеві насоси.....	81
6.2 Вибираємо насоси, що підкачують.....	81
6.3 Вибираємо підживлювальні насоси.....	82
ВИСНОВКИ.....	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	84

ВСТУП

Магістерська кваліфікаційна робота викладена на 81 сторінці, таблиць 6, рисунків 8, кількість використаної літератури - 20 джерел.

Об'єктом дослідження є розроблення теплозабезпечення промислових районів.

Предмет дослідження – магістральні теплові мережі та трубопроводи системи.

Методи дослідження – теоретичні розрахунки теплових мереж, використання літературних джерел.

Теплові мережі класифікуються за типом теплоносія та його розрахунковими параметрами. Основними теплоносіями в таких мережах є гаряча вода та водяна пара. Більшість водяних теплових мереж виконуються двотрубними: одна труба використовується для транспортування гарячої води від теплогерела до систем тепловикористання, а інша — для повернення охолодженої води для повторного підігріву.

Важливим елементом централізованих систем теплопостачання є вузлові установки, які розташовуються у точках приєднання локальних систем тепловикористання до теплових мереж або на стиках між різними категоріями систем. У таких установках здійснюється:

- Контроль роботи теплових мереж та споживачів тепла;
- Управління системами;
- Вимірювання параметрів теплоносія (тиску, температури, іноді витрат);
- Регулювання відпуску теплової енергії.

Ключові слова: теплова мережа, гідравлічні втрати, трубопровід, теплопровід, насос.

РОЗДІЛ 1

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО СПОЖИВАННЯ

Теплові потоки за відсутності проектів опалення, вентиляції та гарячого водопостачання визначаються відповідно до норм проектування теплових мереж.

Географічний район розташування об'єктів теплопостачання :

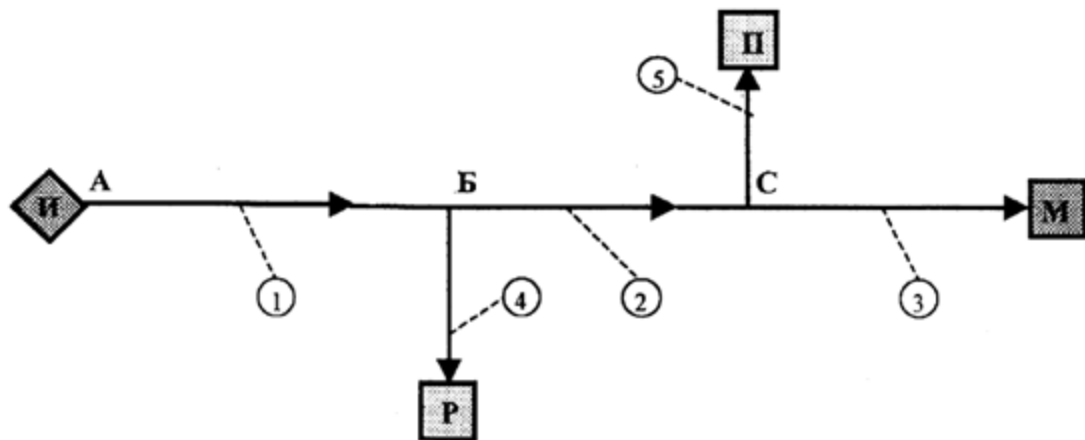


Рис. 1.1. Генплан (схема) району теплопостачання

І - Джерело теплопостачання ;

П - Промислове підприємство ;

Р - Робоче селище;

М - Мікрорайон .

Тип системи теплопостачання : **відкрита**

Вигляд та параметри теплоносія : $t_1 = 150$ °С ; $t_2 = 70$ °С

Число мешканців на об'єктах теплопостачання :

у мікрорайоні 19000

у робочому селищі 2800

Теплові навантаження на пром'їдприємстві :

на технологічні потреби , $Q_{т}$, 21 МВт.

на опалення, $Q_{про}$, 41 МВт.

на вентиляцію, Q , 40 МВт.

на гаряче водопостачання, $Q_{гв}$, 9 МВт.

Довжини ділянок, L , м:

АВ = 4200 м-коду.

НД = 1600 м.

СП = 3100 м-коду.

УР = 2500 м-коду.

СМ = 1500 м-коду.

Висоти будівель, h , м:

у мікрорайоні 19 м.

у робочому селищі 16 м.

на пром підприємстві 27 м.

Напрямок та величина ухилу місцевості, i , м/км на ділянках:

А В	В С	С П	В Р	$i = 2,2$ м/км; Від $i = 1,4$ м/км; Від
	С М			$п i = 2,4$ м/км; Від $i = 2,6$ м/км;
				Від $п i = 1,8$ м/км; Від $п$

Керівник проекту: Пак Г.В.

Завдання до виконання: 13.02. 2011 р. ст. гр. ПТЕ - 03-1Лесніков А.І.

1.1. Теплопостачання житлових районів міст та інших населених пунктів

Максимальний тепловий потік, МВт, на опалення житлових та громадських будівель визначається за залежністю:

$$Q'_0 = q_0 \cdot A \cdot (1 + h_1) \cdot 10^{-6} \quad (1.1)$$

де q_0 — укрупнений показник максимального теплового потоку для опалення житлових будівель на 1 м^2 загальної площі, що визначається згідно з додатком 2 (рекомендованим) [1], Вт;

A — загальна площа житлових будівель, м^2 ;

h_1 — коефіцієнт, що враховує тепловий потік для опалення громадських будівель. За відсутності конкретних даних його приймають рівним 0,25.

Загальна площа житлових будівель A , м^2 , розраховується за такою формулою:

$$A = f \cdot h \quad (1.2)$$

де f — норма загальної жилої площі на 1 чол., для першої стадії проектування $f = 9 \text{ м}^2/\text{чол.}$

Максимальний тепловий потік, МВт, на вентиляцію громадських будівель визначається за такою формулою:

$$Q''_v = k_1 \cdot k_2 \cdot q_0 \cdot A \cdot 10^{-6}, \quad (1.3)$$

де k_2 — параметр, який визначає рівень теплового навантаження, пов'язаного з вентиляцією в громадських спорудах. У разі відсутності точних даних рекомендується використовувати такі значення:

0,4 — для будівель, зведених до 1985 року;

0,6 — для будівель, збудованих після 1985 року.

Розрахунок середнього значення теплового потоку, необхідного для забезпечення гарячого водопостачання у житлових і громадських будівлях, виражається у мегаватах (МВт):

$$Q_{звс}^3 = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (55 - t_x)}{24 \cdot 3,6} \cdot c \cdot 10^{-6} \quad (1.4)$$

де m – число осіб;

a — нормативна витрата гарячої води (з температурою 55 °С) на одну особу, що проживає в будинку з централізованим гарячим водопостачанням. Ця норма встановлюється відповідно до рівня комфортності споруди згідно з СНіП 2.04.01-85 або додатком 4 [1] і виражається в літрах на добу;

b — стандартний обсяг гарячої води (з температурою 55 °С), що використовується в громадських будівлях, розрахований як 25 літрів на людину на добу;

t_x — температура холодної води, яка надходить у систему в опалювальний сезон. У разі відсутності фактичних даних приймається значення 5 °С;

c — питома теплоємність води, прийнята в розрахунках як 4,187 кДж/(кг·°С).

Максимальне теплове навантаження для гарячого водопостачання в житлових і громадських будівлях (у МВт) розраховується за наступною формулою:

$$Q_{звс}^{max} = 2,4 \cdot Q_{звс}^3 \quad (1.5)$$

Середній тепловий потік на опалення, МВт, слід визначити за такою формулою:

$$Q_0^{cp} = Q_0'' \cdot \frac{t_g - t_0^{cp}}{t_g - t_{po}} \quad (1.6)$$

те ж саме на вентиляцію, МВт, за формулою:

$$Q_6^{cp} = Q_6'' \cdot \frac{t_6 - t_0^{cp}}{t_6 - t_{po}} \quad (1.7)$$

Де t_6 — середня температура повітря всередині опалюваних приміщень. Для житлових і громадських будівель вона встановлюється на рівні 18 °С, а для виробничих споруд — 16 °С;

$t_{сз}$ — середня температура зовнішнього повітря за період, коли середньодобова температура не перевищує 8 °С (опалювальний сезон), виражається у °С;

t_{po} — розрахункова температура зовнішнього повітря, яка використовується для проектування систем опалення, у °С.

Середнє теплове навантаження (у МВт) для гарячого водопостачання в період, коли опалення не працює, розраховується за наступною формулою:

$$Q_{звс}^л = Q_{звс}^з \cdot \frac{55 - t_x^л}{55 - t_x} \cdot \beta \cdot 10^{-6} \quad (1.8)$$

Де $t_x^л$ — температура холодної водопровідної води в неопалювальний сезон. У разі відсутності даних приймається рівною 15 °С;

β — коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати гарячої води в неопалювальний період порівняно з опалювальним. Якщо немає точних даних, приймаються такі значення:

0,8 — для житлово-комунального сектору;

1,5 — для курортних і південних міст;

1,0 — для підприємств.

1.1.1. Визначаємо теплоспоживання мікрорайону

На опалення:

$$A = 12 \cdot 19000 = 288000; \text{ м}^2$$

$$Q'_0 = 96 \cdot 288000 \cdot (1 + 0,25) \cdot 10^{-6} = 34,56; \text{ МВт}$$

На вентиляцію:

$$Q''_0 = 0,25 \cdot 0,6 \cdot 96 \cdot 288000 \cdot 10^{-6} = 4,15; \text{ МВт}$$

На ГВП зимове:

$$Q_{звс}^3 = \frac{1,2 \cdot 19000 \cdot (120 + 25) \cdot (55 - 5)}{24 \cdot 3,6} \cdot 4,187 \cdot 10^{-6} = 8,01; \text{ МВт}$$

На ГВП літнє:

$$Q_{звс}^л = 8,01 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 5,13; \text{ МВт}$$

1.1.2. Визначаємо теплоспоживання робочого селища

На опалення:

$$A = 12 \cdot 2800 = 33600; \text{ м}^2$$

$$Q'_0 = 96 \cdot 33600 \cdot (1 + 0,25) \cdot 10^{-6} = 4,03; \text{ МВт}$$

На вентиляцію:

$$Q''_6 = 0,25 \cdot 0,6 \cdot 96 \cdot 33600 \cdot 10^{-6} = 0,48; \text{ MBm}$$

На ГВП зимове:

$$Q^3_{звс} = \frac{1,2 \cdot 2800 \cdot (120 + 25) \cdot (55 - 5)}{24 \cdot 3,6} \cdot 4,187 \cdot 10^{-6} = 11,81; \text{ MBm}$$

На ГВП літнє:

$$Q^l_{звс} = 11,81 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 7,6; \text{ MBm}$$

1.1.3. Теплоспоживання промислового підприємства

Тепловитрати промислових підприємств розраховуються на основі типових проєктів або укрупнених відомчих нормативів. У рамках курсового проєкту величини теплових навантажень, необхідних для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та технологічних процесів, задаються в технічному завданні.

Наступним кроком є розрахунок теплових навантажень, необхідних для гарячого водопостачання в літній період.

$$Q^l_{звс} = 9 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 1 = 7,2; \text{ MBm}$$

Таблиця 1.1

Розрахункові навантаження

	Q'' _в	Q' ₀	Q _{гвс}		Σ Q _{оп}	Q _{тих}	Σ Q _{лп}
			Q ³ _{гвс}	Q ^л _{гвс}			
Мікрорайон	4,15	34,56	8,01	46,72	5,13	-	5,13
Промпідприємство	40	41	9	111	7,2	21	28,2
Робоче селище	0,48	4,03	11,81	16,32	7,6	-	7,6
Σ Q _{лп}	-	-	-	-	19,93	21	40,93
Σ Q _{оп}	44,63	79,59	28,82	174,04	-	21	-

1.1.4. Середньогодинні навантаження по мікрорайону

На опалення:

$$Q_0^{cp} = 31,9 \cdot \frac{20 - (-8,5)}{20 - (-36)} = 16,23 \text{ MBt}$$

На вентиляцію:

$$Q_6^{cp} = 3,83 \cdot \frac{20 - (-8,5)}{20 - (-36)} = 1,95; \text{ MBt}$$

1.1.5 Середньогодинні навантаження по робочому селищу

На опалення:

$$Q_0^{cp} = 21,26 \cdot \frac{20 - (-8,5)}{20 - (-36)} = 10,3; \text{ MBt}$$

На вентиляцію:

$$Q_6^{cp} = 2,55 \cdot \frac{20 - (-8,5)}{20 - (-36)} = 1,298; \text{ MBt}$$

1.1.6 Середньогодинні навантаження з промпідприємства

На опалення:

$$Q_0^{cp} = 22 \cdot \frac{16 - (-8,5)}{16 - (-36)} = 10,37; \text{ MBt}$$

На вентиляцію:

$$Q_s^{cp} = 37 \cdot \frac{16 - (-8,5)}{16 - (-36)} = 17,43; \text{ MBm}$$

Таблиця 1.2

Середньогодинні навантаження

	Q порівн	Q тих	Q ^{cp} о	ΣQ оп
Мікрорайон	1,95	-	16,23	18,18
Промпідприємство	17,43	21	10,37	48,8
Робоче селище	1,298	-	10,3	11,598
ΣQ оп	20,678	21	36,9	78,578

1.2. Річні витрати теплоти для житлових та громадських будівель

Зазначені теплові навантаження визначаються за такими залежностями:

а) на опалення:

$$Q_o^{zod} = 24 \cdot n_o \cdot Q_o^{cp}; \quad (1.9)$$

б) на вентиляцію:

$$Q_s^{zod} = z \cdot n_o \cdot Q_s^{cp}; \quad (1.10)$$

Де n_o — тривалість опалювального періоду, виражена в добах;

z — середня кількість годин роботи вентиляційної системи протягом доби в опалювальний сезон. У разі відсутності точних даних рекомендується приймати

z=16 годин.в) на гаряче водопостачання:

$$Q_{звс}^{zод} = Q_{звс}^з \cdot n_0 \cdot 24 + Q_{звс}^л \cdot (n_z - n_0 \cdot 24), \quad (1.11)$$

Де n_p - тривалість роботи системи ГВП, год/год, зазвичай $n_p = 8400$ ч/год.

1.2.1 Річні витрати теплоти для мікрорайону

а) на опалення:

$$Q_o^{zод} = 24 \cdot 240 \cdot 16,23 = 93484,8; \quad MBm$$

б) на вентиляцію:

$$Q_g^{zод} = 16 \cdot 240 \cdot 1,95 = 7488; \quad MBm$$

в) на гаряче водопостачання:

$$Q_{звс}^{zод} = 10,19 \cdot 240 \cdot 24 + 6,5 \cdot (8400 - 240 \cdot 24) = 75854,4; \quad MBm$$

1.2.2 Річні витрати теплоти для робочого селища

а) на опалення:

$$Q_o^{zод} = 24 \cdot 240 \cdot 10,3 = 59328; \quad MBm$$

б) на вентиляцію:

$$Q_6^{zod} = 16 \cdot 240 \cdot 1,298 = 4984,32; \text{ MBm}$$

в) на гаряче водопостачання:

$$Q_{zoc}^{zod} = 6,7 \cdot 240 \cdot 24 + 4,29 \cdot (8400 - 240 \cdot 24) = 49917,6; \text{ MBm}$$

1.3. Річні витрати теплоти для промислових підприємств

Річні витрати теплоти, МВт· год, для промислових підприємств визначаються залежно від

а) на опалення:

$$Q_o^{zod} = Q_o^{cp} \cdot \left[(n_o - n_d) + n_d \cdot \frac{t_{вд} - t_o^{cp}}{t_6 - t_o^{cp}} \right] \quad (1.12)$$

Де Q_o^{cp} - середнє теплове споживання протягом опалювального періоду, Вт;

$t_{вд}$ — температура внутрішнього повітря під час роботи чергового опалення.

У розрахунках приймається значення 5 °С;

n_d — тривалість функціонування чергового опалення, год/добу.

Річне споживання теплової енергії підприємством розраховується з урахуванням кількості робочих днів у році, кількості змін у добі, а також добових і річних режимів теплоспоживання.

Для підприємств із двозмінним графіком роботи кількість годин, протягом яких працює чергове опалення, визначається за такою формулою:

$$n_d = 24 \cdot n_o - n_p, \quad (1.13)$$

Де n_p - кількість годин роботи основного опалення за опалювальний період, годину, що перераховується за формулою:

$$n_p = \left(n_o - 2 \cdot \frac{n_o}{7} \right) \cdot 16; \quad (1.14)$$

б) на вентиляцію:

$$Q_{\epsilon}^{zod} = Q_{\epsilon}'' \cdot \left[n_{\epsilon} + \frac{t_{\epsilon} - t_n^{cp,\epsilon}}{t_{\epsilon} - t_{p\epsilon}} (n_o - n_{\epsilon}) \right] \cdot \left[1 - \frac{n_{\delta}}{n_o} \right]; \quad (1.15)$$

Де Q_{ϵ}'' - Розрахункова витрата теплоти на вентиляцію, МВ т;
 n - тривалість опалювального періоду з температурою зовнішнього повітря $t_n < t_{p\epsilon}$, годину ;

$t_{p\epsilon}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції, $^{\circ}\text{C}$.

в) на технологічні потреби:

$$Q_m^{zod} = Q_m \cdot n_z, \quad (1.16)$$

Де Q_m - витрати теплоти на технологічні потреби, МВт; (за завданням);

n_{Γ} - кількість годин роботи підприємства на рік.

При двозмінній роботі підприємства

$$n_z = \left(365 - \frac{365}{7} \cdot 2 \right) \cdot 16 = 4171 \text{ ч}$$

1.3.1 Річна витрата теплоти пром підприємства на опалення

Число годин роботи основного опалення за опалювальний період:

$$n_p = \left(240 - 2 \cdot \frac{240}{7} \right) \cdot 16 = 2742,86; \text{ час}$$

Тривалість роботи чергового опалення

$$n_o = 24 \cdot 240 - 2742,86 = 3017,14; \text{ час}$$

$$Q_o^{zod} = 10,37 \cdot \left[(240 \cdot 24 - 3017,14) + 3017,14 \cdot \frac{5 + 8,5}{5 + 36} \right] = 38745,52 \text{ MBm} \cdot \text{ч}$$

1.3.2 Річна витрата теплоти пром підприємства на вентиляцію

$$Q_v^{zod} = 37 \cdot \left[454 + \frac{16 + 8,5}{16 + 23} \cdot (24 \cdot 240 - 454) \right] \cdot \left[1 - \frac{3017,14}{5760} \right] = 66727,9; \text{ MBm} \cdot \text{ч}$$

1.3.3 Річна витрата теплоти пром підприємства на технологічні потреби

$$Q_m^{zod} = 21 \cdot 4171 = 87591 \text{ MBm} \cdot \text{ч}$$

1.3.4 Річна витрата теплоти пром підприємства на технологічні потреби

$$Q_{zoc}^{zod} = 8 \cdot 240 \cdot 24 + 6,4 \cdot (8400 - 240 \cdot 24) = 62976; \text{ MBm}$$

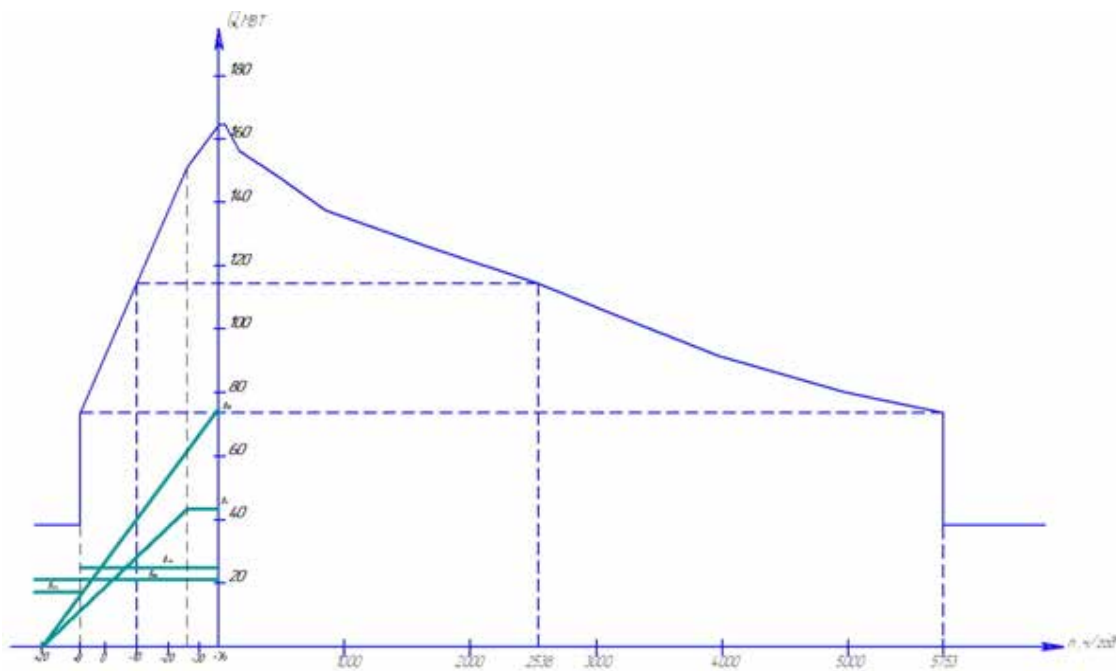


Рис 1.2. Графік річних витрат теплоти

Таблиця 1.3

Річні витрати теплоти

	$Q''_{\text{в}}$	$Q'_{\text{о}}$	$Q_{\text{тих}}$	$Q_{\text{ггс}}^{\text{год}}$	$\Sigma Q_{\text{оп}}$
Мікрорайон	7488	93484.8	-	75854.4	176827.2
Промпідприємство	66727,9	38745.52	87591	62976	256040,42
Робоче селище	4984.32	59329	-	49917.6	114230.92
$\Sigma Q_{\text{оп}}$	79200,22	191559.32	87591	188748	547098,5

1.4. Побудова графіків температур при центральному регулюванні систем тепlopостачання за опалювальним навантаженням

Температури води в трубопроводах, що подає і зворотному, визначаються за рівняннями:

$$\tau_{01} = t_g + \Delta t_0 \cdot \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau'_0 - 0,5\theta') \cdot \bar{Q}_0, \quad (1.17)$$

$$\tau_{02} = \tau_{01} - \delta\tau'_0 \cdot \bar{Q}_0 = t_g + \Delta t'_0 \cdot \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5 \cdot \theta' \cdot \bar{Q}_0, \quad (1.18)$$

де

$\delta\tau'_0$ - Розрахункова різниця температур мережної води, $^{\circ}\text{C}$,

$\Delta t'_0$ - Розрахунковий температурний напір в нагрівальному приладі, $^{\circ}\text{C}$,

$$\Delta t'_0 = \frac{\tau'_{03} + \tau'_{02}}{2} - t_g, \quad (1.19)$$

τ'_{03} - Температура води після змішувального пристрою, $^{\circ}\text{C}$,

θ' - Розрахунковий перепад температур в опалювальній системі, $^{\circ}\text{C}$,

$$\theta' = \tau'_{03} - \tau'_{02}, \quad (1.20)$$

Q'_0 - відносне навантаження,

$$Q'_0 = \frac{t_g - t_n}{t_g - t_{po}}, \quad (1.21)$$

t_n - температура зовнішнього повітря.

$$\delta\tau'_0 = 180 - 70 = 110 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t'_0 = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta' = 95 - 70 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Розрахунок параметрів при $t_{\text{н}} = 80^\circ\text{C}$:

$$Q'_0 = \frac{20 - 8}{20 - (-36)} = 0,214$$

$$\tau_{01} = 20 + 62,5 \cdot 0,214^{0,8} + (110 - 0,5 \cdot 25) \cdot 0,214 = 59,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\tau_{02} = 62,5 - 110 \cdot 0,214 = 36,36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Аналогічно температури розраховуються і за інших $t_{\text{н}}$.

Таблиця 1.4

Параметри для побудови температурного графіка

$t_{\text{н}} \text{ } ^\circ\text{C}$	Q'_0	τ_{02}	τ_{01}
-36	1	70	180
-35	0,982	69,32	177,34
-30	0,893	65,93	164,16
-25	0,804	62,44	150,88
-20	0,714	58,81	137,35
-15	0,625	55,1	123,85
-10	0,556	52,13	113,29
-5	0,446	47,19	96,25
0	0,357	42,93	82,2
5	0,268	38,42	67,9
8	0,214	36,36	59,9

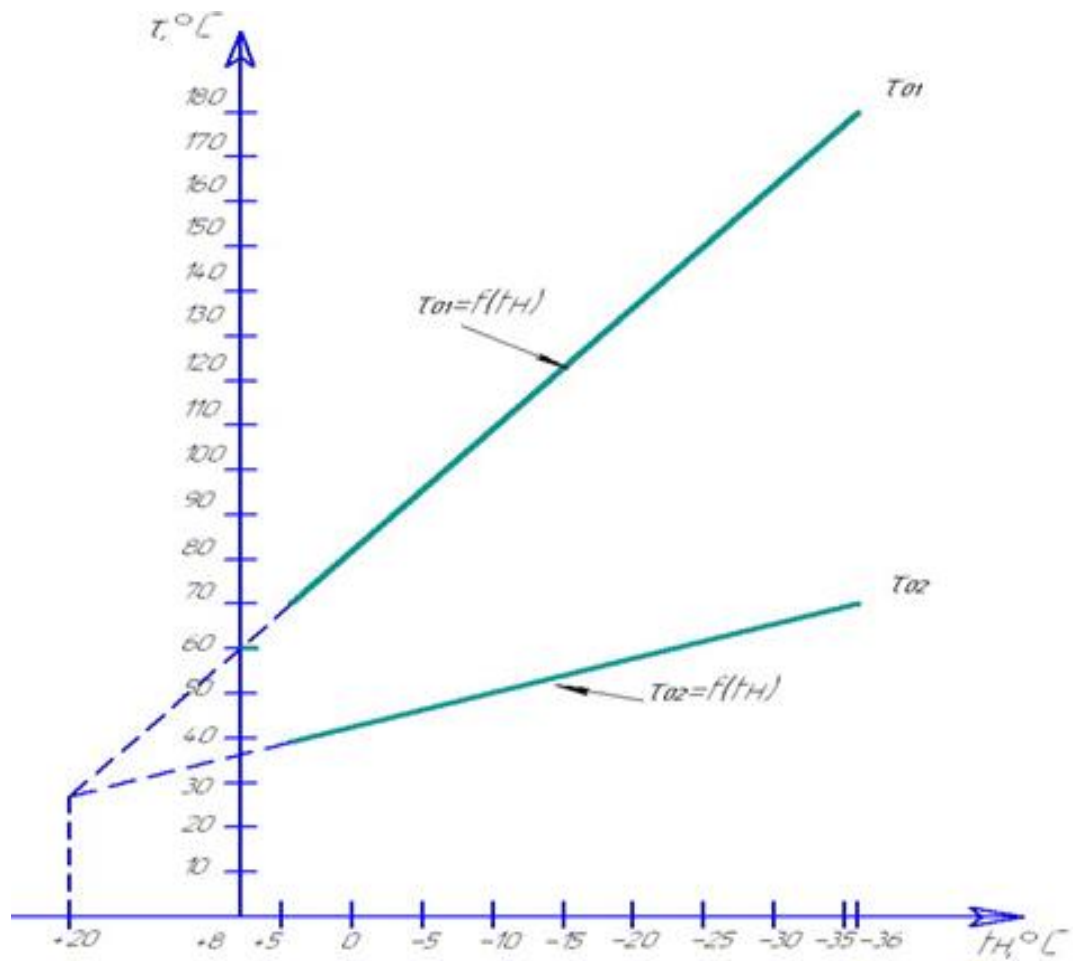


Рис 1.3. Опалювально-побутовий графік температур води

1.5. Розрахунок скоригованого температурного графіка

Попередньо розраховується відносна витрата води.

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0,5 \cdot \rho^{\delta} \cdot \frac{\theta'}{t_z - t_x}}{1 + \frac{t_z - t_e}{t_z - t_x} \cdot \frac{\rho}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t'_o}{t_z - t_x} \cdot \frac{\rho}{\bar{Q}_o} \cdot 0,2} = \frac{1 - 0,5 \cdot 0,36 \cdot \frac{25}{60 - 5}}{1 + \frac{60 - 20}{60 - 5} \cdot \frac{0,36}{0,214} - \frac{62,5}{60 - 5} \cdot \frac{0,36}{0,214} \cdot 0,2} = 0,55$$

$$\rho^{\delta} = \frac{1,1 \cdot Q_{\text{ГВС}}^3}{Q'_o} = \frac{1,1 \cdot 24,89}{75,16} = 0,36$$

Значення температур в трубопроводах, що подає і зворотному, визначаються за залежностями:

$$\tau_1 = t_s + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} * \left(\delta\tau'_o + \Delta t'_o \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0.2}} - 0.5\theta' \right)$$

$$\tau_2 = t_s + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} * \left(\Delta t'_o \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0.2}} - 0.5\theta' \right)$$

Розрахунок зведемо до таблиці 1.5.

Таблиця 1.5

Розрахункові дані

Температура зовнішнього повітря	Відносна витрата		Температура води	
	Води \bar{G}_o	Гепла \bar{Q}_o	τ_2	τ_1
-25	1	0,804	62,4	150,9
-20	0,99	0,714	58,7	138,1
-15	0,95	0,625	54,7	127,1
-10	0,91	0,556	51,4	118,7
-5	0,83	0,446	46	105,2
0	0,74	0,357	41,4	94,5
+5	0,64	0,268	36,6	83
+8	0,55	0,214	33,3	76

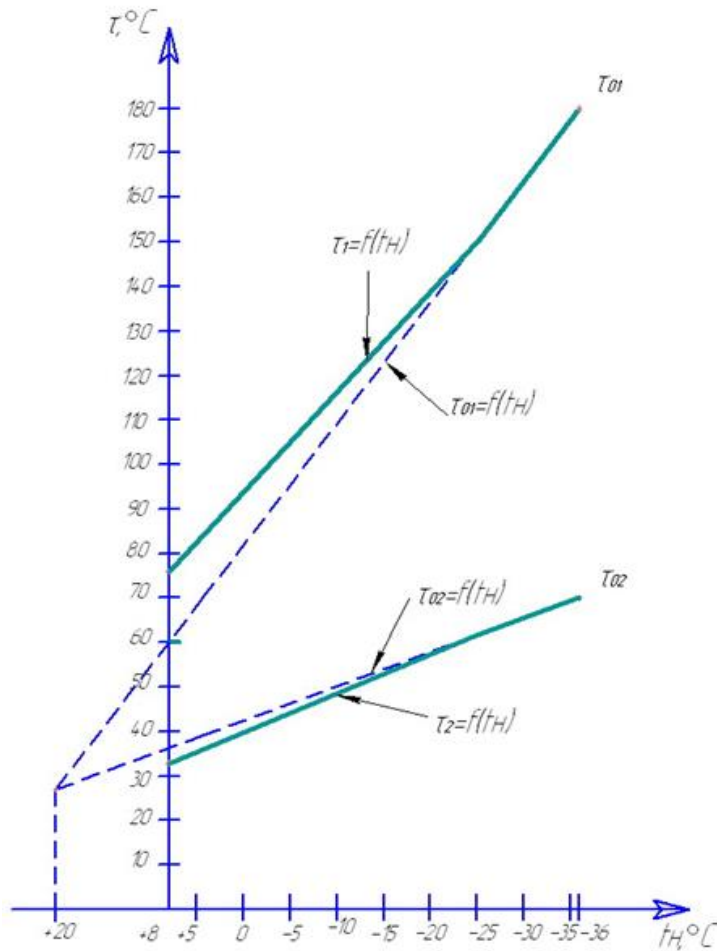


Рис 1.4. Коригований графік температур мережної води

1.6. Розрахунок та побудова графіків температур на вентиляцію

Температурний графік для систем вентиляції формується на основі теплового навантаження вентиляційної системи та параметрів температури мережної води в опалювальний період.

Діапазон 3. Температура зворотної води $\tau'_{2в}$ розраховується шляхом підбору рівняння

$$I = \left(\frac{\tau''_1 - \tau''_{2в}}{\tau'_1 - \tau'_{2в}} \right)^{0,15} \cdot \frac{\Delta t'}{\Delta t''} \quad (1.22)$$

Де Δt – температурний напір у калорифері ;

$$\Delta t' = 0.5(\tau'_1 + \tau'_{2e}) - 0.5(t_{po} + t_e) \quad (1.23)$$

$$\Delta t' = 0.5(180 + 40) - 0.5(-36 + 20) = 118 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'' = 0.5(\tau''_1 + \tau''_{2e}) - 0.5(t_{pe} + t_e) \quad (1.24)$$

$$\Delta t'' = 0.5 \cdot (152 + 60) - 0.5 \cdot (-26 + 20) = 109 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$1 = \left(\frac{152 - 60}{180 - 40} \right)^{0,15} \cdot \frac{118}{109} = 1,01$$

Витрата мережної води в розрахунковому режимі на опалення:

$$G_B = \frac{Q_e \cdot 10^3}{c(\tau'_1 - \tau'_{2e})} \quad (1.25)$$

$$G_B = \frac{43,38 \cdot 10^3}{4,187(180 - 40)} = 74, \text{ кг/с}$$

Величини, позначені двома штрихами, стосуються розрахункової температури зовнішнього повітря, яка використовується для проектування систем вентиляції. Температура мережної води після калорифера в розрахунковому режимі вентиляції приймається рівною $60 \text{ } ^\circ\text{C}$, тобто. $\tau''_{2e} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Діапазон 2. Температура води після калорифера τ''_{2e} визначається залежно від температури зовнішнього повітря у точці «зламу» (t_i) за відповідною формулою.

$$\tau_{2\epsilon}''' = \tau_1''' - (\tau_1'' - \tau_{2\epsilon}'') \cdot \bar{Q}_\epsilon = 76 - (152 - 60) \cdot 0,261 = 52^0 \text{ C}$$

Де \bar{Q}_ϵ - Відносна витрата теплоти на вентиляцію,

$$\bar{Q}_\epsilon = \frac{t_\epsilon - t_n'''}{t_\epsilon - t_{p\epsilon}} \quad (1.26)$$

$$\bar{Q}_\epsilon = \frac{20 - (+8)}{20 - (-26)} = 0,261$$

Розрахункова витрата мережної води на вентиляцію, кг/с:

$$G_{\text{B}}'' = \frac{Q_\epsilon'' \cdot 10^3}{c(\tau_1'' - \tau_{2\epsilon}'')} \\ G_{\text{B}}'' = \frac{43,38 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (152 - 60)} = 112,62, \text{ кг/с}$$

За результатами розрахунку будеється графік витрат води на вентиляцію.

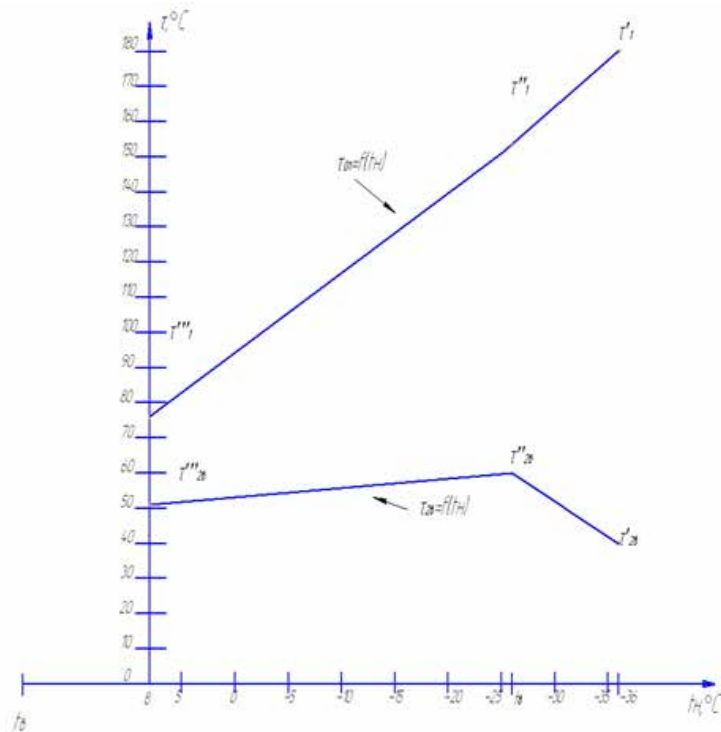


Рис 1.5. Графік температури мережної води на вентиляцію

1.7. Розрахунок та побудова графіків сумарної витрати води

Для відкритих і закритих систем теплопостачання при якісному регулюванні подачі тепла сумарна розрахункова витрата мережної води (G), виражена в кг/с, для двотрубних теплових мереж розраховується за наступною формулою:

$$\Sigma G = G'_0 + G''_e + k_3 \cdot G_{звс} + G_m \quad (1.27)$$

Де G'_0 – розрахункова витрата води, кг/с, на опалення

$$G'_0 = \frac{Q'_0 \cdot 10^3}{c \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)} \quad (1.28)$$

$$G'_0 = \frac{75,16 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (180 - 70)} = 163,19, \text{ кг/с}$$

G''_g - розрахункова витрата води, кг/с, на вентиляцію

$$G''_g = \frac{Q''_g \cdot 10^3}{c \cdot (\tau''_1 - \tau''_2)} \quad (1.29)$$

$$G_{B \setminus} = \frac{43,38 \cdot 10^3}{4,187(180 - 40)} = 74, \text{ кг/с}$$

$$G_{B \setminus\setminus} = \frac{43,38 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (152 - 60)} = 112,62, \text{ кг/с}$$

k_3 – коефіцієнт, що враховує частку середньої витрати води на гаряче водопостачання при регулюванні теплопостачання за опалювальним навантаженням. Його значення визначається за таблицею 2 [3]. У разі регулювання за суміщеним навантаженням опалення та гарячого водопостачання коефіцієнт k_3 приймається рівним 0.

За наявності технологічного навантаження витрата води розраховується для кожного діапазону за формулою:

$$G_m = \frac{Q_m \cdot 10^3}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} \quad (1.30)$$

Де τ_1 і τ_2 - температура води (у °С) у подаючому та зворотному трубопроводах відповідно, визначається на основі скоригованих або «підвищених» температурних графіків для різних діапазонів.

За результатами розрахунку будується графік сумарних витрат води.

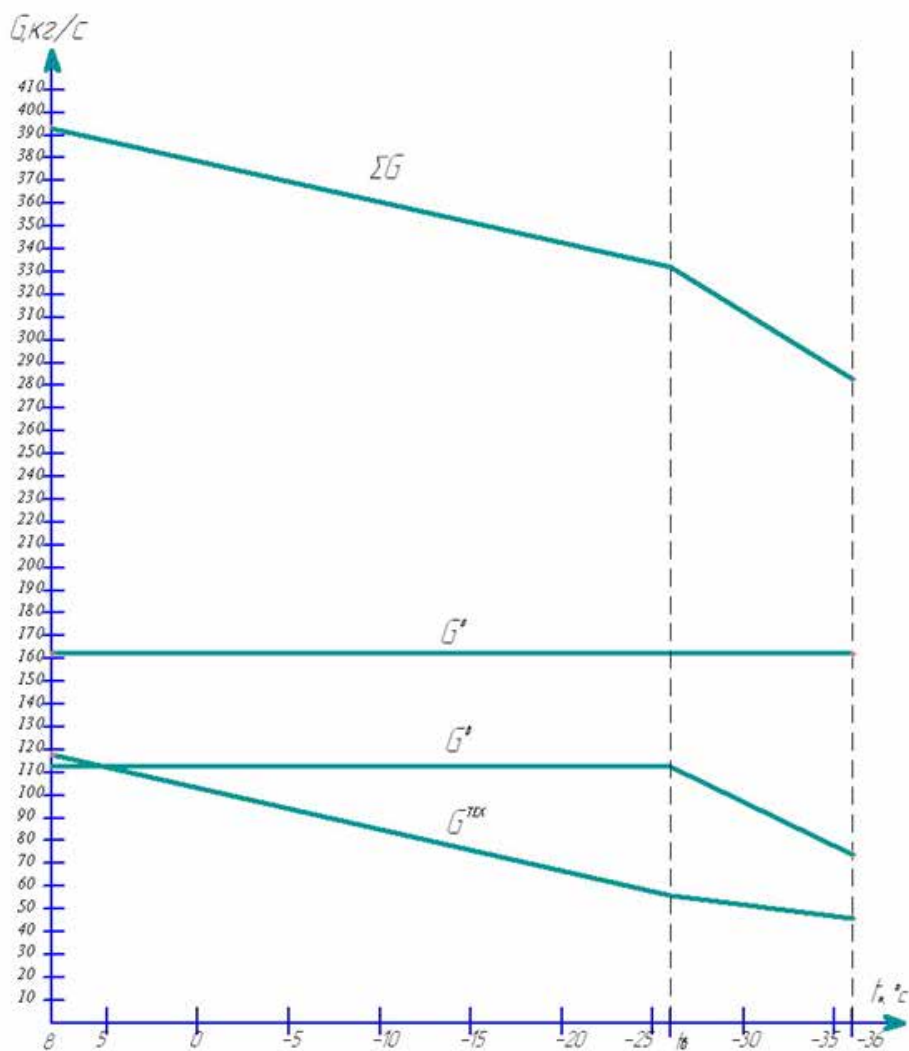


Рис 1.6 Графік сумарних витрат мережної води

$$G'_{T=8} = \frac{21 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (180 - 70)} = 45,6, \text{ кг/с}$$

$$G''_{T=8} = \frac{21 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (152 - 62)} = 55,73, \text{ кг/с}$$

$$G_{T=8} = \frac{21 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (76 - 33,3)} = 117,5, \text{ кг/с}$$

Розрахуємо витрати мережної води за об'єктами

Мікрорайон:

$$G'_0 = \frac{31,9 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (180 - 70)} = 69,3, \text{кк}^2/\text{с}$$

$$G''_e = \frac{3,83 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (152 - 60)} = 9,94, \text{кк}^2/\text{с}$$

Робоче селище:

$$G'_0 = \frac{21,26 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (180 - 70)} = 46,12, \text{кк}^2/\text{с}$$

$$G''_e = \frac{2,55 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (152 - 60)} = 6,62, \text{кк}^2/\text{с}$$

Промпідприємство:

$$G'_0 = \frac{22 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (180 - 70)} = 47,77, \text{кк}^2/\text{с}$$

$$G''_e = \frac{37 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (152 - 60)} = 96,06, \text{кк}^2/\text{с}$$

$$G_T^{+8} = \frac{21 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (76 - 33,3)} = 117,5, \text{кк}^2/\text{с}$$

Таблиця 1.6

Таблиця витрат мережної води за об'єктами

	G_B	G_T	G_0	ΣG
Мікрорайон	9,94	-	69,3	79,24
Промпідприємство	96,06	117,5	47,77	261,33
Робоче селище	6,62	-	46,12	52,74
Σ	112,62	117,5	163,19	393,31

РОЗДІЛ 2

ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

2.1 Визначасмо витрати мережної води на кожній ділянці

Витрата мережної води на першій ділянці дорівнює сумі витрат усіх споживачів

$$G_1 = \Sigma G = 393,31 \text{ м}^3/\text{с}$$

Витрата мережної води на другій ділянці:

$$G_2 = G_1 - \Sigma G_{\text{раб.пос}} = 393,31 - 52,74 = 340,57 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.1)$$

Витрата мережної води на третій ділянці:

$$G_3 = \Sigma G_{\text{м.района}} = 79,24 \text{ м}^3/\text{с}$$

Витрата мережної води на п'ятій ділянці:

$$G_5 = \Sigma G_{\text{м}} = 261,33 \text{ м}^3/\text{с}$$

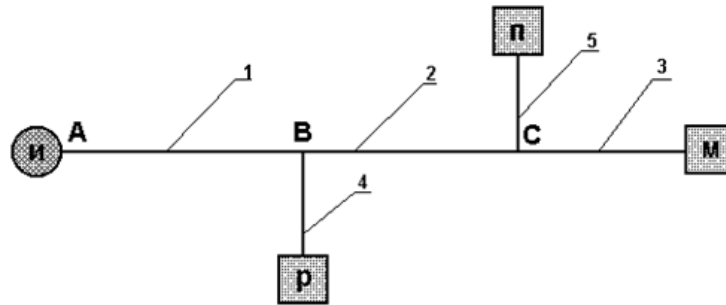


Рис 2.1. Ділянка споживачів

За розрахунковий приймаємо ділянку АВСП.

За даними G_i та $R_{лi}$ визначаємо стандартні діаметри труб та фактичні опори ділянок.

Таблиця 2.1

Результати розрахунків

№ ділянки	$d_{тр}$	G , кг/с	$R_{л}$	ω , м/с	$R_{л\phi}$
1	500	393,31	80	2	70
2	466	340,57	80	2	90
3	270	79,24	80	1,4	90
4	230	52,74	80	1,2	70
5	414	261,33	80	1,8	95

Таблиця 2.2

Параметри вибраних труб

№ ділянки	$d_{зов}$, мм	$d_{вн}$, мм	$D_{ум}$, мм	$\delta_{ст.}$, мм
1	530	514	500	8
2	480	464	450	8
3	273	259	250	7
4	273	259	250	7
5	426	414	400	6

2.2. Визначаємо еквівалентні довжини місцевих опорів

1-а ділянка:

Засувки 2 шт.

П-подібні компенсатори 10 прим.

Трійники 1 шт.

$$l_1 = 7,95 \cdot 2 + 10 \cdot 66,2 + 13,3 = 691,2 \text{ м}$$

2-а ділянка:

Засувки 3 шт.

П-подібні компенсатори 17 прим.

Трійники 1 шт.

$$l_2 = 5,94 \cdot 3 + 17 \cdot 49,5 + 159 = 1018,32 \text{ м}$$

3-а ділянка:

Засувки 4 шт.

П-подібні компенсатори 29 шт.

$$l_3 = 4 \cdot 3,6 + 29 \cdot 28 = 826,4 \text{ м}$$

4-а ділянка:

Засувки 3 шт.

П-подібні компенсатори 15 прим.

Трійники 1 шт.

$$l_4 = 3 \cdot 3,6 + 15 \cdot 28 + 109 = 539,8 \text{ м}$$

5-у ділянку :

Засувки 3 шт.

П-подібні компенсатори 25 шт.

Трійники 1 шт.

Коліно двох шовне (r = d) 2 шт.

$$l_5 = 3 \cdot 5,94 + 25 \cdot 49,5 + 25,8 + 2 \cdot 13,9 = 1308,92 \text{ м}$$

Сумарна еквівалентна довжина місцевих опорів на розрахунковій ділянці визначається так:

$$l_p = l_1 + l_2 + l_5 = 691,2 + 1018,32 + 1308,92 = 3018,44 \text{ м}$$

2.3. Загальні втрати тиску визначаються для кожної ділянки за формулою

$$\Delta P = R \cdot (l + l_p) \quad (2.2)$$

1-а ділянка:

$$\Delta P_1 = 70 \cdot (1400 + 691,2) = 146384 \text{ Па}$$

2-а ділянка:

$$\Delta P_2 = 90 \cdot (2000 + 1018,32) = 271648,8 \text{ Па}$$

3-а ділянка:

$$\Delta P_3 = 90 \cdot (2700 + 826,4) = 317376 \text{ Па}$$

4-а ділянка:

$$\Delta P_4 = 70 \cdot (1400 + 539,8) = 135786 \text{ Па}$$

5-а ділянка:

$$\Delta P_5 = 95 \cdot (3000 + 1308,92) = 409347,4 \text{ Па}$$

2.4. Визначаємо втрати напору на окремих ділянках теплової мережі

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad (2.3)$$

Де ρ - густина води, кг/м^3 ;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

1-а ділянка:

$$\Delta H_1 = \frac{146384}{951 \cdot 9,8} = 15,7 \text{ м}$$

2-а ділянка:

$$\Delta H_2 = \frac{271648,8}{951 \cdot 9,8} = 29,1 \text{ м}$$

3-а ділянка:

$$\Delta H_3 = \frac{317376}{951 \cdot 9,8} = 34,1 \text{ м}$$

4-а ділянка:

$$\Delta H_4 = \frac{135786}{951 \cdot 9,8} = 14,6 \text{ м}$$

5-а ділянка:

$$\Delta H_5 = \frac{409347,4}{951 \cdot 9,8} = 43,9 \text{ м}$$

Результати гідравлічного розрахунку трубопроводів теплових мереж узагальнюються у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Результати гідравлічного розрахунку

Попередній розрахунок					Остаточний розрахунок			
l, м	G, кг/с	R, Па/м	d · S, мм	ω, м/с	l _е , м	l+l _е , м	ΔH, м	ΔP, Па
1400	393,31	70	514 × 8	2	691,2	2091,2	15,7	146384
2000	340,57	90	464 × 8	2	1018,32	3018,32	29,1	271648,8
3000	261,33	95	414 × 6	1,8	1308,92	4308,92	43,9	409347,4
2700	79,24	90	259 × 7	1,4	826,4	3526,4	34,1	317376
1400	52,74	70	259x7	12	539,8	1939,8	14,6	135786

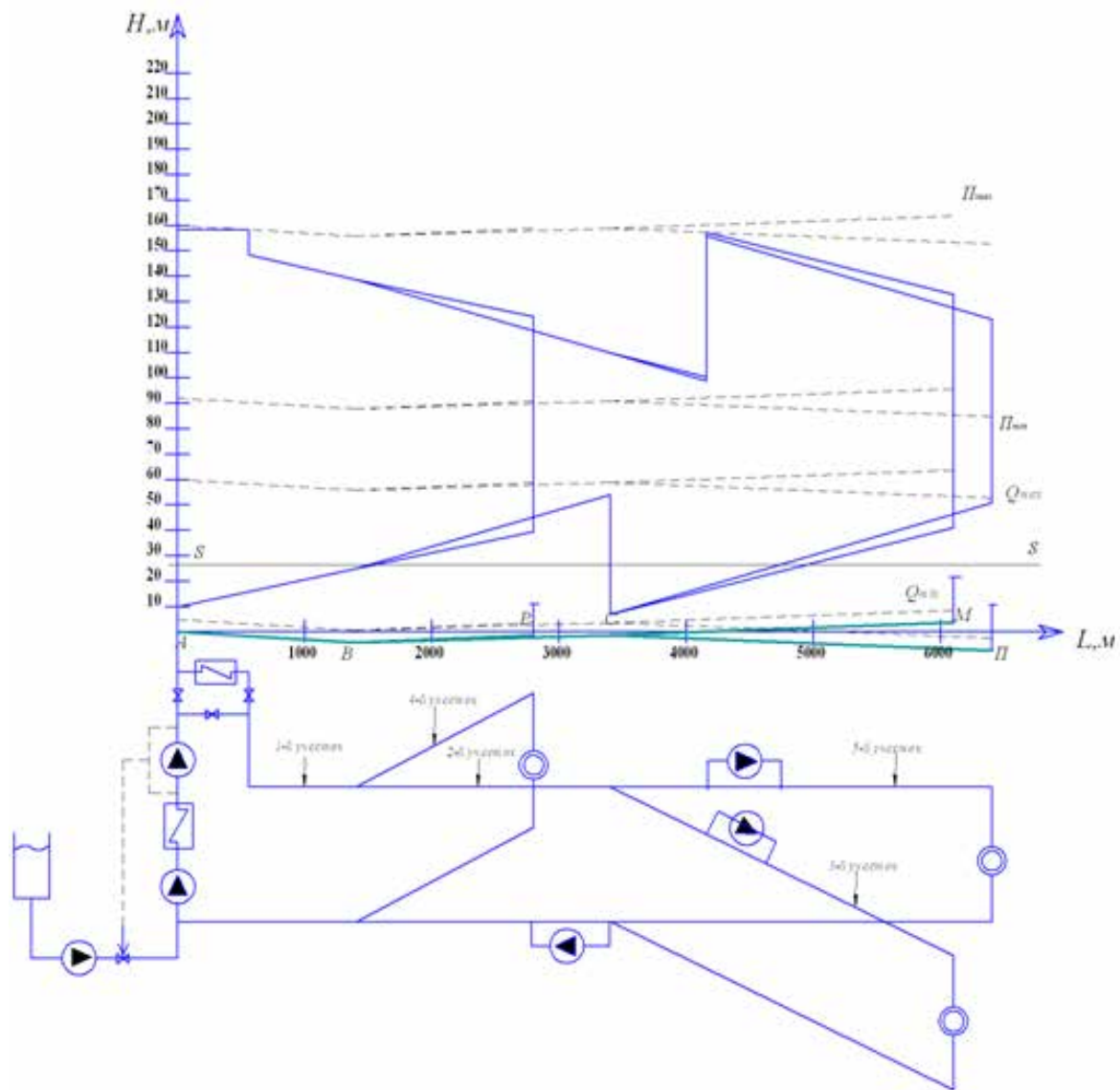


Рис 2.2. П'єзометричний графік

РОЗДІЛ 3

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛІ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

3.1. Тепловий розрахунок надземної ділянки мережі

3.1.1. Розраховуємо ділянку СП

Як ізоляція приймаємо мінеральні мати, щільність матеріалу $\rho = 120 \text{ кг/м}^3$.
 Марка - 100 ГОСТ 21880 – 86

Параметри трубопроводу на ділянці СП:

$$d_y = 0,40 \text{ м}$$

$$d_n = 0,426 \text{ м}$$

Визначаємо зовнішній діаметр ізоляції

$$d_u = d_n + 2 \cdot \delta \tag{3.1}$$

$$d_{u1} = 0,426 + 2 \cdot 0,22 = 0,866 \text{ м}$$

$$d_{u2} = 0,426 + 2 \cdot 0,17 = 0,766 \text{ м}$$

Коефіцієнт теплопровідності шару ізоляції визначаємо за такою формулою:

$$\lambda = 0,030 + 0,00015 \cdot t_k$$

$$\lambda_1 = 0,030 + 0,00015 \cdot 110 = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

$$\lambda_2 = 0,030 + 0,00015 \cdot 50 = 0,0375 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

Визначаємо лінійну щільність теплового потоку:

$$q = \frac{(\tau - t_n) \cdot K}{\frac{1}{\pi \alpha_n (d_n^{cm} + 2\delta)} + \frac{1}{2\pi \lambda_{из}} \cdot \ln \frac{d_n^{cm} + 2\delta}{d_n^{cm}}} \text{ Вт/м} \quad (3.2)$$

Де K — коефіцієнт додаткових втрат тепла, що враховує тепловтрати через теплопровідні включення у теплоізоляційних конструкціях; приймається рівним 1,15;

t_0 — розрахункова температура теплоносія, °С;

t_n — розрахункова температура навколишнього середовища, °С;

α — коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні ізоляції, Вт/(м²·°С);

λ — коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м·°С);

δ — товщина ізоляційного шару, м;

D — зовнішній діаметр ізольованого трубопроводу, м.

$$q_1 = \frac{(\tau - t_n) \cdot K}{\frac{1}{\pi \alpha_n (d_n^{cm} + 2\delta)} + \frac{1}{2\pi \lambda_{из}} \cdot \ln \frac{d_n^{cm} + 2\delta}{d_n^{cm}}} = \frac{(110 + 8,5) \cdot 1,15}{\frac{1}{3,14 \cdot 26 \cdot (0,426 + 2 \cdot 0,22)} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0465} \cdot \ln \frac{0,426 + 2 \cdot 0,22}{0,426}} = 55 \text{ Вт/м}$$

$$q_2 = \frac{(\tau - t_n) \cdot K}{\frac{1}{\pi \alpha_n (d_n^{cm} + 2\delta)} + \frac{1}{2\pi \lambda_{из}} \cdot \ln \frac{d_n^{cm} + 2\delta}{d_n^{cm}}} = \frac{(50 + 8,5) \cdot 1,15}{\frac{1}{3,14 \cdot 26 \cdot (0,426 + 2 \cdot 0,17)} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0375} \cdot \ln \frac{0,426 + 2 \cdot 0,17}{0,426}} = 25,4 \text{ Вт/м}$$

Порівнюємо лінійну щільність теплового потоку з нормативною щільністю теплового потоку:

$$q_{н1} = 84 \text{ Вт/м}$$

$$q_{н2} = 49 \text{ Вт/м}$$

Визначаємо лінійні теплові втрати теплопроводу:

$$Q = q \cdot l \quad (3.3)$$

Де l - довжина теплопроводу, м

$$Q_1 = 55 \cdot 3000 = 165 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 25,4 \cdot 3000 = 76,2 \text{ кВт}$$

Визначаємо падіння температури теплоносія при його русі теплопроводом:

$$\Delta\tau = \frac{Q}{G \cdot c_p} \quad (3.4)$$

Де G - витрата теплоносія, кг/с

$c_p = 4,2$ - ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·С)

$$\Delta\tau_1 = \frac{165}{261,33 \cdot 4,2} = 0,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\tau_2 = \frac{76,2}{261,33 \cdot 4,2} = 0,07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2. Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки АВ

Зовнішні діаметри трубопроводів на цій ділянці дорівнює 0,530 м.

Визначаємо зовнішні діаметри ізоляції

$$d_{u1} = 0,53 + 2 \cdot 0,13 = 0,79 \text{ м}$$

$$d_{u2} = 0,53 + 2 \cdot 0,09 = 0,71 \text{ м}$$

Визначаємо попередні розміри каналу та викреслюємо схему

$$A = 2 \cdot 0,11 + 0,2 + 0,79 + 0,71 = 1,92 \text{ м}$$

$$H = 0,1 \cdot 2 + 0,79 = 0,99 \text{ м}$$

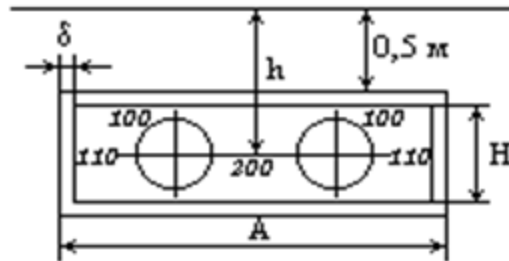


Рис 3.1. Схема розміщення трубопроводів

Вибираємо стандартний розмір каналу

$$H = 1200 \text{ мм}$$

$$A = 2100 \text{ мм}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності ізоляції

$$\lambda = 0,030 + 0,00015 \cdot t_k \quad (3.5)$$

$$\lambda_1 = 0,030 + 0,00015 \cdot 110 = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

$$\lambda_2 = 0,030 + 0,00015 \cdot 50 = 0,0375 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

Визначаємо опір шару ізоляції :

$$R_{uz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{uz}} \cdot \ln \frac{d_n^{cm} + 2\delta}{d_n^{cm}} \quad (3.6)$$

$$R_{uz1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0465} \cdot \ln \frac{0,530 + 2 \cdot 0,13}{0,530} = 1,37 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

$$R_{uz2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0375} \cdot \ln \frac{0,530 + 2 \cdot 0,09}{0,530} = 1,24 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір тепловіддачі від поверхні ізоляції трубопроводу:

$$R_n = \frac{1}{2\pi \cdot \alpha_k \cdot (d_n^{cm} + 2\delta_{из})} \quad (3.7)$$

де

α_k – коефіцієнт тепловіддачі в каналі приймається рівним 11 Вт/(м²·°C).

$$R_{n1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot (0,530 + 2 \cdot 0,13)} = 0,018 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

$$R_{n1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot (0,530 + 2 \cdot 0,09)} = 0,020 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір тепловіддачі від повітря до поверхні каналу:

$$R_k = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_k \cdot \frac{2bh}{b+h}} \quad (3.8)$$

$$R_k = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 1,2}{2,1 + 1,2}} = 0,0095 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір ґрунту :

$$R_{zp}^k = \frac{\ln \left[3,5 \frac{H}{h} \left(\frac{h}{b} \right)^{0,25} \right]}{\left(5,7 + 0,5 \frac{b}{h} \right) \lambda_{zp}} \quad (3.9)$$

Де λ_{cp} – теплопровідність ґрунту, приймаємо рівною 0,8 Вт/(м²·°C).

$$R_{cp}^{\kappa} = \frac{\ln \left[3,5 \cdot \frac{1,1}{1,5} \cdot \left(\frac{1,2}{2,1} \right)^{0,25} \right]}{\left(5,7 + 0,5 \cdot \frac{2,1}{1,2} \right) \cdot 0,8} = 0,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт} \quad (3.10)$$

Визначаємо температуру повітря в каналі:

$$t_{\kappa} = \frac{\frac{\tau_1}{R_{uz1} + R_{n1}} + \frac{\tau_2}{R_{uz2} + R_{n2}} + \frac{t_n}{R_{\kappa} + R_{cp}}}{\frac{1}{R_{uz1} + R_{n2}} + \frac{1}{R_{uz2} + R_{n2}} + \frac{1}{R_{\kappa} + R_{cp}^{\kappa}}} = \frac{\frac{110}{1,37 + 0,018} + \frac{50}{1,24 + 0,02} + \frac{-8,5}{0,0095 + 0,15}}{\frac{1}{1,37 + 0,018} + \frac{1}{1,24 + 0,02} + \frac{1}{0,0095 + 0,15}} = 8,6 \text{ °C}$$

Визначаємо теплові втрати :

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_{\kappa}) \cdot K}{R_{uz} + R_n} = \frac{(110 - 8,6) \cdot 1,15}{1,37 + 0,018} = 84 \text{ Вт / м}$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_{\kappa}) \cdot K}{R_{uz} + R_n} = \frac{(50 - 8,6) \cdot 1,15}{1,24 + 0,02} = 38 \text{ Вт / м}$$

Порівнюємо лінійну щільність теплового потоку з нормативною щільністю теплового потоку:

$$q = 84 + 38 = 122 < 127 \text{ Вт / м}$$

Визначаємо лінійні теплові втрати теплопроводу:

$$Q = q \cdot l \quad (3.11)$$

Де l - довжина теплопроводу, м

$$Q_1 = 84 \cdot 1400 = 117,6 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 38 \cdot 1400 = 53,2 \text{ кВт}$$

Визначаємо падіння температури теплоносія при його русі теплопроводом:

$$\Delta\tau = \frac{Q}{G \cdot c_p} \quad (3.12)$$

Де G - витрата теплоносія, кг/с

$c_p = 4,2$ - ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·С)

$$\Delta\tau_1 = \frac{117,6}{393,31 \cdot 4,2} = 0,07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\tau_2 = \frac{53,2}{393,31 \cdot 4,2} = 0,03 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.3. Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки ВС

Зовнішні діаметри трубопроводів на цій ділянці дорівнює 0,48 м.

Визначаємо зовнішні діаметри ізоляції

$$d_{u1} = 0,48 + 2 \cdot 0,14 = 0,76 \text{ м}$$

$$d_{u2} = 0,48 + 2 \cdot 0,08 = 0,64 \text{ м}$$

Визначаємо попередні розміри каналу та викреслюємо схему

$$A = 2 \cdot 0,11 + 0,2 + 0,76 + 0,64 = 1,72 \text{ м}$$

$$H = 0,1 \cdot 2 + 0,76 = 0,84 \text{ м}$$

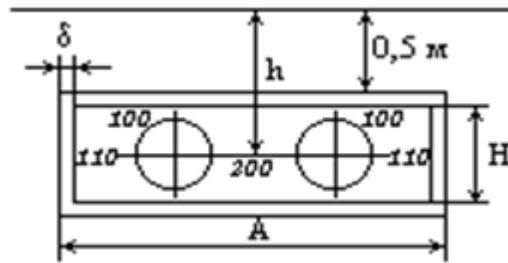


Рис 3.2 Схема розміщення трубопроводів

Вибираємо стандартний розмір каналу

$$A = 1800 \text{ мм}$$

$$H = 900 \text{ мм}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності ізоляції

$$\lambda = 0,030 + 0,00015 \cdot t_{\kappa} \quad (3.13)$$

$$\lambda_1 = 0,030 + 0,00015 \cdot 110 = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

$$\lambda_2 = 0,030 + 0,00015 \cdot 50 = 0,0375 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

Визначаємо опір шару ізоляції :

$$R_{uz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{uz}} \cdot \ln \frac{d_n^{cm} + 2\delta}{d_n^{cm}} \quad (3.14)$$

$$R_{uz1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0465} \cdot \ln \frac{0,480 + 2 \cdot 0,14}{0,480} = 1,57 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

$$R_{uz2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0375} \cdot \ln \frac{0,480 + 2 \cdot 0,08}{0,480} = 1,22 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

Визначаємо термічний опір тепловіддачі від поверхні ізоляції трубопроводу:

$$R_n = \frac{1}{2\pi \cdot \alpha_\kappa \cdot (d_n^{cm} + 2\delta_{uz})} \quad (3.15)$$

Де α_κ – коефіцієнт тепловіддачі в каналі приймається рівним 11 Вт/(м²·°С).

$$R_{n1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot (0,480 + 2 \cdot 0,14)} = 0,019 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

$$R_{n1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot (0,480 + 2 \cdot 0,08)} = 0,023 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір тепловіддачі від повітря до поверхні каналу:

$$R_\kappa = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_\kappa \cdot \frac{2bh}{b+h}} \quad (3.16)$$

$$R_\kappa = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 0,9}{1,8 + 0,9}} = 0,0012 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір ґрунту :

$$R_{\kappa}^{\kappa} = \frac{\ln \left[3,5 \frac{H}{h} \left(\frac{h}{b} \right)^{0,25} \right]}{\left(5,7 + 0,5 \frac{b}{h} \right) \lambda_{\kappa p}} \quad (3.17)$$

Де $\lambda_{\kappa p}$ – теплопровідність ґрунту, приймаємо рівною 1,5 Вт/(м²·°С).

$$R_{ep}^{\kappa} = \frac{\ln \left[3.5 \cdot \frac{0,95}{0,9} \cdot \left(\frac{0,9}{1,8} \right)^{0,25} \right]}{\left(5.7 + 0.5 \cdot \frac{1,8}{0,9} \right) \cdot 1,5} = 0,113 \text{ (} m^2 \cdot ^\circ C \text{) / } Bm$$

Визначаємо температуру повітря в каналі:

$$t_{\kappa} = \frac{\frac{\tau_1}{R_{us1} + R_{n1}} + \frac{\tau_2}{R_{us2} + R_{n2}} + \frac{t_n}{R_{\kappa} + R_{ep}}}{\frac{1}{R_{us1} + R_{n2}} + \frac{1}{R_{us2} + R_{n2}} + \frac{1}{R_{\kappa} + R_{ep}^{\kappa}}} = \frac{\frac{110}{1,57 + 0,019} + \frac{50}{1,22 + 0,023} + \frac{-8,5}{0,012 + 0,113}}{\frac{1}{1,57 + 0,019} + \frac{1}{1,22 + 0,023} + \frac{1}{0,012 + 0,113}} = 4,4 \text{ } ^\circ C$$

Визначаємо теплові втрати :

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_{\kappa}) \cdot K}{R_{us} + R_n} = \frac{(110 - 4,4) \cdot 1,15}{1,57 + 0,019} = 75 \text{ } Bm / m$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_{\kappa}) \cdot K}{R_{us} + R_n} = \frac{(50 - 4,4) \cdot 1,15}{1,22 + 0,023} = 41 \text{ } Bm / m$$

Лінійну щільність теплового потоку порівнюємо з нормативним значенням щільності теплового потоку, щоб оцінити ефективність теплоізоляції.:

$$q_{n1} = 75 + 41 = 116 = 117 \text{ } Bm / m$$

Визначаємо лінійні теплові втрати теплопроводу:

$$Q = q \cdot l \tag{3.18}$$

Де l - довжина теплопроводу, м

$$Q_1 = 75 \cdot 2000 = 150 \text{ } \kappa Bm$$

$$Q_2 = 41 \cdot 2000 = 82 \text{ кВт}$$

Визначаємо падіння температури теплоносія при його русі теплопроводом:

$$\Delta\tau = \frac{Q}{G \cdot c_p} \quad (3.19)$$

Де G - витрата теплоносія, кг/с

$c_p = 4,2$ - ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·С)

$$\Delta\tau_1 = \frac{150}{340,57 \cdot 4,2} = 0,11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\tau_2 = \frac{82}{340,57 \cdot 4,2} = 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.4 Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки СМ

Зовнішні діаметри трубопроводів на цій ділянці дорівнює 0,273 м.

Визначаємо зовнішні діаметри ізоляції

$$d_{u1} = 0,273 + 2 \cdot 0,12 = 0,513 \text{ м}$$

$$d_{u2} = 0,273 + 2 \cdot 0,08 = 0,433 \text{ м}$$

Визначаємо попередні розміри каналу та викреслюємо схему

$$A = 2 \cdot 0,11 + 0,2 + 0,513 + 0,433 = 1,37 \text{ м}$$

$$H = 0,1 \cdot 2 + 0,433 = 0,633 \text{ м}$$

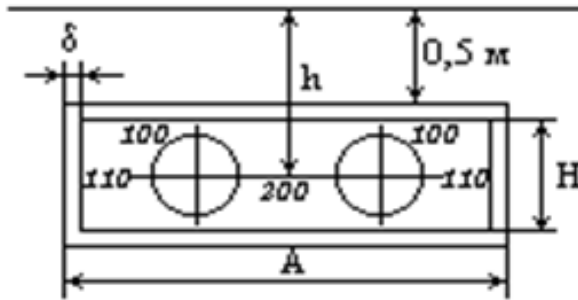


Рис 3.3. Схема розміщення трубопроводів

Вибираємо стандартний розмір каналу

$$A = 1800 \text{ мм}$$

$$H = 900 \text{ мм}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності ізоляції

$$\lambda = 0,030 + 0,00015 \cdot t_k \quad (3.20)$$

$$\lambda_1 = 0,030 + 0,00015 \cdot 110 = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

$$\lambda_2 = 0,030 + 0,00015 \cdot 50 = 0,0375 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

Визначаємо опір шару ізоляції :

$$R_{uz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{uz}} \cdot \ln \frac{d_n^{cm} + 2\delta}{d_n^{cm}} \quad (3.21)$$

$$R_{uz1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0465} \cdot \ln \frac{0,273 + 2 \cdot 0,12}{0,273} = 2,16 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

$$R_{uz2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0375} \cdot \ln \frac{0,273 + 2 \cdot 0,08}{0,273} = 1,96 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір тепловіддачі від поверхні ізоляції трубопроводу:

$$R_n = \frac{1}{2\pi \cdot \alpha_\kappa \cdot (d_n^{cm} + 2\delta_{из})} \quad (3.22)$$

Де α_κ – коефіцієнт тепловіддачі в каналі приймається рівним 11 Вт/(м²·°С).

$$R_{n1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot (0,273 + 2 \cdot 0,12)} = 0,028 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С) / Вт}$$

$$R_{n1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot (0,273 + 2 \cdot 0,08)} = 0,033 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір тепловіддачі від повітря до поверхні каналу:

$$R_\kappa = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_\kappa \cdot \frac{2bh}{b+h}} \quad (3.23)$$

$$R_\kappa = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 0,9}{1,8 + 0,9}} = 0,0012 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С) / Вт}$$

Визначаємо термічний опір ґрунту :

$$R_{zp}^\kappa = \frac{\ln \left[3,5 \frac{H}{h} \left(\frac{h}{b} \right)^{0,25} \right]}{\left(5,7 + 0,5 \frac{b}{h} \right) \lambda_{zp}} \quad (3.24)$$

Де λ_{zp} – теплопровідність ґрунту, приймаємо рівною 1,5 Вт/(м²·°С).

$$R_{zp}^{\kappa} = \frac{\ln \left[3.5 \cdot \frac{0,95}{0,9} \cdot \left(\frac{0,9}{1,8} \right)^{0,25} \right]}{\left(5.7 + 0.5 \cdot \frac{1,8}{0,9} \right) \cdot 0,8} = 0,21 \text{ (M}^2 \cdot \text{°C) / Bm}$$

Визначаємо температуру повітря в каналі:

$$t_{\kappa} = \frac{\frac{\tau_1}{R_{uz1} + R_{n1}} + \frac{\tau_2}{R_{uz2} + R_{n2}} + \frac{t_n}{R_{\kappa} + R_{zp}}}{\frac{1}{R_{uz1} + R_{n2}} + \frac{1}{R_{uz2} + R_{n2}} + \frac{1}{R_{\kappa} + R_{zp}}} = \frac{\frac{110}{2,16 + 0,028} + \frac{50}{1,96 + 0,033} + \frac{-8,5}{0,012 + 0,21}}{\frac{1}{2,16 + 0,028} + \frac{1}{1,96 + 0,033} + \frac{1}{0,012 + 0,21}} = 5,9 \text{ °C}$$

Визначаємо теплові втрати :

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_{\kappa}) \cdot K}{R_{uz} + R_n} = \frac{(110 - 5,9) \cdot 1,15}{2,16 + 0,028} = 54, \text{ Bm / m}$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_{\kappa}) \cdot K}{R_{uz} + R_n} = \frac{(50 - 5,9) \cdot 1,15}{1,96 + 0,033} = 25, \text{ Bm / m}$$

Порівнюємо лінійну щільність теплового потоку з нормативною щільністю теплового потоку:

$$q = 54 + 25 = 79 < 80 \text{ Bm / m}$$

Визначаємо лінійні теплові втрати теплопроводу:

$$Q = q \cdot l \tag{3.25}$$

де

l - довжина теплопроводу, м

$$Q_1 = 54 \cdot 2700 = 145,8 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 25 \cdot 2700 = 67,5 \text{ кВт}$$

Визначаємо падіння температури теплоносія при його русі теплопроводом:

$$\Delta\tau = \frac{Q}{G \cdot c_p} \quad (3.26)$$

Де G - витрата теплоносія, кг/с

$c_p = 4,2$ - ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·С)

$$\Delta\tau_1 = \frac{145,8}{79,24 \cdot 4,2} = 0,44 \text{ } ^\circ\text{С}$$

$$\Delta\tau_2 = \frac{67,5}{79,24 \cdot 4,2} = 0,21 \text{ } ^\circ\text{С}$$

3.5 Тепловий розрахунок двотрубного теплопроводу каналної прокладки ділянки ВР

Так як діаметри трубопроводів однакові, то застосовуємо ідентичну ізоляцію на ділянці на ВР.

Визначаємо лінійні теплові втрати теплопроводу:

$$Q = q \cdot l \quad (3.27)$$

Де l - довжина теплопроводу, м

$$Q_1 = 54 \cdot 1400 = 75,6 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 25 \cdot 1400 = 35 \text{ кВт}$$

Визначаємо падіння температури теплоносія при його русі теплопроводом:

$$\Delta\tau = \frac{Q}{G \cdot c_p} \quad (3.28)$$

Де G - витрата теплоносія, кг/с

$c_p = 4,2$ - ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·С)

$$\Delta\tau_1 = \frac{75,6}{52,74 \cdot 4,2} = 0,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\tau_2 = \frac{35}{52,74 \cdot 4,2} = 0,16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Отримані результати заносимо до таблиці 3.1:

Таблиця 3.1

Результати розрахунку

№ ділянки	Тип прокладки	Трубопровод	Нормативний тепловий потік q , Вт/м	Матеріал теплової ізоляції	Прийнята товщина теплової ізоляції, δ , мм	Падіння температури теплоносія $\Delta\tau$, $^\circ\text{C}$	Фактичний тепловий потік q , Вт/м	Теплові втрати теплопроводу Q , Вт
1	Канальна прокладка	Подаючий	127	Пінополіуретан	0,13	0,07	84	117600
		Зворотній			0,09	0,03	38	53200
2		Подаючий	117		0,14	0,11	75	150000
		Зворотній			0,08	0,06	41	82000
3		Подаючий	80		0,12	0,44	54	145800

		Зворотній			0,08	0,21	25	67500
4		Подаючий	80		0,12	0,34	54	75600
		Зворотній			0,08	0,16	25	35000
5	Надземний	Подаючий	84		0,22	0,15	55	165000
		Зворотній	49		0,17	0,07	25,4	76200

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНОК ТРУБОП РОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖІВ НА МІЦНІСТЬ

4.1. Надземна ділянка СП

На п'ятій ділянці теплової мережі СП, прокладеному надземним способом, діють наступні навантаження:

- вітрові;
- внутрішній тиск теплоносія;
- вагові;

Наведемо схематичний малюнок розміщення опор і прогину трубопроводу:



Рис 4.1. Схема прогину трубопроводу

Визначаємо максимальний згинальний момент над опорами:

$$M = \frac{q \cdot l^2}{12} \quad (\text{Н} \cdot \text{м}) \quad (4.1)$$

Де l – відстань між опорами, м;

q – питома навантаження на одиницю довжини трубопроводу, Н/м;

$$q = \sqrt{q_B^2 + q_T^2} \quad (4.2)$$

Де q_B - горизонтальне питоме навантаження, Н/м;

q_G - вертикальне питоме навантаження, Н/м;

$$q_G = k \cdot \left(\frac{\omega^2}{2} \right) \cdot \rho \cdot d_H \quad (\text{Н/м}) \quad (4.3)$$

$$q_B = \sum m \cdot g + q_{CH} \quad (\text{Н/м}); \quad (4.4)$$

Де ω - швидкість повітря, м/с ($\omega=10$);

ρ - Щільність повітря, кг/м³;

d_H - Зовнішній діаметр ізоляції трубопроводу, м;

k - аеродинамічний коефіцієнт, 1.4 ÷ 1.6, беремо 1.4;

m - сумарна маса теплоносія, труби, ізоляції, кг $m = V \cdot \rho$;;

g - прискорення вільного падіння, 9.8 м/с²;

$$q_G = 1.4 \cdot \left(\frac{10^2}{2} \right) \cdot 1 \cdot 0.426 = 29,82 \text{ Н/м};$$

теплоносій :

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = \frac{3.14 \cdot 0.426^2}{4} \cdot 1 = 0.142 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.142 \cdot 975 = 138,5 \text{ кг};$$

труба :

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.426^2 - 0.414^2) \cdot 1 = 0.0079 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.0079 \cdot 7800 = 61,62 \text{ кг};$$

ізоляція :

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2) \cdot l}{4} = \frac{3.14}{4} (0.866^2 - 0.426^2) \cdot 1 = 0,227 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.227 \cdot 40 = 9,08 \text{ кг};$$

$$q_B = \sum (138,5 + 61,62 + 9,08) \cdot 9.8 + 200 = 2245,3 \text{ Н / м};$$

$$q = \sqrt{2245,3^2 + 29,82^2} = 2245,5 \text{ Н / м};$$

$$\delta = \beta \cdot \varphi \cdot [\sigma]; \quad (4.5)$$

Де β – коефіцієнт напруги, $0.4 \div 0.5$;

φ – коефіцієнт міцності, $0,8$;

$[\sigma]$ – напруга металу труб, для сталевих труб 16ГС, 145 МПа ;

$$\delta = 0.5 \cdot 0.8 \cdot 145 = 58 \text{ МПа};$$

Визначаємо екваторіальний момент опору труби:

$$W = 0.1 \cdot [(d_H^4 - d_{BH}^4) / d_H] = 0.1 \frac{0.426^4 - 0.414^4}{0.426} = 0.00083 \text{ м}^3;$$

Визначаємо відстань між опорами:

$$l = \sqrt{\frac{12 \cdot \delta \cdot W}{q}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 58 \cdot 830}{2245,5}} = 16 \text{ м};$$

Визначаємо згинальний момент на опорі:

$$M_o = \frac{q \cdot l^2}{12} = \frac{2245,5 \cdot 16^2}{12} = 47,9 \text{ кПа};$$

Визначаємо згинальний момент на прогин труби:

$$M_{II} = \frac{q \cdot l^2}{24} = \frac{2245,5 \cdot 16^2}{24} = 23,95 \text{ кПа};$$

Визначаємо стрілу прогину трубопроводу:

$$y = \frac{q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J} \text{ м}; \quad (4.6)$$

Де E – модуль поздовжньої пружності, $19,6 \cdot 10^{10}$ Па;

J – екваторіальний момент інерції труби, м^4 ;

$$J = 0,05 \cdot (d_H^4 - d_{BH}^4) = 0,05 \cdot (0,426^4 - 0,414^4) = 17784,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$y = \frac{2245,5 \cdot 16^2}{384 \cdot 19,6 \cdot 10^{10} \cdot 17784,7 \cdot 10^{-8}} = 0,00004 \text{ м};$$

$$y_{доп} = 0,02 \cdot d_{\gamma} = 0,02 \cdot 0,5 = 0,008 \text{ м};$$

Стела прогину не перевищує допустиму

4.2 Підземна канална ділянка АВ

Визначаємо питома навантаження на одиницю довжини трубопроводу, Н/м;

$$q = \sqrt{q_B^2 + q_T^2};$$

Де q_B – горизонтальне питома навантаження, Н/м;

q_{Γ} - вертикальне питоме навантаження, Н/м;

$$q_{\Gamma} = 0;$$

$$q_B = \sum m \cdot g + q_{CH} \text{ (Н / м)};$$

Де m - сумарна маса теплоносія, труби, ізоляції, кг $m = V \cdot \rho$;;

g - прискорення вільного падіння, 9.8 м/с²;

теплоносій :

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} l = \frac{3.14 \cdot 0.530^2}{4} \cdot 1 = 0.22 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.22 \cdot 975 = 214,99 \text{ кг};$$

труба:

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.53^2 - 0.514^2) \cdot 1 = 0.013 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.013 \cdot 7800 = 101,4 \text{ кг};$$

ізоляція:

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.79^2 - 0.530^2) \cdot 1 = 0.27 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.27 \cdot 40 = 10,8 \text{ кг};$$

$$q_B = \sum (214,99 + 101,4 + 10,8) \cdot 9.8 = 3206,5 \text{ Н / м};$$

$$q = \sqrt{3206,5^2 + 0} = 3206,5 \text{ Н / м};$$

$$\delta = 0.5 \cdot 0.8 \cdot 145 = 58 \text{ МПа};$$

Визначаємо екваторіальний момент опору труби:

$$W = 0.1 \cdot \left[(d_H^4 - d_{BH}^4) / d_H \right] = 0.1 \frac{0.53^4 - 0.514^4}{0.53} = 0.0017 \text{ м}^3;$$

Визначаємо відстань між опорами:

$$l = \sqrt{\frac{12 \cdot 58 \cdot 1700}{3206,5}} = 21,5 \text{ м};$$

Визначаємо згинальний момент на опорі:

$$M_o = \frac{q \cdot l^2}{12} = \frac{3206,5 \cdot 21,5^2}{12} = 123,5 \text{ кПа};$$

Визначаємо згинальний момент на прогин труби:

$$M_{II} = \frac{q \cdot l^2}{24} = \frac{3206,5 \cdot 21,5^2}{24} = 61,75 \text{ кПа};$$

Визначаємо стрілу прогину трубопроводу:

$$y = \frac{q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J} \text{ м};$$

$$J = 0.05 \cdot (d_H^4 - d_{BH}^4) = 0.05 \cdot (0.53^4 - 0.514^4) = 45526,4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$y = \frac{3206,5 \cdot 21,5^2}{384 \cdot 19.6 \cdot 10^{10} \cdot 45526,4 \cdot 10^{-8}} = 0.00005 \text{ м};$$

$$y_{\text{доп}} = 0.02 \cdot d_y = 0.02 \cdot 0.53 = 0.0106 \text{ м};$$

Стела прогину не перевищує допустиму

4.3 Підземна канална ділянка ВС

Визначаємо питоме навантаження на одиницю довжини трубопроводу, Н/м;

$$q = \sqrt{q_B^2 + q_G^2}; \quad (4.7)$$

Де q_B - горизонтальне питоме навантаження, Н/м;

q_G - вертикальне питоме навантаження, Н/м;

$$q_G = 0; q_B = \sum m \cdot g + q_{CH} \quad (H / m);$$

Де m - сумарна маса теплоносія, труби, ізоляції, кг $m = V \cdot \rho$;;

g - прискорення вільного падіння, 9.8 м/с^2 ;

теплоносій :

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} l = \frac{3.14 \cdot 0.480^2}{4} \cdot 1 = 0.18 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.18 \cdot 975 = 175,5 \text{ кг};$$

труба:

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.48^2 - 0.464^2) \cdot 1 = 0.012 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.012 \cdot 7800 = 93,6 \text{ кг};$$

ізоляція:

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.76^2 - 0.48^2) \cdot 1 = 0.27 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.27 \cdot 40 = 10,8 \text{ кг};$$

$$q_B = \sum (175,5 + 93,6 + 10,8) \cdot 9.8 = 2743 \text{ Н / м};$$

$$q = \sqrt{2743^2 + 0} = 2743 \text{ Н / м};$$

$$\delta = 0.5 \cdot 0.8 \cdot 145 = 58 \text{ МПа};$$

Визначаємо екваторіальний момент опору труби:

$$W = 0.1 \cdot \left[(d_H^4 - d_{BH}^4) / d_H \right] = 0.1 \frac{0.48^4 - 0.464^4}{0.48} = 0.0014 \text{ м}^3;$$

Визначаємо відстань між опорами:

$$l = \sqrt{\frac{12 \cdot 58 \cdot 1400}{2743}} = 18,8 \text{ м};$$

Визначаємо згинальний момент на опорі:

$$M_o = \frac{q \cdot l^2}{12} = \frac{2743 \cdot 18,8^2}{12} = 80,79 \text{ кПа};$$

Визначаємо згинальний момент на прогин труби:

$$M_{II} = \frac{q \cdot l^2}{24} = \frac{2743 \cdot 18,8^2}{24} = 40,4 \text{ кПа};$$

Визначаємо стрілу прогину трубопроводу:

$$y = \frac{q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J} \text{ м};$$

$$J = 0.05 \cdot (d_H^4 - d_{BH}^4) = 0.05 \cdot (0.48^4 - 0.464^4) = 33658,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$y = \frac{2743 \cdot 18,8^2}{384 \cdot 19.6 \cdot 10^{10} \cdot 33658,9 \cdot 10^{-8}} = 0.00004 \text{ м};$$

$$y_{доп} = 0.02 \cdot d_y = 0.02 \cdot 0.48 = 0.0096 \text{ м};$$

Стела прогину не перевищує допустиму

4.4 Підземна канална ділянка СМ = ВР

Визначаємо питоме навантаження на одиницю довжини трубопроводу, Н/м;

$$q = \sqrt{q_B^2 + q_G^2};$$

Де q_B - горизонтальне питоме навантаження, Н/м;

q_G - вертикальне питоме навантаження, Н/м;

$$q_G = 0;$$

$$q_B = \sum m \cdot g + q_{CH} \text{ (Н / м)};$$

Де m - сумарна маса теплоносія, труби, ізоляції, кг $m = V \cdot \rho$;;

g - прискорення вільного падіння, 9.8 м/с^2 ;

теплоносій :

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} l = \frac{3.14 \cdot 0.273^2}{4} \cdot 1 = 0.059 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.059 \cdot 975 = 57,5 \text{ кг};$$

труба:

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.273^2 - 0.259^2) \cdot 1 = 0.0058 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.0058 \cdot 7800 = 45,24 \text{ кг};$$

ізоляція:

$$V = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2)}{4} \cdot l = \frac{3.14}{4} (0.512^2 - 0.273^2) \cdot 1 = 0.15 \text{ м}^3;$$

$$m = 0.15 \cdot 40 = 6 \text{ кг};$$

$$q_B = \sum (57,5 + 45,24 + 6) \cdot 9.8 = 1065,7 \text{ Н / м};$$

$$q = \sqrt{1065,7^2 + 0} = 1065,7 \text{ Н / м};$$

$$\delta = 0.5 \cdot 0.8 \cdot 145 = 58 \text{ МПа};$$

Визначаємо екваторіальний момент опору труби:

$$W = 0.1 \cdot \left[\frac{d_H^4 - d_{BH}^4}{d_H} \right] = 0.1 \frac{0.273^4 - 0.259^4}{0.273} = 0.0004 \text{ м}^3;$$

Визначаємо відстань між опорами:

$$l = \sqrt{\frac{12 \cdot 58 \cdot 400}{1065,7}} = 16,2 \text{ м};$$

Визначаємо згинальний момент на опорі:

$$M_o = \frac{q \cdot l^2}{12} = \frac{1065,7 \cdot 16,2^2}{12} = 23,3 \text{ кПа};$$

Визначаємо згинальний момент на прогин труби:

$$M_{II} = \frac{q \cdot l^2}{24} = \frac{1065,7 \cdot 16,2^2}{24} = 11,65 \text{ кПа};$$

Визначаємо стрілу прогину трубопроводу:

$$y = \frac{q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J} \text{ м}; \quad (4.8)$$

$$J = 0.05 \cdot (d_H^4 - d_{BH}^4) = 0.05 \cdot (0.273^4 - 0.259^4) = 5273,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$y = \frac{1065,7 \cdot 16,2^2}{384 \cdot 19,6 \cdot 10^{10} \cdot 5273,5 \cdot 10^{-8}} = 0.00007 \text{ м};$$

$$y_{\text{доп}} = 0.02 \cdot d_Y = 0.02 \cdot 0.273 = 0.00546 \text{ м};$$

Межа прогину не перевищує допустиму

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК КОМПЕНСАТОРІВ

Розрахунок проводимо для двох ділянок: надземного СП та підземного РМ.

5.1 Для ділянки СП

Розраховуємо теплове подовження трубопроводів Δl мм між нерухомими опорами.

$$\Delta l = \alpha \cdot L \cdot (t - t_o) \quad (5.1)$$

Де L - Довжина трубопроводу між нерухомими опорами, L = 120 м;

t - температура теплоносія, ^{ПРО} ;

t_{ПРО} - температура навколишнього середовища, ^{ПРО} ;

α - коефіцієнт лінійного подовження сталевих труб.

$$\Delta l = 0.000012 \cdot 120 \cdot (180 + 36) = 0.31 \quad \text{м}$$

Розрахункове теплове подовження з урахуванням попередньої розтяжки компенсатора.

$$\Delta l_k = \Delta l \cdot 0.5 = 0.31 \cdot 0.5 = 0.13 \quad \text{м}$$

Задаємося довжиною спинки, C=4,4 м, і по номограмі визначаємо виліт компенсатора H=4,8м.

Обчислюємо координати пружного центру x_s та y_s . Внаслідок симетричності пружний центр S лежить на осі у тому $x_s = 0$.

$$y_s = \left[\frac{6,28}{k} + \frac{3,14}{k} m + m^2 + 2m + p(m+2) \right] \cdot \frac{R}{L_{np}}$$

Де L_{np} - наведена довжина осі компенсатора, м:

$$L_{np} = \left(2n + 2m + p + \frac{6,28}{k} \right) R$$

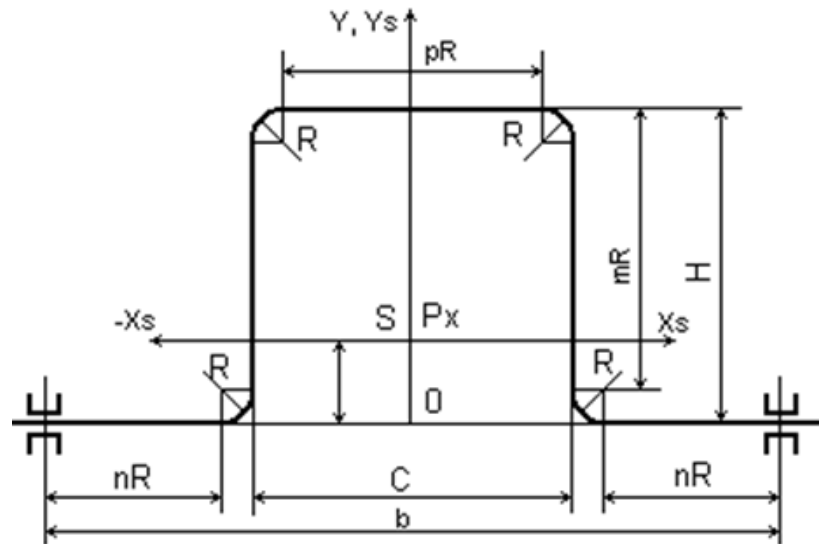


Рис 5.1. Розрахункова схема П образного компенсатора.

Де R - радіус вигину відведення;

k – коефіцієнт Кишені;

$$k = \frac{h^{5/6}}{1,52}$$

$$h = \frac{R_s \cdot \delta}{r_{cp}^2}$$

$$r_{cp} = \frac{d_H - \delta}{2} \tag{5.2}$$

$$R_s = \frac{r_{cp}^2}{2} \cdot (1 + ctg\alpha) \tag{5.3}$$

δ - товщина стінки труби;

r_{cp} - радіус поперечного перерізу труби.

$$R_s = \frac{0,21}{2} \cdot (1 + \operatorname{ctg}15) = 10,1$$

$$r_{CP} = \frac{426 - 6}{2} = 0,21 \text{ м}$$

$$h = \frac{10,1 \cdot 0,006}{0,21^2} = 0,29 \text{ м}$$

$$k = \frac{0,29^{5/6}}{1,52} = 0,23$$

$$L_{PP} = \left(2 \cdot 31,1 + 2 \cdot 0,67 + 0,45 + \frac{6,28}{0,23} \right) \cdot 1,8 = 164,7 \text{ м}$$

$$Y_s = \left[\frac{6,28}{0,23} + \frac{3,14}{0,23} \cdot 0,67 + 0,67^2 + 2 \cdot 0,67 + 0,45(0,67 + 2) \right] \cdot \frac{1,8}{164,7} = 0,43$$

Обчислюємо момент інерції пружної лінії осі компенсатора щодо осі x_s .

$$J_s = \left[\frac{9,42}{k} + \frac{10,28 \cdot m}{k} + \frac{3,14 \cdot m^2}{k} + 0,67 \cdot m^3 + 2 \cdot m^2 + 2 \cdot m + p \cdot (m+2)^2 \right] \cdot R^3 - L_{PP} \cdot y_s^2$$

$$J_s = \left[\frac{9,42}{0,23} + \frac{10,28 \cdot 0,67}{0,23} + \frac{3,14 \cdot 0,67^2}{0,23} + 0,67 \cdot 0,67^3 + 2 \cdot 0,67^2 + 2 \cdot 0,67 + 0,45 \cdot (0,67 + 2)^2 \right] \cdot 1,8^3 - 164,7 \cdot 0,43^2 =$$

$$= 451,73 \text{ м}^3$$

Сила пружної відсічі компенсатора визначається за такою формулою:

$$P_x = \frac{\Delta l \cdot E \cdot J}{J_s}$$

Де E – модуль пружності сталі з урахуванням температури;

J - момент інерції поперечного перерізу труби, з якої виготовляється компенсатор,

$$P_x = \frac{0,16 \cdot 19,6 \cdot 10^{10} \cdot 1,7784 \cdot 7 \cdot 10^{-8}}{451,73} = 12346,5 \text{ Па / м}^2$$

Максимальний згинальний момент визначається за формулою:

$$M_{MAX} = P_X (H - y_S)$$

Де H – висота компенсатора;

$$M_{MAX} = 12346.5 \cdot (4.8 - 0.43) = 53954.2$$

Напруга вигину на вигнутих ділянках визначаємо за формулою:

$$[\sigma] = m_1 \frac{M_{MAX}}{W}$$

$$m_1 = \frac{0.9}{h^{0.67}} = \frac{0.9}{0.29^{0.67}} = 2.1$$

$$[\sigma] = 2.1 \frac{53954.2}{0.00083} = 136.5 \text{ МПа} \quad (5.4)$$

Допустиме значення, що згинає напруга, менше 160 МПа. Розрахунок проведено правильно.

5.2 Для ділянки АВ

Розраховуємо теплове подовження трубопроводів Δl мм між нерухомими опорами.

$$\Delta l = \alpha \cdot L \cdot (t - t_0) \quad (5.5)$$

Де L - довжина трубопроводу між нерухомими опорами, $L = 140$ м;

t - температура теплоносія, ППО;

$t_{\text{про}}$ - температура навколишнього середовища, ППО;

α - коефіцієнт лінійного подовження сталевих труб.

$$\Delta l = 0.000012 \cdot 140 \cdot (180 + 36) = 0.36 \quad \text{м}$$

Розрахункове теплове подовження з урахуванням попередньої розтяжки компенсатора.

$$\Delta l_K = \Delta l \cdot 0.5 = 0.36 \cdot 0.5 = 0.18 \quad \text{м}$$

Задаємося довжиною спинки $C=5$ м і по номограмі визначаємо виліт компенсатора $H=6$ м.

Обчислюємо координати пружного центру x_s та y_s . Внаслідок симетричності пружний центр S лежить на осі y тому $x_s=0$.

$$y_s = \left[\frac{6,28}{k} + \frac{3,14}{k} m + m^2 + 2m + p(m+2) \right] \cdot \frac{R}{L_{np}} \quad (5.6)$$

Де L_{np} - наведена довжина осі компенсатора, м:

$$L_{np} = \left(2n + 2m + p + \frac{6,28}{k} \right) R \quad (5.7)$$

Де R - радіус вигину відведення;

k - коефіцієнт Кишені;

$$k = \frac{h^{5/6}}{1,52}$$

$$h = \frac{R_s \cdot \delta}{r_{cp}^2}$$

$$r_{cp} = \frac{d_H - \delta}{2} \quad (5.8)$$

$$R_s = \frac{r_{cp}^2}{2} \cdot (1 + \text{ctg} \alpha) \quad (5.9)$$

δ - товщі на стінки труби;

r_{CP} - радіус поперечного перерізу труби.

$$R_s = \frac{0,259}{2} \cdot (1 + \text{ctg}15) = 13$$

$$r_{CP} = \frac{530 - 8}{2} = 0.269 \text{ м}$$

$$h = \frac{13 \cdot 0.008}{0.269^2} = 0.39 \text{ м}$$

$$k = \frac{0.39^{5/6}}{1.52} = 0.3$$

$$L_{ПП} = \left(2 \cdot 32,75 + 2 \cdot 1 + 0,5 + \frac{6,28}{0,3} \right) \cdot 2 = 177,9 \text{ м}$$

$$Y_s = \left[\frac{6,28}{0,3} + \frac{3,14}{0,3} \cdot 1 + 1^2 + 2 \cdot 1 + 0,5(1 + 2) \right] \cdot \frac{2}{177,9} = 0.4$$

Обчислюємо момент інерції пружної лінії осі компенсатора щодо осі x_s .

$$J_s = \left[\frac{9,42}{k} + \frac{10,28 \cdot m}{k} + \frac{3,14 \cdot m^2}{k} + 0,67 \cdot m^3 + 2 \cdot m^2 + 2 \cdot m + p \cdot (m + 2)^2 \right] \cdot R^3 - L_{ПП} \cdot y_s^2$$

$$J_s = \left[\frac{9,42}{0,3} + \frac{10,28 \cdot 1}{0,3} + \frac{3,14 \cdot 1^2}{0,3} + 0,67 \cdot 1^3 + 2 \cdot 1^2 + 2 \cdot 1 + 0,5 \cdot (1 + 2)^2 \right] \cdot 2^3 - 177,9 \cdot 0,4^2 =$$

$$= 725,96 \text{ м}^3$$

Сила пружної відсічі компенсатора визначається за такою формулою:

$$P_x = \frac{\Delta l \cdot E \cdot J}{J_s} \quad (5.10)$$

Де E - модуль пружності сталі з урахуванням температури;

J - момент інерції поперечного перерізу труби, з якої виготовляється

компенсатор,

$$P_x = \frac{0.18 \cdot 19.6 \cdot 10^{10} \cdot 4.5526,4 \cdot 10^{-8}}{725,96} = 22124,8 \text{ Па/м}^2$$

Максимальний згинальний момент визначається за формулою:

$$M_{MAX} = P_x (H - y_s) \quad (5.11)$$

Де Н – висота компенсатора;

$$M_{MAX} = 22124,8 \cdot (6 - 0.4) = 123898,9$$

Напруга вигину на вигнутих ділянках визначаємо за формулою:

$$[\sigma] = m_1 \frac{M_{MAX}}{W}$$

$$m_1 = \frac{0.9}{h^{0.67}} = \frac{0.9}{0.39^{0.67}} = 1,69$$

$$[\sigma] = 1,69 \cdot \frac{123898,9}{0.0017} = 123 \text{ МПа} \quad (5.12)$$

Допустиме значення, що згинає напруга, менше 160 МПа. Розрахунок проведено правильно.

5.3 Для ділянки ВС

Розраховуємо теплове подовження трубопроводів Δl мм між нерухомими опорами.

$$\Delta l = \alpha \cdot L \cdot (t - t_o) \quad (5.13)$$

Де L - Довжина трубопроводу між нерухомими опорами, L = 120 м;

t - температура теплоносія, $^{\circ}\text{C}$;
 $t_{\text{про}}$ - температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

α - коефіцієнт лінійного подовження сталевих труб.

$$\Delta l = 0.000012 \cdot 120 \cdot (180 + 36) = 0.31 \quad \text{м}$$

Розрахункове теплове подовження з урахуванням попередньої розтяжки компенсатора.

$$\Delta l_k = \Delta l \cdot 0.5 = 0.31 \cdot 0.5 = 0.16 \quad \text{м}$$

Задаємося довжиною спинки $C=4,4$ м, і по номограмі визначаємо виліт компенсатора $H=4,8$ м.

Обчислюємо координати пружного центру x_s та y_s . Внаслідок симетричності пружний центр S лежить на осі y тому $x_s=0$.

$$y_s = \left[\frac{6,28}{k} + \frac{3,14}{k} m + m^2 + 2m + p(m+2) \right] \cdot \frac{R}{L_{np}} \quad (5.14)$$

Де L_{np} - наведена довжина осі до пенсатора, м:

$$L_{np} = \left(2n + 2m + p + \frac{6,28}{k} \right) R \quad (5.15)$$

Де R - радіус вигину відведення;

k – коефіцієнт Кишені;

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{h^{5/6}}{1.52} \\
 h &= \frac{R_s \cdot \delta}{r_{CP}^2} \\
 r_{CP} &= \frac{d_H - \delta}{2}
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

$$R_s = \frac{r_{cp}^2}{2} \cdot (1 + ctg\alpha)
 \tag{5.17}$$

δ - товщина стінки труби;

r_{CP} - радіус поперечного перерізу труби.

$$R_s = \frac{0,236}{2} \cdot (1 + ctg15) = 11,5$$

$$r_{CP} = \frac{480 - 8}{2} = 0,236 \text{ м}$$

$$h = \frac{11,5 \cdot 0,008}{0,236^2} = 0,39 \text{ м}$$

$$k = \frac{0,39^{5/6}}{1,52} = 0,3$$

$$L_{ПП} = \left(2 \cdot 31,1 + 2 \cdot 0,67 + 0,45 + \frac{6,28}{0,3} \right) \cdot 1,8 = 152,9 \text{ м}$$

$$Y_s = \left[\frac{6,28}{0,3} + \frac{3,14}{0,3} \cdot 0,67 + 0,67^2 + 2 \cdot 0,67 + 0,45(0,67 + 2) \right] \cdot \frac{1,8}{152,9} = 0,36$$

Обчислюємо момент інерції пружної лінії осі компенсатора щодо осі x_s .

$$\begin{aligned}
 J_s &= \left[\frac{9,42}{k} + \frac{10,28 \cdot m}{k} + \frac{3,14 \cdot m^2}{k} + 0,67 \cdot m^3 + 2 \cdot m^2 + 2 \cdot m + p \cdot (m + 2)^2 \right] \cdot R^3 - L_{ПП} \cdot y_s^2 \\
 J_s &= \left[\frac{9,42}{0,3} + \frac{10,28 \cdot 0,67}{0,3} + \frac{3,14 \cdot 0,67^2}{0,3} + 0,67 \cdot 0,67^3 + 2 \cdot 0,67^2 + 2 \cdot 0,67 + 0,45 \cdot (0,67 + 2)^2 \right] \cdot 1,8^3 - 152,9 \cdot 0,36^2 = \\
 &= 357,5 \text{ м}^3
 \end{aligned}$$

Сила пружної відсічі компенсатора визначається за такою формулою:

$$P_x = \frac{\Delta l \cdot E \cdot J}{J_s} \quad (5.18)$$

Де E – модуль пружності сталі з урахуванням температури;

J - момент інерції поперечного перерізу труби, з якої виготовляється компенсатор,

$$P_x = \frac{0.16 \cdot 19.6 \cdot 10^{10} \cdot 33658,9 \cdot 10^{-8}}{357,5} = 29525,7 \text{ Па} / \text{м}^2$$

Максимальний згинальний момент визначається за формулою:

$$M_{MAX} = P_x (H - y_s) \quad (5.19)$$

Де H – виліт компенсатора;

$$M_{MAX} = 29525,7 \cdot (4,8 - 0,36) = 131094,1$$

Напруга вигину на вигнутих ділянках визначаємо за формулою:

$$[\sigma] = m_1 \frac{M_{MAX}}{W}$$

$$m_1 = \frac{0.9}{h^{0.67}} = \frac{0.9}{0.39^{0.67}} = 1,69$$

$$[\sigma] = 1,69 \cdot \frac{131094,1}{0.0014} = 158 \text{ МПа}$$

Допустиме значення, що згинає напруга, менше 160 МПа. Розрахунок проведено правильно.

5.4 Для ділянки РМ

Розраховуємо теплове подовження трубопроводів Δl мм між нерухомими опорами.

$$\Delta l = \alpha \cdot L \cdot (t - t_o) \quad (5.20)$$

Де L - Довжина трубопроводу між нерухомими опорами, $L = 95$ м;

t - температура теплоносія, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{про}}$ - температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

α - коефіцієнт лінійного подовження сталевих труб.

$$\Delta l = 0.000012 \cdot 95 \cdot (180 + 36) = 0.25 \quad \text{м}$$

Розрахункове теплове подовження з урахуванням попередньої розтяжки компенсатора.

$$\Delta l_k = \Delta l \cdot 0.5 = 0.25 \cdot 0.5 = 0.125 \quad \text{м}$$

Задаємося довжиною спинки $C=2,5$ м і по номограмі визначаємо виліт компенсатора $H=4$ м.

Обчислюємо координати пружного центру x_s та y_s . Внаслідок симетричності пружний центр S лежить на осі y тому $x_s=0$.

$$y_s = \left[\frac{6,28}{k} + \frac{3,14}{k} m + m^2 + 2m + p(m+2) \right] \cdot \frac{R}{L_{np}} \quad (5.21)$$

Де L_{np} - наведена довжина осі компенсатора, м:

$$L_{np} = \left(2n + 2m + p + \frac{6,28}{k} \right) R \quad (5.22)$$

Де R - радіус вигину відведення;

k – коефіцієнт Кишені;

$$\begin{aligned} k &= \frac{h^{5/6}}{1.52} \\ h &= \frac{R_s \cdot \delta}{r_{CP}^2} \\ r_{CP} &= \frac{d_H - \delta}{2} \end{aligned} \quad (5.23)$$

$$R_s = \frac{r_{cp}^2}{2} \cdot (1 + ctg\alpha) \quad (5.24)$$

δ - товщина стінки труби;

r_{CP} - радіус поперечного перерізу труби.

$$R_s = \frac{0,133}{2} \cdot (1 + ctg15) = 6,4$$

$$r_{CP} = \frac{273 - 7}{2} = 0.133 \text{ м}$$

$$h = \frac{6,4 \cdot 0.007}{0.133^2} = 0.34 \text{ м}$$

$$k = \frac{0,34^{5/6}}{1.52} = 0.27$$

$$L_{IP} = \left(2 \cdot 45,25 + 2 \cdot 1 + 0,5 + \frac{6.28}{0,27} \right) \cdot 1 = 116,3 \text{ м}$$

$$Y_s = \left[\frac{6.28}{0.27} + \frac{3.14}{0.27} \cdot 1 + 1^2 + 2 \cdot 1 + 0.5(1 + 2) \right] \cdot \frac{1}{116,3} = 0.34$$

Обчислюємо момент інерції пружної лінії осі компенсатора щодо осі x_s .

$$J_s = \left[\frac{9.42}{k} + \frac{10.28 \cdot m}{k} + \frac{3.14 \cdot m^2}{k} + 0.67 \cdot m^3 + 2 \cdot m^2 + 2 \cdot m + p \cdot (m+2)^2 \right] \cdot R^3 - L_{III} \cdot y_s^2$$

$$J_s = \left[\frac{9.42}{0.27} + \frac{10.28 \cdot 1}{0.27} + \frac{3.14 \cdot 1^2}{0.27} + 0.67 \cdot 1^3 + 2 \cdot 1^2 + 2 \cdot 1 + 0.5 \cdot (1+2)^2 \right] \cdot 1^3 - 116,3 \cdot 0.34^2 =$$

$$= 80,32 \text{ м}^3$$

Сила пружної відсічі компенсатора визначається за такою формулою:

$$P_x = \frac{\Delta l \cdot E \cdot J}{J_s} \quad (5.25)$$

Де E – модуль пружності сталі з урахуванням температури;

J - момент інерції поперечного перерізу труби, з якої виготовляється компенсатор,

$$P_x = \frac{0.125 \cdot 19.6 \cdot 10^{10} \cdot 5273,5 \cdot 10^{-8}}{80,32} = 16085,8 \text{ Па/м}^2$$

Максимальний згинальний момент визначається за формулою:

$$M_{MAX} = P_x (H - y_s) \quad (5.26)$$

Де H – виліт компенсатора;

$$M_{MAX} = 16085,8 \cdot (4 - 0.34) = 42788,2$$

Напруга вигину на вигнутих ділянках визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned}
 [\sigma] &= m_1 \frac{M_{MAX}}{W} \\
 m_1 &= \frac{0.9}{h^{0.67}} = \frac{0.9}{0.34^{0.67}} = 1,85 \\
 [\sigma] &= 1,85 \cdot \frac{42788,2}{0.0004} = 198 \text{ МПа}
 \end{aligned}
 \tag{5.27}$$

Допустиме значення , що згинає напруга, Більше 160 МПа. Зменшуємо відстань між опорами з 95 до 75 м-коду.

$$\begin{aligned}
 \Delta l &= 0.000012 \cdot 75 \cdot (180 + 36) = 0,19 \text{ м} \\
 \Delta l_K &= \Delta l \cdot 0.5 = 0.19 \cdot 0.5 = 0,095 \text{ м} \\
 P_x &= \frac{0.095 \cdot 19.6 \cdot 10^{10} \cdot 5273,5 \cdot 10^{-8}}{80,32} = 12225,2 \text{ Па/м}^2 \\
 M_{MAX} &= 12225,2 \cdot (4 - 0.34) = 32519 \\
 [\sigma] &= 1,85 \cdot \frac{32519}{0.0004} = 150 \text{ МПа}
 \end{aligned}$$

Допустиме значення, що згинає напруга, менше 160 МПа. Розрахунок проведено правильно.

РОЗДІЛ 6 ВИБІР НАСОСІВ

6.1 Вибираємо мережеві насоси

Сумарна витрата мережевих насосів дорівнює витрати на першій ділянці (АВ):

$$G = 393,31 \text{ кг/с} = 1415,9 \text{ м}^3/\text{ч};$$

Напір основних мережевих насосів розраховується як сума втрат тиску в наступних елементах:

- підігрівальна установка,
- подаючий і зворотний трубопроводи головної магістралі,
- центральний або індивідуальний тепловий пункт.

На основі п'єзометричного графіка $\Delta H = 155 \text{ м}$ визначають необхідний напір, а за допомогою номограми обирають відповідний тип насоса, наприклад, СЕ-1250-180. Додатково передбачається один резервний насос для забезпечення безперервності роботи у разі відмови основного обладнання.

6.2 Вибираємо насоси, що підкачують

$$G_1 = 941 \text{ м}^3/\text{с}; \Delta H = 58 \text{ м}; \quad (6.1)$$

Вибираємо 2 насоси Фірми Grunfos типу 400-3 плюс один резервний.

$$G_2 = 285,3 \text{ м}^3/\text{с} \Delta H = 58 \text{ м}; \quad (6.2)$$

Вибираємо 2 насоси Фірми Grunfos типу 125-2 плюс один резервний.

$$G_2 = 1226,1 \text{ м}^3 / \text{с} \quad \Delta H = 47 \text{ м}; \quad (6.3)$$

Вибираємо 3 насоси Фірми Grunfos типу 400-2 плюс один резервний.

6.3 Вибираємо підживлювальні насоси

Визначимо об'єм системи теплопостачання

$$G_{YT} = 0.005 \cdot V + G \text{ м}^3 / \text{ч}; \quad (6.4)$$

$$V = 1257,5 \text{ м}^3;$$

$$G_{YT} = 0.0075 \cdot 1257,5 + 587,5 = 596,9 \text{ м}^3 / \text{ч};$$

$$H = H_{CT} + \Delta H = 26,6 + 10 + 1 = 37,6 \text{ м};$$

Вибираємо насос типу КМ 90/55с n=2900 об/хв у кількості 5 штук.

ВИСНОВКИ

У рамках розрахунку магістерської кваліфікаційної роботи було проведено аналіз системи тепlopостачання, яка охоплює промислове підприємство, робоче селище та мікрорайон.

Робота включала:

- Визначення теплового споживання житлових районів і промислового підприємства, що склало 88 МВт·год у зимовому режимі та 27,4 МВт·год у літньому.
- Виконання гідравлічного розрахунку теплової мережі для визначення оптимальних діаметрів трубопроводів на окремих ділянках.
- Розрахунок теплоізоляції трубопроводів з метою зменшення тепловтрат.
- Розрахунок на міцність і компенсацію температурних розширень трубопроводів, у результаті чого визначено оптимальні відстані між опорами і обрано П-подібні компенсатори для забезпечення надійності системи.

Ці етапи дозволили створити ефективний проєкт системи тепlopостачання з урахуванням усіх необхідних технічних вимог.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Конспект лекцій по дисципліні «Джерела теплопостачання та теплові мережі» для студентів за напрямом навчання 6.050601 «Теплоенергетика»/ Укл. Клімов Р.О., – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – 103с.
2. Алексахін О. О., Панчук О. В. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі: Навч. посібник. – Харків: УкрДУЗТ, 2017. – 230 с.,
3. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі: ДБН В.2.5-39:2008. – [Чинний від 7 січня 2009 року. Та від 1 липня 2018 року зі Зміною №1].
4. Степанов Д. В. Котельні установки промислових підприємств : навчальний посібник / Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 120 с.
5. Теплопостачання : навчальний посібник / О. Д. Панкевич, О. І. Ободянська, О. В. Титко . – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 85 с.
6. Експлуатація теплоенергетичних установок і систем: Підручник. /За редакцією професора Б.Х. Драганова: - Київ: ЦП "Компринт",. 2017. – 338 с.
7. Маляренко В. А. Енергетичні установки : навчальний посібник – Харків: Видавництво САГА, 2008. – 319 с
8. Гончар В. Ф., Тищенко Л. П. Електрообладнання, автоматизація сільськогосподарських агрегатів і установок : навчальний посібник – Київ: Вища школа, 1989. – 343 с.
9. Теплоенергетичні установки. [Конспект лекцій]. Харків. ДБТУ; уклад.: С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов.– Харків: 2023.–109 с.
10. Котельні установки : навчальний посібник / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Л. А. Боднар. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 185 с.
11. Теплотехніка: підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський, В. О. Лазоренко, А. В. Міщенко, О. В. Шеліманова ; за ред. Б. Х. Драганова ; 2-е вид., перероб. і доп. - К. : ІНКОС, 2005. - 400 с.

12. Горобець В.Г. Теплоенергетичні установки і системи: [Навчальний посібник] – К.: ЦП «Компринт», 2018. – 380 с.
13. Куба В.В., Серета В.В. Теплоенергетичні установки: розрахунок і проектування. Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2011. – 154 с.
14. Автоматизація технологічних процесів і систем автоматичного керування: Навчальний посібник / Барало О. В., Самойленко П. Г., Гранат С. Є., Ковальов В. О. – Київ: Аграрна освіта, 2010. – 557 с.
15. Кашенко П. С. Електротехнологія : навчально-методичний посібник – НМЦ, 2007. – 285 с.
16. Математичне моделювання теплових процесів в енергетиці та промисловості. Практикум [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів третього рівня вищої освіти (PhD) спеціальності 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Д. В. Риндюк, В. А. Пешко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 75 с.
17. Габа К.О. Водопідготовка. Конспект лекцій. – К.КНУБА, 2021. – 72 с
18. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель: ДБН В.2.6–31:2021. – [Чинні від 2022–01–31] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2022. – 23 с. – (Державні будівельні норми України).
19. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання. (частина 1. Теплові мережі та споруди: Навч. посібник. – К.: Кондор, 2007.- 244 с.
20. Прядко М.О., Павелко В.І., Василенко С.М. Теплові мережі: Навчальний посібник / За ред.. Прядка М.О. – К.: Алерта, 2005. -227с.