

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

О. М. Тарадай, О. В. Гвоздецький, С. В. Дяченко

СПЕЦІАЛЬНИЙ КУРС З ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

*(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

УДК 624: 697.34](076.6)

Тарадай О. М. Спеціальний курс з теплопостачання : конспект лекцій 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») / О. М. Тарадай, О. В. Гвоздецький, С. В. Дяченко ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025. – 189 с.

Автори:

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

Рецензент

О. М. Міланко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)

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

© О. М. Тарадай, О. В. Гвоздецький,
С. В. Дяченко, 2025
© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛА	9
1.1 Класифікація теплових навантажень	9
1.2 Методи визначення теплових навантажень	11
1.2.1 Метод безпосереднього заміру	11
1.2.2 Проєктний метод	13
1.2.3 Метод питомих теплових характеристик.....	15
1.2.4 Метод питомих (укрупнених) показників	17
1.2.5 Метод норми витрат на одиницю промислової продукції.....	19
1.3 Методика побудови графіка теплових навантажень	20
1.3.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря	20
1.3.2 Графік тривалості теплового навантаження.....	20
Питання для самоконтролю.....	21
2 КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТА СПОЖИВАЧІВ ТЕПЛА.....	23
2.1 Класифікація систем теплопостачання та теплових мереж.....	23
2.2 Класифікація систем гарячого водопостачання.....	25
2.2.1 Основні схеми систем гарячого водопостачання.....	25
2.2.2 Основні вимоги до систем гарячого водопостачання	27
2.3 Класифікація споживачів тепла	28
Питання для самоконтролю.....	29
3 ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	30
3.1 Котельні.....	30
3.1.1 Водогрійні котельні.....	30
3.1.2 Парові котельні.....	31
3.1.3 Комбіновані котельні	32
3.1.4 Класифікація котлів	33
3.2 Теплоелектроцентралі.....	34
3.2.1 Комунальна ТЕЦ	34
3.2.2 Промислова ТЕЦ	35
3.2.3 Основне обладнання ТЕЦ.....	36
3.2.4 Методика розрахунку теплових схем ТЕЦ.....	41
Питання для самоконтролю.....	43
4 ТЕПЛОФІКАЦІЯ.....	44

4.1 Економія палива від теплофікації	45
Питання для самоконтролю.....	47
5 КОГЕНЕРАЦІЯ ТЕПЛА ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ	48
5.1 Газопоршневі установки.....	49
5.2 Газотурбінні установки	50
5.3 Сонячна теплоенергетика.....	51
5.4 Вітроенергетичні установки.....	54
5.5 Використання енергії довкілля	58
Питання для самоконтролю.....	61
6 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ.....	62
6.1 Вимоги до теплових пунктів	62
6.2 Основне обладнання теплових пунктів.....	66
Питання для самоконтролю.....	68
7 ВОДЯНІ ТА ПАРОВІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	69
7.1 Водяні системи теплопостачання	69
7.1.1 Закриті системи теплопостачання	70
7.1.2 Відкриті системи теплопостачання	72
7.1.3 Порівняння закритих та відкритих систем теплопостачання	72
7.2 Парові системи теплопостачання	73
7.3 Порівняння парових та водяних систем теплопостачання	74
7.4 Способи подавання тепла в системи опалення	75
Питання для самоконтролю.....	78
8 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ.....	79
8.1 Призначення та види регулювання	79
8.2 Температурний графік	81
8.3 Центральне регулювання однорідного теплового навантаження	84
8.4 Якісне регулювання однорідного навантаження	84
8.5 Кількісне регулювання однорідного навантаження	84
8.6 Центральне регулювання закритих систем за опалювальним навантаженням	87
8.7 Центральне регулювання закритих систем за спільним навантаженням опалення і гарячого водопостачання.....	89
8.8 Центральне регулювання відкритих систем за навантаженням опалення.....	91
8.9 Центральне регулювання відкритих систем за спільним навантаженням опалення і гарячого водопостачання.....	92

8.10 Особливості регулювання парових систем	93
Питання для самоконтролю.....	94
9 ГІДРАВЛІЧНІ РЕЖИМИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	95
9.1 Поняття характеристики опору теплової мережі.....	95
9.2 Гідравлічна стійкість теплових мереж.....	99
9.3 Методи регулювання тиску в тепловій мережі.....	100
9.4 Вплив гарячого водопостачання на гідравлічний режим роботи теплової мережі.....	100
9.4.1 Закриті системи тепlopостачання	100
9.4.2 Відкриті системи тепlopостачання	101
Питання для самоконтролю.....	102
10 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ.....	103
10.1 Водяні теплові мережі	103
10.1.1 Визначення витрат теплоносія і гарячої води	103
10.1.2 Підготовчий етап розрахунку водяних теплових мереж.....	107
10.1.3 Основний розрахунок водяних теплових мереж.....	107
10.2 Мережі гарячого водопостачання.....	109
10.3 Парові системи тепlopостачання	110
10.3.1 Паропроводи	110
10.3.2 Конденсатопроводи.....	112
Питання для самоконтролю.....	118
11 П'ЄЗОМЕТРИЧНИЙ ГРАФІК.....	119
11.1 Попередній етап побудови п'єзометричного графіка	120
11.2 Побудова п'єзометричного графіка у статичному режимі	120
11.3 Побудова п'єзометричного графіка в динамічному режимі.....	121
11.4 Побудова п'єзометричного графіка з підвищувальними станціями.....	123
11.5 Побудова п'єзометричного графіка з дросельними станціями	123
11.6 Побудова п'єзометричного графіка з підкачувальними станціями	125
Питання для самоконтролю.....	127
12 ТРУБИ Й АРМАТУРА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	128
12.1 Труби в теплових мережах	128
12.2 Арматура в теплових мережах	132
12.2.1 Запірна арматура	133
12.2.2 Регулювальна арматура	135
12.3 Запобіжні клапани.....	142
12.4 Контрольно-вимірювальна арматура	142

12.5 Пристрої дренажу та випуску повітря	143
12.6 Грязьовики та фільтри	144
Питання для самоконтролю	144
13 ТЕПЛОСПОЖИВЧЕ ОБЛАДНАННЯ ТА УСТАТКУВАННЯ.....	145
13.1 Класифікація теплообмінних апаратів.....	145
13.1.1 Теплообмінні апарати з електропідігрівом.....	146
13.1.2 Теплообмінні апарати змішувального типу	147
13.2 Регенеративні апарати	147
13.3 Апарати з киплячим шаром.....	147
13.4 Випарні установки	148
Питання для самоконтролю.....	148
14 ПРОКЛАДАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	149
14.1 Підземне прокладання	149
14.1.1 Канальне прокладання	149
14.1.2 Безканальне прокладання	153
14.2 Надземне прокладання	156
14.3 Порівняння підземного та надземного прокладання теплових мереж ...	158
14.4 Прокладання теплових мереж у складних умовах	159
Питання для самоконтролю.....	159
15 ДЕТАЛЮВАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ.....	160
15.1 Опори теплових мереж	160
15.1.1 Рухомі опори.....	160
15.1.2 Нерухомі опори	161
15.1.3 Визначення розрахункових навантажень на опори труб	162
15.2 Компенсаційні пристрої теплових мереж.....	163
15.2.1 Компенсація термічних напружень	163
15.2.2 Види компенсаторів	164
15.3 Вузол теплофікаційний.....	165
Питання для самоконтролю.....	167
16 ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЯ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	168
16.1 Види теплової ізоляції	168
16.2 Вибір матеріалу теплової ізоляції	168
16.3 Розрахунок товщини теплової ізоляції	170
Питання для самоконтролю.....	173
17 ПОЗДОВЖНІЙ ПРОФІЛЬ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ.....	174

Питання для самоконтролю	176
18 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	177
18.1 Корозія трубопроводів	177
18.2 Гідравлічний удар	178
18.3 Надійність централізованих систем теплопостачання	179
18.4 Відмінність системи теплопостачання від інших систем енергопостачання	182
18.5 Основні завдання експлуатаційної діяльності теплопостачальних підприємств	184
Питання для самоконтролю	185
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ	186

ВСТУП

Дисципліна «Спеціальний курс з теплопостачання» призначена для теоретичної та практичної підготовки здобувачів з комплексного кола питань, які охоплюють усі аспекти теплопостачання промислових підприємств (від джерела до споживачів тепла). Освоїти курс необхідно для грамотного проектування та організації раціонального експлуатування всіх теплофікаційних систем.

У результаті вивчення курсу здобувач повинен:

- ЗНАТИ: види систем теплопостачання; види та принципові схеми джерел тепла, суть теплофікації та її переваги; види теплових навантажень; різні системи розподілення гарячої води; види та схеми теплових пунктів; способи регулювання відпуску тепла; види, схеми, устаткування та способи прокладання теплових мереж; основи гідравлічних та теплових розрахунків мереж; показники надійності та економічності роботи теплових мереж.

- ВМІТИ: зібрати вихідні дані та розрахувати всі теплові навантаження; вибрати тип системи теплопостачання, джерело теплопостачання, вид теплоносія та прокласти трасу теплових мереж; побудувати всі ілюстративні графіки; самостійно запроєктувати багатотрубну систему теплопостачання окремого підприємства та підібрати необхідне для її роботи обладнання; порівняти варіанти та провести техніко-економічні розрахунки.

У результаті вивчення дисципліни здобувач вищої освіти набуває навичок у роботі з нормативними документами з проектування систем теплопостачання промислових об'єктів.

Вивчення здобувачем текстів лекцій з дисципліни «Спеціальний курс з теплопостачання» забезпечує набуття базового рівня знань, достатніх для самостійного виконання різних інженерних задач із розробки, розрахунку, проектування та експлуатації систем теплопостачання промислових підприємств.

1 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛА

1.1 Класифікація теплових навантажень

Потужність споживання тепла абонентами¹ централізованої системи теплопостачання називається тепловим навантаженням джерела тепла або тепловим навантаженням споживачів системи теплопостачання.

Залежно від призначення будівель теплові навантаження в них можна поділити на санітарно-технічні (теплоспоживчі) та технологічні. До санітарно-технічних відносять навантаження систем опалення, вентиляції, кондиціонування повітря та гарячого водопостачання. Технологічним навантаженням вважають споживання пари та підігрітої води різним обладнанням промислових та комунально-побутових підприємств (хімчистками, пральнями тощо).

Залежно від режиму роботи протягом року всі теплові навантаження можна розбити на дві великі групи: сезонні та цілорічні.

До сезонних теплових навантажень відносять споживання тепла системами опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. Опалення, вентиляція та у певних випадках кондиціонування споживають тепло у холодний період року, у теплий період року кондиціонування повітря потребує холоду².

Сезонні навантаження залежать переважно від зовнішніх умов: температури, вологості та швидкості зовнішнього повітря, наявності сонячного випромінювання. Найвпливовішим чинником з переліку є температура зовнішнього повітря. Але, не зважаючи на постійні коливання зовнішніх погодних умов, графік сезонних теплових навантажень для більшості споживачів змінюється протягом доби значно менше, ніж протягом року. Отже, якщо температура зовнішнього повітря взимку вдень становить $t_o^d = -0\text{ }^{\circ}\text{C}$, а вночі $t_o^n = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$, то зміна протягом доби теплового навантаження, пропорційного різниці температур внутрішнього $t_i = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ та зовнішнього повітря, становитиме $100[1 - (t_i - t_o^d)/(t_i - t_o^n)] = 100\{1 - (18 - 0)/[18 - (-18)]\} = 50\%$. Таким чином, протягом доби коливання сезонних теплових навантажень може сягати 50 % і вище³. Але це все одно менше, ніж коливання між максимальним рівнем споживання у робочий (зимовий) період та нульовим

¹ Абонент централізованої системи теплопостачання – це споживач її теплової енергії.

² Системи кондиціонування повітря вважаються сезонними, якщо вони працюють тільки один із сезонів (теплий чи холодний). У випадку використання в системах кондиціонування централізовано поданої теплової енергії для вироблення штучного холоду абсорбційним чи ежекційним методами в теплий період року (за умов споживання тепла для підігріву повітря у холодний період року) такі системи кондиціонування вважаються цілорічними.

³ У певних випадках, наприклад, при використанні акумульованої спроможності будівель, добові коливання потреб у тепловій енергії внаслідок зміни зовнішніх погодних умов не впливають на режим подавання тепла.

споживанням у неробочий (літній) період за циклічний інтервал часу протягом року.

До цілорічних теплових навантажень відносять споживання тепла системами гарячого водопостачання та технологічними споживачами.

Рівень цілорічних теплових навантажень коливається переважно протягом доби (залежно від змін фізичних потреб у теплоносії при його незмінних параметрах) і мало змінюється протягом року, хоча цілорічні навантаження для теплого та холодного періодів року можуть помітно відрізнятися. Зменшення літнього теплового навантаження систем гарячого водопостачання порівняно з зимовим пов'язане, по-перше, зі зменшенням інтервалу температур нагріву водопровідної води від її температури у холодному трубопроводі до розрахункового рівня у гарячому.

Для зимового періоду інтервал нагріву становить

$$\Delta t^w = t_h - t_c; \quad (1.1)$$

для літнього періоду

$$\Delta t^s = t_h - t_c^s, \quad (1.2)$$

де t_h – температура гарячої води, °C;

t_c – температура холодної води у зимовий період року, °C;

t_c^s – температура холодної води у літній період року, °C.

Оскільки найчастіше приймають $t_h = 55 \div 60$ °C, $t_c = 5$ °C та $t_c^s = 15$ °C, то зменшення літнього теплового навантаження на гаряче водопостачання відносно зимового становить $100[1 - (55 - 15)/(55 - 5)] = 20$ %.

Другим менш впливовим чинником зменшення літнього теплового навантаження не тільки систем гарячого водопостачання, а й систем технологічного споживання є зниження тепловтрат при транспортуванні завдяки підвищенню температури зовнішнього середовища або ґрунту. В той самий час протягом доби цілорічні навантаження можуть коливатися від максимального розрахункового рівня до 0.

Так само, як і споживачі тепла, теплові навантаження бувають об'єктні та системні. Об'єктні навантаження наявні в окремих будівлях, групах будівель, мікрорайонах, районах, населених пунктах, промислових підприємствах. Вони зазвичай складаються з навантажень різних систем (опалення, гарячого водопостачання тощо) та безпосередньо пов'язані зі схемою розподілу тепла між абонентами. Системні навантаження враховують споживання тепла однотипними системами у різних абонентів. Хоча гідравлічно системи опалення чи гарячого водопостачання будівель мікрорайону, району, міста можуть бути не

пов'язані між собою⁴, режими споживання тепла у них здебільшого однакові, що і дозволяє розглядати їх спільно під час розроблення режимів відпущення тепла від джерел теплопостачання.

1.2 Методи визначення теплових навантажень

Під час проєктування теплових мереж використовують декілька способів визначення теплових навантажень підключених споживачів. Вибір конкретного способу залежить від обсягу наявної інформації про абонентів, що підключаються до теплових мереж, та їхнього стану. Чим більш загальними є відомості про абонента, тим менша точність у визначенні теплових навантажень.

1.2.1 Метод безпосереднього заміру

Якщо абонент вже існує і передбачається тільки зміна джерела тепла або типу системи теплопостачання⁵, а також у разі підключення об'єкта, ідентичного існуючому, то найточнішим методом визначення теплових навантажень є метод заміру фактичних витрат тепла на ввіді до абонента (абонентів) за допомогою теплових лічильників або лічильників води (пари) та термометрів. В останньому випадку теплове навантаження, W_t , визначається з виразів

для теплоносія – вода

$$Q_{вф} = G_{ф} c(t_{вх} - t_{вих}); \quad (1.3)$$

для теплоносія – пар

$$Q_{пф} = G_{ф} (i_{пф} - i_{кф}), \quad (1.4)$$

де $G_{ф}$ – витрати води або пари, кг/с;

$t_{вх}$ – температури теплоносія на вході до абонента, °C;

$t_{вих}$ – температури теплоносія на виході від абонента, °C;

c – середня теплоємність води, Дж/(кг · °C), в інтервалі температур від $t_{вих}$ до $t_{вх}$;

$i_{пф}$ – ентальпія пари на вході до абонента, Дж/кг;

$i_{кф}$ – ентальпія пари на виході від абонента, Дж/кг.

Оскільки у більшості випадків під час заміру режими споживання тепла абонентом відрізняються від розрахункових, а абонент у цей період може і не бути забезпечений теплом відповідно до нормативних вимог, необхідно

⁴ Зокрема, при незалежних схемах підключення з використанням теплообмінників.

⁵ Найчастіше це відбувається у двох протилежних випадках: а) демонтування старих внутрішньобудинкових котелень із підключенням будівлі до системи централізованого теплопостачання; б) відключення від системи централізованого теплопостачання з приєднанням до місцевої (індивідуальної) котельні, наприклад, дахового типу. Останній випадок наявний тоді, коли абонента не задовольняє обсяг та якість послуг тепломереж, до яких він був підключений.

перераховувати значення фактичних навантажень Q_{ϕ} , Вт, на розрахункові Q_p , Вт, за формулами:

– для навантажень опалення

$$Q_{op} = Q_{o\phi} \frac{t_i - t_o}{t_{i\phi} - t_3}; \quad (1.5)$$

– для навантажень припливної вентиляції

$$Q_{vp} = Q_{v\phi} \frac{G_p}{G_{\phi}} \cdot \frac{t_n - t_o}{t_{n\phi} - t_3}; \quad (1.6)$$

або

$$Q_{vp} = Q_{v\phi} \frac{L_p}{L_{\phi}} \cdot \frac{t_n - t_o}{t_{n\phi} - t_3}; \quad (1.7)$$

– для навантажень гарячого водопостачання (ГВП)

$$Q_{hp} = Q_{h\phi} \frac{G_p}{G_{\phi}} \cdot \frac{t_h - t_c}{t_{h\phi} - t_{c\phi}}; \quad (1.8)$$

– для технологічних навантажень з теплоносієм паром перерахунок не потребується, оскільки

$$Q_{пр} = Q_{п\phi} \frac{G_p}{G_{\phi}} \cdot \frac{i_n - i_k}{i_{п\phi} - i_{к\phi}} = G_p(i_n - i_k), \quad (1.9)$$

де $t_{i\phi}$ і t_i – відповідно фактична та розрахункова температури внутрішнього повітря у абонента, °С;

t_3 і t_o – відповідно фактична і розрахункова температури зовнішнього повітря, °С;

$t_{n\phi}$ і t_n – відповідно фактична і розрахункова температури припливного повітря в системах припливної вентиляції абонента, °С;

G_p і G_{ϕ} – розрахункова і фактична витрати теплоносія, кг/с;

L_p і L_{ϕ} – розрахункова і фактична витрати припливного повітря, м³/год;

$t_{h\phi}$ і t_h – відповідно фактична і розрахункова температури гарячої води в абонента, °С;

$t_{c\phi}$ і t_c – відповідно фактична і розрахункова температури холодної води в абонента, °С;

i_n і i_k – розрахункові ентальпії відповідно пари та конденсату для абонента, Дж/кг;

i_{nf} і i_{kf} – фактичні ентальпії відповідно пари та конденсату в абонента, Дж/кг;

Q_{of} , Q_{vf} , Q_{hf} , Q_{pf} – фактичні теплові навантаження на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання та технологічні потреби відповідно, що знаходяться з формул типу (1.3)÷(1.4).

1.2.2 Проектний метод

Якщо абонент ще не збудований, але теплоспоживчі системи запроєктовані, то теплові навантаження цих систем приймаються за проектними даними⁶. Якщо детальних проектів теплоспоживчих систем абонента ще немає, але всі необхідні дані для їхнього проектування є, то теплові навантаження визначаються за такими формулами:

1. Теплове навантаження системи опалення будівлі з припливною вентиляцією Q_{ov} , Вт

$$Q_{ov} = Q_{og} + Q_{tr} - Q_{tn}, \quad (1.10)$$

де Q_{og} – втрати тепла абонентської будівлі через огорожувальні конструкції, Вт;

Q_{tr} – тепловтрати трубопроводів у неопалюваних приміщеннях, Вт;

Q_{tn} – загальні теплонадходження до абонентської будівлі від людей, обладнання, освітлення тощо.

Втрати тепла будівлею через огорожувальні конструкції Q_{og} обчислюють за формулою

$$Q_{og} = \sum A_i(t_{ij} - t_o) n_i(1 + \sum \beta_k)/R_i, \quad (1.11)$$

де A_i – розрахункова площа зовнішнього огороження типу i ⁷, м²;

t_{ij} – розрахункова температура приміщення типу j ⁸, °С;

n_i – поправний коефіцієнт⁹, що враховує зменшення фактичних тепловтрат через зовнішні огороження, частково чи повністю захищені від безпосереднього контакту з зовнішнім повітрям, внаслідок чого розрахункова температура із зовнішнього боку цих огорожень фактично є вищою від розрахункової температури зовнішнього повітря t_o ;

⁶ Проектні значення теплових потоків можуть прийматися зокрема й за аналогією з подібними об'єктами схожого призначення з перерахунком на фактичні умови їхньої роботи за формулами, аналогічними (1.5)–(1.8).

⁷ З погляду теплотехніки всі зовнішні огороження поділяють на 5 типів: стіни, вікна, двері, перекриття верхні (стеля верхнього поверху) та нижні (підлога першого поверху над підвалом чи підлога на ґрунті).

⁸ Тип приміщення визначається за його призначенням, залежно від якого приймається розрахункова температура внутрішнього повітря t_{ij} . Наприклад, для житлової будівлі температура житлової кімнати приймається 20 °С, кухні 15 °С, ванної 25 °С тощо.

⁹ Безрозмірний коефіцієнт n не може бути більшим за одиницю.

β_k – добавки до основних тепловтрат, що приймаються в долях від одиниці або у відсотках;

R_i – розрахунковий термічний опір теплопередачі зовнішнього огороження типу i , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Теплові втрати трубопроводів у неопалюваних приміщеннях $Q_{\text{тр}}$ можна обчислити за формулою

$$Q_{\text{тр}} = \Sigma q_d l_d, \quad (1.12)$$

де q_d – питомі втрати тепла 1 погонним метром трубопроводу діаметра d , $\text{Вт}/\text{м}$, що можна приймати з [2, дод. 4];

l_d – сумарна довжина ділянок трубопроводів діаметра d , прокладених у неопалюваних приміщеннях, м .

Загальні теплонадходження до абонентської будівлі $Q_{\text{тн}}$ складаються з побутових теплонадходжень $Q_{\text{поб}}$ від людей, побутових приладів та освітлення, надходжень від технологічного обладнання $Q_{\text{об}}$, надходжень від сонячної радіації $Q_{\text{рад}}$ та, можливо, теплового потоку від систем утилізації тепла $Q_{\text{ут}}$, зокрема, частини тепла витяжного повітря

$$Q_{\text{тн}} = Q_{\text{поб}} + Q_{\text{об}} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{ут}}. \quad (1.13)$$

Для житлової будівлі теплове навантаження $Q_{\text{поб}}$, Вт , визначається за формулою

$$Q_{\text{поб}} = 10 A_{\text{п}}, \quad (1.14)$$

де $A_{\text{п}}$ – загальна площа приміщень будівлі, м^2 .

2. Теплове навантаження системи припливної вентиляції будівлі $Q_{\text{вп}}$, Вт , знаходиться з виразу¹⁰

$$Q_{\text{вп}} = 0,278 G_{\text{п}} c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_o), \quad (1.15)$$

де $G_{\text{п}}$ – витрати припливного повітря, $\text{м}^3/\text{год}$;

$c_{\text{п}}$ – теплоємність повітря, приймається $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\rho_{\text{п}}$ – густина припливного повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$, можна приймати за формулою $353/(273 + t_{\text{п}})$;

$t_{\text{п}}$ – температура припливного повітря, $^\circ\text{C}$.

3. Теплове навантаження системи опалення будівлі без припливної вентиляції, Q_o , Вт

$$Q_o = Q_{\text{ог}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{тр}} - Q_{\text{тн}}, \quad (1.16)$$

¹⁰ У формулах (1.14) та (1.16).

де Q_v – тепловтрати на нагрів вентиляційного (інфільтраційного¹¹) повітря, Вт, що можна знайти за формулою (1.17)

$$Q_v = 0,337 A_n h (t_i - t_o), \quad (1.17)$$

де Q_v – тепловтрати на нагрів вентиляційного повітря, Вт;

A_n – площа підлоги вентилязованих приміщень, м²;

h – фактична висота вентилязованих приміщень, м.

4. Теплове навантаження системи гарячого водопостачання, кВт¹²

$$Q_{гв} = 1,16 q_{гв}^h (t_h - t_c) + Q_{тр}, \quad (1.18)$$

де $q_{гв}^h$ – розрахункові (максимальні) годинні витрати гарячої води, м³/год.

1.2.3 Метод питомих теплових характеристик

Якщо детального проєкту споживача ще не існує, або у разі необхідності швидкого оцінювання рівня його теплоспоживання теплові навантаження розраховуються методами питомих теплових характеристик.

1. Теплове навантаження системи опалення будівлі $Q_{оп}$

$$Q_{оп} = q_{оп} V (t_i - t_o), \quad (1.19)$$

де V – об'єм будівлі за зовнішнім обміром, м³;

t_i, t_o – розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, °С;

$q_{оп}$ – питома теплова характеристика будівлі для опалення, Вт/(м³ · °С), що залежить від її розмірів, призначення будівлі та розрахункової температури зовнішнього повітря і може бути прийнята або за даними таблиць довідника (підручника) або обчислена за формулою

$$q_{оп} = k_{ор} P [K_{ст} + \varphi_{зас} (K_{вік} - K_{ст})] / S + [n_{стл} K_{стл} + n_{під} K_{під}] / H, \quad (1.20)$$

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

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

$n_{стл}, n_{під}$ – поправочні коефіцієнти, що враховують ступінь захищеності відповідно стелі та підлоги від безпосереднього контакту з зовнішнім повітрям;

P, S, H – відповідно зовнішній периметр, площа та висота будівлі;

$k_{ор}$ – коефіцієнт додатків до основних втрат тепла.

¹¹ Інфільтраційним називається повітря, що надходить до будівлі через нещільності в огорожувальних конструкціях. Якщо у будівлі немає організованої припливної вентиляції, то витяжна вентиляція може видалити тільки інфільтраційне повітря, а у разі високого рівня герметизації огорожень взагалі не зможе працювати. Тому зазвичай витрати інфільтраційного та витяжного вентиляційного повітря вважають рівними.

¹² У формулі (1.18) розмірний коефіцієнт $1,16 = (4\,187 \text{ Дж/ккал}) / (3\,600 \text{ с/год})$.

Для промислових будівель питому теплову характеристику можна обчислити за формулою

$$q_{\text{оп}} = k_{\text{ор}} P [K_{\text{ст}} + \varphi_{\text{зас}} (K_{\text{вік}} - K_{\text{ст}})] / S + [n_{\text{стл}} K_{\text{стл}} + \varphi_{\text{зст}} (K_{\text{вст}} - n_{\text{стл}} K_{\text{стл}}) + n_{\text{під}} K_{\text{під}}] / H \quad (1.21)$$

де $\varphi_{\text{зст}}$ – частка площі засклення стелі від її загальної площі, $\varphi_{\text{зст}} = A_{\text{вст}} / A_{\text{стл}}$;
 $K_{\text{вст}}$ – коефіцієнт теплопередачі відповідно засклення стелі.

2. Теплове навантаження системи вентиляції будівлі Q_v , розраховується за формулою

$$Q_v = q_v V (t_i - t_o), \quad (1.22)$$

де q_v – питома теплова характеристика будівлі для вентиляції, Вт/(м³ · °С), яка аналогічно $q_{\text{оп}}$ може бути прийнята або за даними таблиць довідника, або обчислена за формулою

$$q_v = 0,278 c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} k_v V_v / V, \quad (1.23)$$

де $c_{\text{п}}$ – теплоємність повітря, кДж/(кг · °С);

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м³;

k_v – середня кратність повітрообміну вентилязованих приміщень, год⁻¹;

V_v – об'єм вентилязованих приміщень будівлі, м³.

3. Теплове навантаження системи гарячого водопостачання будівлі Q'_h , Вт, розраховується за формулою

$$Q'_h = c \cdot m \cdot a \cdot (t_h - t_c) / (24 \cdot 3,6), \quad (1.24)$$

де c – теплоємність води, приймається $c = 4,187$ кДж/(л · °С);

m – кількість людей (споживачів);

a – норма витрати гарячої води одним споживачем, л/(люд · добу);

t_h, t_c – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної водопровідної води в зимовий період, °С;

24; 3,6 – розмірні коефіцієнти.

Для душових промислових підприємств середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання обчислюється з урахуванням кількості встановлених душових сіток N . У випадку $N > 10$ необхідно встановлювати акумулятори гарячої води, при цьому максимальне теплове навантаження для розрахунку водонагрівників визначається з формулою

$$Q'_h = m q_{\text{hr,u}}^h c_p (t_h - t_c) / (3\,600 m_{\text{сит}} \cdot T_3), \quad (1.25)$$

де m – кількість працівників, ос./зм;

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

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

$q_{hr,u}^h$ – норма витрати гарячої води душовою сіткою, л/(сіт · зм);

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

ρ – густина води, $\rho = 1$ кг/л;

t_h, t_c – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної водопровідної води у зимовий період, °С.

Після підстановки числових значень отримаємо

$$Q'_h = 1,163 \cdot m \cdot q_{hr,u}^h \cdot (t_h - t_c) / (m_{cit} \cdot T_3). \quad (1.26)$$

1.2.4 Метод питомих (укрупнених) показників

Якщо немає ані проєктів споживачів, ані точних відомостей про їхні характеристики, то застосовується метод питомих (укрупнених) показників. Він зазвичай використовується для розрахунку теплоспоживання декількох будівель, мікрорайонів, районів і т. п.

1. Теплове навантаження на опалення житлових та громадських будівель максимальне дорівнює

$$Q'_{omax} = q_o \cdot A \cdot (1 + K_1), \quad (1.27)$$

де q_o – питомий показник максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м^2 загальної площі, Вт;

A – загальна площа житлових будинків, м^2 ;

K_1 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських споруд¹³.

Оскільки жодними діючими нормами величина q_o не нормується, то його можна визначити за формулою

$$q_o = q_E = 1\,000 \cdot E_{max} \cdot (t_i - t_o) / [(t_i - t_p) \cdot T_p \cdot 24], \quad (1.28)$$

де q_E – укрупнений показник питомого теплового навантаження на опалення, Вт/м², обчислюваний за величиною E_{max} ;

E_{max} – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, кВт · год/м² (або кВт · год/м³), що визначається за [27] залежно від призначення будинку, його поверховості та температурної зони експлуатації будинку;

t_i – розрахункова температура внутрішнього повітря будівлі, °С, що залежить від типу (призначення) будівлі; для житлових будинків можна приймати $t_i = 20\text{--}22$ °С;

t_o – розрахункова температура зовнішнього повітря для проєктування

¹³ Значення коефіцієнта K_1 за відсутності інших даних приймається 0,25.

системи опалення, °С, що залежить від особливостей клімату місця розташування будівлі; $t_o = t_{хп}$, що приймається відповідно до [8];

t_p – середня температура опалювального періоду, що визначається відповідно до [8];

T_p – тривалість опалювального періоду, що визначається відповідно до [8].

2. Максимальне теплове навантаження на вентиляцію громадських будівель

$$Q'_{vmax} = q_o \cdot A \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (1.29)$$

де K_2 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських споруд¹⁴.

3. Середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель в опалювальний період дорівнює

$$Q'_{hm} = q_{hm} m, \quad (1.30)$$

де q_{hm} – питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину, Вт/люд., $q_{hm} = f(q^h_{u,m})$;

m – кількість людей;

$q^h_{u,m}$ – 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 відповідно до [5].

Альтернативно підрахунок навантаження на гаряче водопостачання можна виконувати за формулою

$$Q'_{hm} = 1,2 \cdot m \cdot c \cdot (a + b)(t_h - t_c)/(24 \cdot 3,6), \quad (1.31)$$

де 1,2 – коефіцієнт запасу на нерівномірність споживання гарячої води протягом тижня з урахуванням збільшення у вихідні дні;

m – кількість споживачів гарячої води, ос.;

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

a – інше позначення норми витрати гарячої води на добу на одну людину, що мешкає у житловій будівлі, л/(ос. · доб), тобто $a = q^h_{u,m}$;

b – норма витрати гарячої води на добу на одну людину у громадських будівлях, л/(ос. · доб), за відсутності даних приймається $b = 25$;

t_h , t_c – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної водопровідної води у зимовий період, °С;

24; 3,6 – розмірні коефіцієнти.

¹⁴ Значення коефіцієнта K_2 за відсутності інших даних приймається 0,4 для громадських будівель, зведених до 1985 року та 0,6 – для будівель, зведених після 1985 р.

Максимальне навантаження Q'_{hmax} на гаряче водопостачання визначається, як

$$Q'_{hmax} = 2,4 \cdot Q'_{hm}. \quad (1.32)$$

1.2.5 Метод норми витрат на одиницю промислової продукції

Для типових підприємств відомого профілю потреби в теплоті є пропорційними до їхньої потужності, тому теплове навантаження такого підприємства можна визначити за нормами витрат на виробництво одиниці промислової продукції.

Для опалення

$$Q_{опп} = q_{опп} P. \quad (1.33)$$

Для вентиляції

$$Q_{впп} = q_{впп} P. \quad (1.34)$$

Для гарячого водопостачання

$$Q_{гпп} = q_{гпп} P. \quad (1.35)$$

Для технологічного споживання

$$Q_{тпп} = q_{тпп} P, \quad (1.36)$$

де $q_{опп}$, $q_{впп}$, $q_{гпп}$, $q_{тпп}$ – норми витрат тепла системами опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та технологічного споживання для виробництва одиниці продукції, Вт/од.вим.

Одиницею вимірювання продукції можуть бути тонни виплавленого металу або полімерів, погонні метри прокатаного профілю, м³ палива, штуки агрегатів, верстатів, машин тощо.

Величини теплових навантажень, отримані за попередніми формулами, можна перераховувати на інші режими за допомогою формул, подібних до формул (1.37)÷(1.39). Зокрема, середнє навантаження на опалення $Q_{ом}$ за відомого максимального навантаження на опалення $Q_{оmax}$ визначається за формулою

$$Q_{ом} = Q_{оmax} (t_i - t_{ом}) / (t_i - t_o), \quad (1.37)$$

де t_i – розрахункова температура внутрішнього повітря споживача системи теплопостачання, °С;

$t_{ом}$ – середня температура опалювального періоду залежно від кліматичних характеристик місця забудови, що приймається за даними [8];

t_o – розрахункова температура холодного періоду залежно від кліматичних характеристик місця забудови, що приймається за даними [8].

Аналогічно середнє навантаження на вентиляцію Q_{vm} за відомого максимального навантаження на вентиляцію Q_{vmax} визначається за формулою

$$Q_{vm} = Q_{vmax} (t_i - t_{om}) / (t_i - t_o). \quad (1.38)$$

Літнє навантаження системи гарячого водопостачання Q_{hm}^s за відомого зимового навантаження системи ГВ можна знайти за формулою

$$Q_{hm}^s = Q_{hm} \beta (t_h - t_c^s) / (t_h - t_c), \quad (1.39)$$

де t_c , t_c^s – розрахункові температури холодної водопровідної води відповідно у зимовий та літній періоди, °С.

1.3 Методика побудови графіка теплових навантажень

1.3.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря

Графік¹⁵ відображає залежність теплових навантажень від температури зовнішнього повітря t_z . Графік будується за значеннями сумарних теплових навантажень для всіх споживачів джерела тепlopостачання. У процесі побудови графіка варто мати на увазі, що навантаження систем опалення та вентиляції лінійно залежать від температури зовнішнього повітря, 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_o , $+8$ °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 споживають тепло¹⁶ (опалення Q_o , вентиляції Q_v , гарячого водопостачання Q_{hm} та технологічних споживачів Q_T), а також лінія сумарних теплових навантажень усіх інженерних систем Q_Σ .

1.3.2 Графік тривалості теплового навантаження

Для побудови графіка, інтервальну тривалість спостереження температур вибрану з [8] для населеного пункту, де розташований споживач, 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

¹⁵ У різних джерелах він зветься також годинним графіком, якщо потужність теплового потоку, що відпускається від джерела споживачам вимірюється за проміжок часу, рівним 1 годині (ккал/год, Гкал/год, кДж/год, ГДж/год і т. ін.), або секундним графіком, якщо тепла потужність вимірюється в одиницях потужності (Вт, кВт, МВт, ГВт).

¹⁶ У разі побудови графіка залежності теплового навантаження від температури зовнішнього повітря враховують значення середнього або середньобалансового теплового навантаження системи гарячого водопостачання Q_{hm} .

кількість годин спостереження зовнішніх температур $t_3 \leq t_6$ буде дорівнювати кількості годин спостереження температур в інтервалі від t_a до t_6 плюс тривалість спостереження зовнішніх температур $t_3 < t_a$. Значення інтегральної (сумарної) кількості годин за умов $t_3 < +8\text{ }^\circ\text{C}$ має збігатися з сумарною кількістю годин інтервальної тривалості для розрахованого міста.

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.

Для побудови графіка тривалості теплових навантажень використовують графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря. Від верхніх меж інтервалів температур $t_6 = +8\text{ }^\circ\text{C}$, $+5\text{ }^\circ\text{C}$, $0\text{ }^\circ\text{C}$, піднімають перпендикуляри до перетинання з лінією сумарних теплових навантажень Q_Σ та 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 .

Отримані таким чином точки з'єднують прямими лініями, у результаті чого й виходить графік тривалості теплових навантажень протягом року. У точці, що відповідає тривалості опалювального періоду T_{op} , 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 $T_{річ} - T_{op}$ сумарне теплове навантаження $Q_\Sigma = Q_\Sigma^s = Q_{hmw}^s + Q_{ст}^s$.

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.

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть основні способи визначення теплових навантажень.
2. Який із відомих способів є найбільш, а який найменш точний?
3. Від чого залежить значення питомих теплових характеристик будівлі для визначення теплового навантаження на опалення та на вентиляцію?
4. Як змінюється питома теплова характеристика будівлі для опалення зі зростанням зовнішнього об'єму будівлі за незмінної форми?
5. Яка форма будівлі забезпечує найменші тепловтрати?

6. Від чого залежать значення укрупнених показників для визначення теплового навантаження на опалення та на гаряче водопостачання?

7. У яких випадках застосовуються менш точні способи визначення теплових навантажень?

8. Чому графік годинного теплового навантаження систем гарячого водопостачання зображується горизонтальною прямою лінією?

9. Які зі значень теплових навантажень систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (максимальні чи середні) відкладаються на перпендикулярі, що відповідає розрахунковій зовнішній температурі t_o ?

10. Які значення теплових навантажень систем опалення та вентиляції відкладаються на перпендикулярі, що відповідає зовнішній температурі $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$?

11. З чого складається значення сумарного теплового навантаження за будь-якої температури зовнішнього повітря в опалювальний період?

12. З чого складається значення сумарного теплового навантаження за будь-якої температури зовнішнього повітря у неопалювальний період?

13. Що становить інтервальне та інтегральне значення тривалості спостереження температур зовнішнього повітря?

2 КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТА СПОЖИВАЧІВ ТЕПЛА

2.1 Класифікація систем теплопостачання та теплових мереж

Система теплопостачання – це комплекс інженерного обладнання, що забезпечує виконання трьох завдань:

- 1) вироблення тепла;
- 2) транспортування тепла до місць споживання;
- 3) розподіл тепловий енергії між споживачами.

Таким чином, системою теплопостачання називають сукупність джерел теплової енергії, магістральних та/або розподільних теплових мереж та мереж гарячого водопостачання.

Системи теплопостачання складаються з трьох компонентів:

- 1) джерела тепла;
- 2) системи транспортування тепла;
- 3) споживачів тепла.

Теплові мережі – це інженерні комунікації, що забезпечують транспортування і розподіл теплової енергії.

Згідно з [1] системи теплопостачання за потужністю джерела теплової енергії поділяються на автономні (до 1 МВт), децентралізовані (1÷3 МВт), помірно централізовані (3÷20 МВт) і централізовані (більше 20 МВт).

За структурою (залежно від положення споживачів тепла відносно джерела тепла) системи теплопостачання поділяються на централізовані і децентралізовані.

У децентралізованих системах джерело та споживачі тепла розташовані настільки близько один до одного, що немає потреби в застосуванні засобів транспорту тепла, тобто теплової мережі.

Децентралізовані системи бувають індивідуальними і місцевими.

Індивідуальні системи – це квартирне опалення і пічне опалення.

Джерелами тепла для квартирної опалення є індивідуальний котел, АОГВ, АКГВ.

Джерелами тепла для пічного опалення є піч і камін.

Місцевою системою теплопостачання вважають центральне опалення будинків.

Джерелом тепла для централізованого опалення є місцева котельня.

Централізовані системи поділяються на групові, районні, міські, міжміські.

Джерелом тепла для групових систем є котельня.

Джерелом тепла для районних систем є районна котельня.

Джерелом тепла для міських систем є районна котельня або теплоелектроцентрально (далі – ТЕЦ).

Джерелом тепла для міжміських систем є ТЕЦ.

Системи теплопостачання, джерелами тепла яких є ТЕЦ, називаються теплофікаційними.

За видом теплоносія системи теплопостачання і теплові мережі поділяються на водяні і парові.

Парові системи бувають з поверненням конденсату і без повернення конденсату.

Системи з поверненням конденсату поділяються саомпливні і напірні.

За способом підключення споживачів гарячого водопостачання системи теплопостачання поділяються на відкриті і закриті.

У відкритій системі теплоносієм частково або повністю розбирається споживачами гарячого водопостачання. У закритих системах теплоносієм не витрачається, а використовується тільки для передачі тепла.

За кількістю трубопроводів системи теплопостачання поділяються на однокотубні, двокотубні, трокотубні, чотирокотубні, багатокотубні.

За організацією руху теплоносія системи теплопостачання поділяються на замкнуті, напівзамкнуті та розімкнуті.

Замкнуті – це інша назва закритих систем. Напівзамкнутими вважаються відкриті двокотубні системи, у яких частина теплоносія, що фізично використовується споживачською системою гарячого водопостачання або технологічними споживачами, виводиться з системи, а решта – повертається до джерела тепла для повторного підігріву. Розімкнутими називають однокотубні системи, у яких споживачі повністю використовують тепло разом з усім теплоносієм.

За способом забезпечення тепловою енергією споживачів відрізняють однокотубневі та багатокотубневі системи теплопостачання. В однокотубневих системах теплопостачання споживачі безпосередньо приєднуються до теплових мереж (рис. 2.1, а). У багатокотубневих схемах (рис. 2.1, б) між джерелом теплопостачання та споживачем розташовані центральні теплові пункти (далі – ЦТП), у яких параметри теплоносія можуть змінюватись залежно від потреб місцевих споживачів.

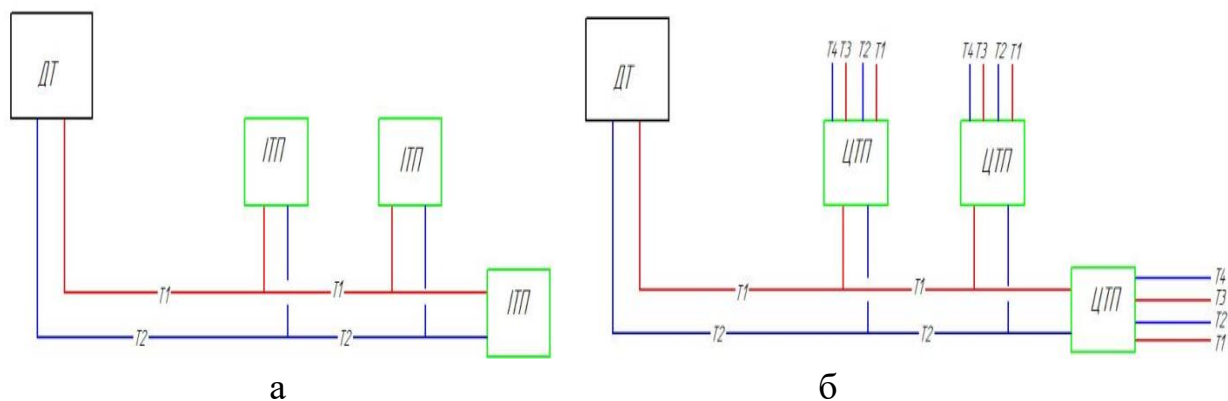


Рисунок 2.1 – Схеми систем теплопостачання:

а – одноступенева схема; б – багатоступенева схема

З центрального теплового пункту теплоносій з допустимими або установленними параметрами для місцевих систем теплоспоживання по загальних, або окремих трубопроводах другого ступеня подається до індивідуального теплового пункту (далі – ІТП) споживачів. На ІТП здійснюється облік споживання тепловою енергією споживача, можуть передбачені вузли змішування або теплообмінні апарати системи опалення тощо. Багатоступеневі схеми забезпечують підвищення надійності системи теплопостачання, а також дозволяє зменшити експлуатаційні витрати.

2.2 Класифікація систем гарячого водопостачання

За структурою системи гарячого водопостачання (далі – ГВ) поділяються на централізовані і децентралізовані.

Децентралізовані системи поділяються на індивідуальні та місцеві.

До індивідуальних систем відносять квартирне ГВ і пічне ГВ.

Джерела тепла для квартирних ГВ – це індивідуальний котел, АГВ, АКГВ.

Джерелом тепла для пічного ГВ є піч.

Місцеві системи ГВ – це гаряче водопостачання будинків.

Джерелом тепла для ГВ будинків є місцева котельня.

Централізовані системи ГВ бувають: групові та районні.

Джерелами тепла для групових систем є котельня та теплорозподільний пункт (далі – ТРП).

Джерелами тепла для районних систем є котельня, центральний тепловий пункт (ЦТП) і теплорозподільна станція (ТРС).

2.2.1 Основні схеми систем гарячого водопостачання

За розташуванням горизонтальних розподільних трубопроводів (магістралей) схеми систем гарячого водопостачання бувають з верхньою розводкою (рис. 2.2), з нижньою розводкою (рис. 2.3), або одночасно з верхньою

і нижньою розводкою (рис. 2.4), якщо будинок (будівля) має висоту 45 м або більше [5].

За можливістю забезпечення нормативних параметрів гарячої води схеми систем гарячого водопостачання бувають тупикові і закільцьовані.

За способом підключення рушникосушильників¹⁷ схеми систем гарячого водопостачання бувають у існуючих системах гарячого водопостачання з послідовним підключенням на розподільному стояку, з послідовним підключенням на циркуляційному стояку та з паралельним підключенням між розподільним та циркуляційним стояками.

За схемою повернення нерозібраної гарячої води схеми систем гарячого водопостачання бувають із закільцьованими магістралями, із закільцьованими стояками (попарно чи з циркуляційними) та з секційними вузлами.

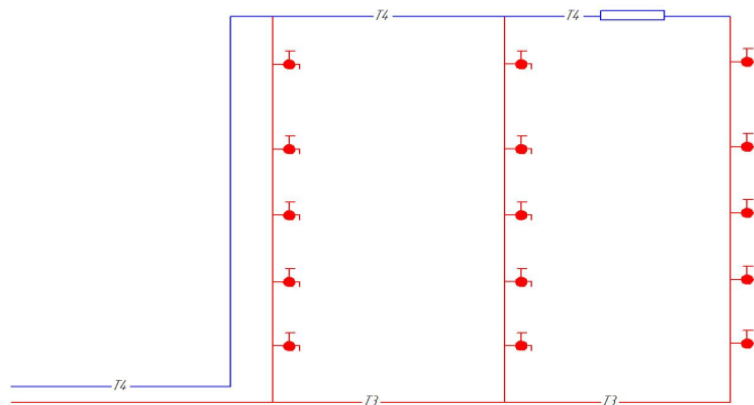


Рисунок 2.2 – Схема системи гарячого водопостачання з нижньою подачею

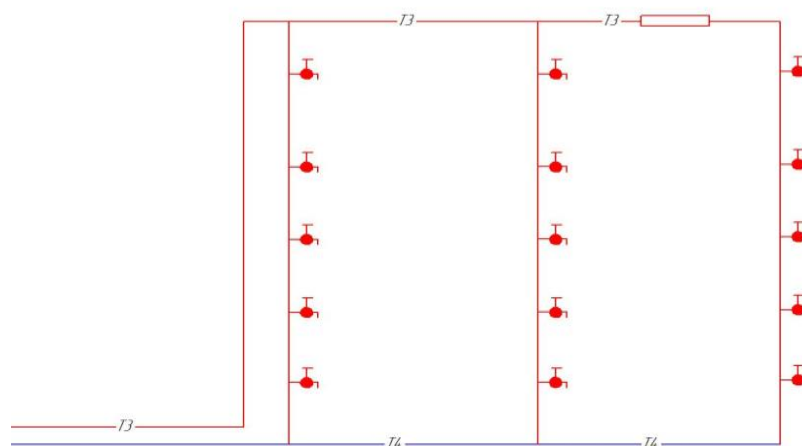


Рисунок 2.3 – Схема системи гарячого водопостачання з верхньою подачею

¹⁷ За останніми нормативними вимогами [4,5] рушникосушильники необхідно приєднувати до систем опалення, при техніко-економічному обґрунтуванні можливо приєднання рушникосушильників до систем гарячого водопостачання окремими стояками.

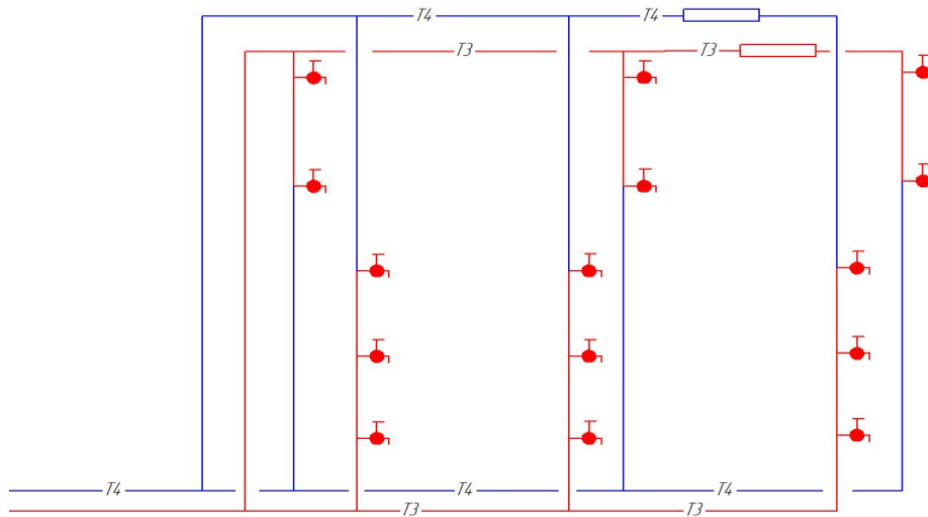


Рисунок 2.4 – Схема системи гарячого водопостачання, зональне водопостачання

2.2.2 Основні вимоги до систем гарячого водопостачання

Температуру гарячої води у місцях водорозбору необхідно приймати [5]:

- для закритих систем теплопостачання не менше 55 °С;
- для відкритих систем теплопостачання не менше 60 °С;
- для закритих та відкритих систем теплопостачання температура гарячої води не повинна бути більше 75 °С.

Допускається короткотермінове підвищення температури гарячої води (декілька хвилин за заданим графіком) до 80 °С для знешкодження утворення легіонели (термодезінфекція системи гарячого водопостачання).

Зменшення температури гарячої води не повинне перевищувати 5 °С. Водночас температура циркуляційної води повинна бути не менше 50 °С у будь-якій точці системи.

У дитячих садках температура гарячої води, яка подається до водорозбірної арматури (умивальник, душ) не повинна перевищувати 37 °С.

У системах гарячого водопостачання підприємств громадського харчування та інших, де споживачам потрібна температура гарячої води більша, ніж вказано раніше, необхідно передбачати додаткове нагрівання води місцевими водонагрівачами (електро або газ).

Тиск гарячої води у водорозбірній арматурі повинен бути 0,2÷0,45 МПа.

У будинках, будівлях та спорудах, у яких розрахунковий тиск перевищує 0,45 МПа, на вводах у квартири необхідно встановлювати регулятори тиску, а також передбачати зонне водопостачання.

Під час реконструкції житлових і громадських будівель кількістю поверхів більше, ніж чотири, допускається об'єднувати групи водорозбірних стояків закріпленими перемичками у водорозбірні вузли з приєднанням кожного

водорозбірного секційного вузла одним циркуляційним трубопроводом до збірного циркуляційного трубопроводу системи. У секційні вузли потрібно об'єднувати від трьох до семи водорозбірних стояків. Трубопроводи систем гарячого водопостачання окрім підводів до приладів повинні бути теплоізованими від втрат теплоти та можливості утворення конденсату.

2.3 Класифікація споживачів тепла

Згідно з [13] споживач теплової енергії – це фізична або юридична особа, яка використовує теплову енергію на підставі договору.

Але з технологічної точки зору у дисципліні «Теплопостачання» споживачами тепла системи теплопостачання прийнято називати будь-яку будівлю або споруду, а також групу будівель, мікрорайон, район, населений пункт, а також промисловий комплекс споруд одного чи кількох підприємств, що потребують теплову енергію певних параметрів. Також споживачами тепла називають окремі інженерні системи в цих будівлях, групах будівель, мікрорайонах, населених пунктах, тощо, які потребують постачання тепла за однаковими принципами. Наприклад, системи опалення всіх будівель міста можна розглядати як одного споживача.

Згідно з [1] споживачів тепла розділяють на групи за категорією надійності постачання тепла, якого вони потребують.

До першої категорії відносять споживачів, для яких не допускається перерва у подачі теплової енергії та зниження температури повітря в приміщеннях нижче передбаченої вимогами відповідних будівельних норм за видами будинків та споруд. До таких споживачів відносять лікарні (операційні, реанімаційні приміщення), пологові будинки, дитячі дошкільні заклади з цілодобовим перебуванням дітей, картинні галереї, хімічні та спеціальні виробництва, шахти та інші, що встановлюються технічним завданням на проведення робіт із проєктування відповідного об'єкта.

До другої категорії відносять споживачів, для яких допускається зниження температури повітря в опалюваних приміщеннях на період ліквідації технологічного пошкодження обладнання (але не довше 50 год) до + 12 °C – у житлових; до +10 °C – у громадських і адміністративно-побутових; до + 8 °C – у промислових приміщеннях.

До третьої категорії відносять решту споживачів.

За іншими ознаками споживачів тепла класифікують так само, як і теплові навантаження.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть основні види систем теплопостачання.
2. Як називають найбільші та найменші за потужністю системи теплопостачання?
3. Стан яких систем теплопостачання можна контролювати за різницею витрат теплоносія?
4. Які види розводки мають внутрішньобудинкові системи ГВ?
5. У якому випадку повинна передбачатися зональна подача гарячої води?
6. Яка повинна бути мінімальна температура гарячої води у споживача, у закритих системах теплопостачання?
7. Яка повинна бути мінімальна температура гарячої води у споживача, у відкритих системах теплопостачання?
8. Яка повинна бути температура гарячої води у дитячих дошкільних закладах?
9. Як розділяють на групи за категорією надійності постачання тепла споживачам?

3 ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

3.1 Котельні

3.1.1 Водогрійні котельні

У системах централізованого теплопостачання існує можливість використання двох основних типів джерел тепла – котельної та теплоелектроцентралі (ТЕЦ). Залежно від типу використовуваних котлів котельні бувають водяними, паровими та комбінованими (змішаними). У водяних котельнях встановлюються водогрійні котли, у парових – парові, у комбінованих – котли обох типів або пароводогрійні котли.

На рисунку 3.1 наведено принципову схему водяної котельні.

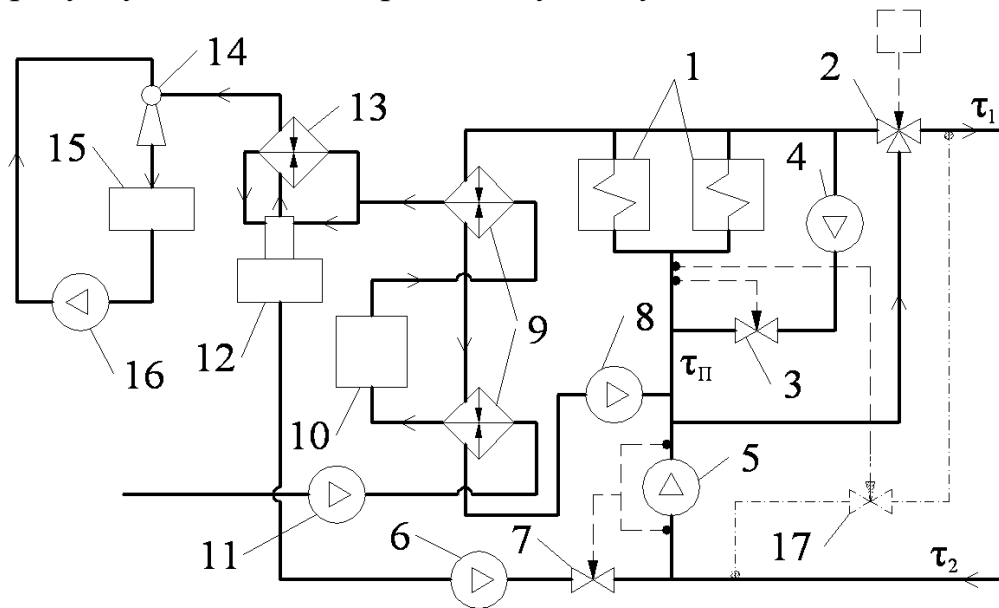


Рисунок 3.1 – Принципова схема водогрійної котельні:

- 1 – водогрійні котли; 2 – регулювальний клапан температури подавальної води τ_1 ; 3 – регулятор температури підживлювальної води $\tau_{\text{п}}$;
4 – рециркуляційний насос на перемичці; 5 – мережний насос;
6 – підживлювальний насос; 7 – регулятор підживлення; 8 – рециркуляційний насос контуру хіміводоочищення (ХВО); 9 – підігрівники хімічно очищеної води; 10 – ХВО; 11 – підкачувальний насос; 12 – вакуумний деаератор;
13 – охолоджувач випару; 14 – водоструминний ежектор; 15 – витратний бак ежектора; 16 – ежекторний насос; 17 – регулятор температури зворотної води τ_2

Підживлювальна вода насосом 11 подається в комплекс хіміводопідготовки (тобто в підігрівники 9 та в установку хіміводоочищення 10), після чого потрапляє в деаераційний комплекс із вакуумним деаератором 12 та охолоджувачем випару 13. Для створення та підтримки вакууму випар з

деаератора 12 видаляється водоструминним насосом 14. У результаті змішування з водою, що нагнітається насосом 16, і конденсації випар потрапляє у витратний бак 15. Деаерована й хімічищена вода з деаератора 12 за допомогою підживлювального насоса 6 через регулятор підживлення 7 подається на вхід блока мережних насосів 5, де змішується з водою зворотної магістралі теплової мережі, що має температуру t_2 . Перед надходженням в котли 1 мережна вода змішується з водою, охолодженою в підігрівниках хімічно очищеної води 9, що подається насосом 8, набуваючи температури t_n , та з нагрітою водою після котлів, що подається рециркуляційним насосом 4 через регулятор температури підживлювальної води 3 для підтримки мінімально допустимої температури на вході в котли з метою зниження кислотної корозії. Частина мережної води за допомогою регулювального клапана 2 підмішується до води після котлів з метою оперативного регулювання температури t_1 теплоносія подавальної магістралі теплової мережі.

Як варіант схеми, подавальна вода може підмішуватися до зворотної води за допомогою регулятора температури 17 замість лінії рециркуляції через насос 4 і регулятор 3.

3.1.2 Парові котельні

У випадку наявності на підприємстві технологічного споживання пари, промислова котельня може бути або паровою, або комбінованою. У випадку будівництва котельні для потреб винятково самого підприємства оптимальним типом є парова котельня (рис. 3.2). При цьому парою можуть задовольнятися навантаження не тільки технологічних споживачів, а й систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання.

Найпростішим рішенням у такому випадку буде застосування парового опалення, пароповітряних калориферів систем вентиляції та пароструминних ежекторів у системах гарячого водопостачання. Для збільшення відсотка повертання конденсату та у випадку можливості використання забрудненої пари, наприклад, після часткового відпрацювання пари в технологічному процесі, найкращим рішенням буде незалежне підключення водяного опалення через пароводяні підігрівники та замкнута схема гарячого водопостачання з пароводяними водонагрівачами.

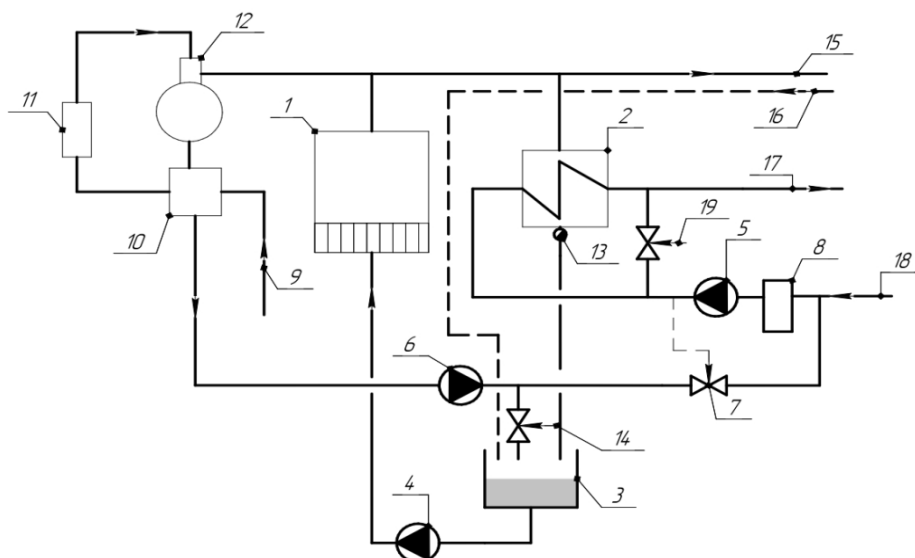


Рисунок 3.2 – Принципова схема парової котельні:

- 1 – паровий котел ; 2 – розширювач безперервного продування;
 3 – живильний насос; 4 – підігрівач холодної води; 5 – хімоводоочищення;
 6 – споживач пару систем опалення, вентиляції та ГВП; 7 – насос
 підживлювання водяної теплової мережі; 8 – теплообмінники мережної води;
 9 – деаератор; 10 – охолоджувач випару пару деаератора; 11 – мережний
 насос; 13 – редукційний клапан; 14 – підігрівач хімоочищеної води після
 1 ступеня нагріву; 15 – охолоджувач води, що надходить у бак-акумулятор;
 16 – бак-акумулятор; 17 – подавальний трубопровід водяної теплової
 мережі; 18 – зворотний трубопровід водяної теплової мережі;
 19 – регулятор температури

Якщо за результатами техніко-економічного обґрунтування використання єдиного теплоносія пари для всіх теплоспоживчих систем не є оптимальним, навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання можуть задовольнятися первинним теплоносієм водою. У цьому випадку на паровій котельні встановлюються пароводяні мережні теплообмінники, від яких нагріта вода надходить до систем ОВ та ГВ.

3.1.3 Комбіновані котельні

Промислові котельні комбінованого типу (рис. 3.3) зазвичай застосовуються, коли до існуючих навантажень додаються нові навантаження ОВ та ГВ, причому їхня потужність перевищує резерв потужності котельні.

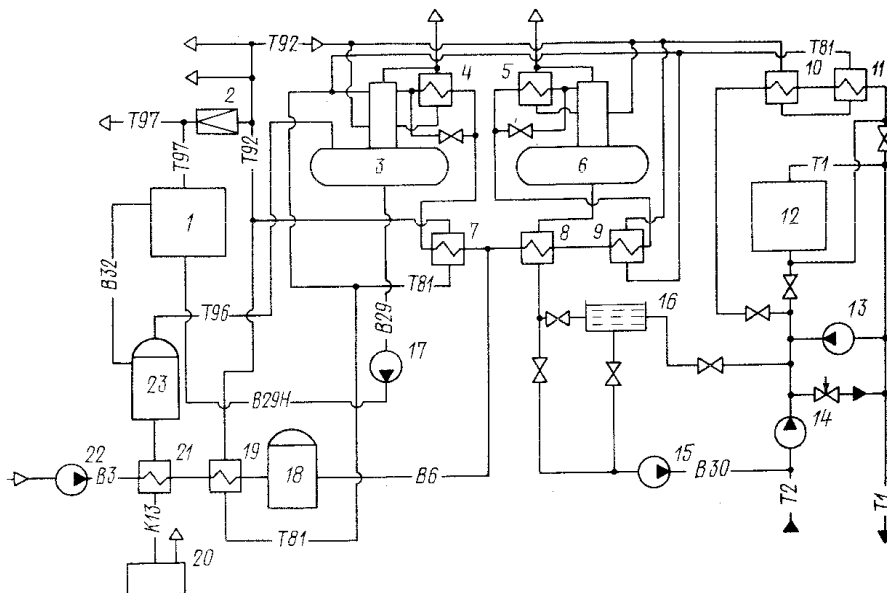


Рисунок 3.3 – Принципова схема комбінованої котельні:

- 1 – паровий котел; 2 – редукційна установка; 3 – деаератор; 4 – охолоджувач випару пару живильної води; 5 – охолоджувач випару пару деаератора; 6 – деаератор живильної води; 7, 9 – підігрівач хімоочищеної води; 8 – охолоджувач підживлювальної води; 10 – мережний підігрівач; 11 – охолоджувач конденсату; 12 – водогрійний котел; 13 – рециркуляційний насос; 14 – мережний насос; 15 – підживлювальний насос; 16 – бак-акумулятор; 17 – живильний насос; 18 – хімоводоочищення; 19 – підігрівач холодної води; 20 – барботер; 21 – охолоджувач безперервного продування; 22 – живильний насос холодної води; 23 – розширювач безперервного продування

Найчастіше це відбувається у разі реконструкції та розширення виробництва або приєднання до промислової котельні невиробничих споживачів поза межами підприємства. У цьому варіанті дешевшим є встановлення та експлуатація нового водогрійного котла, ніж будівництво парового котла та теплообмінника.

3.1.4 Класифікація котлів

Котли мають таку класифікацію.

За теплоносієм: парові; водогрійні.

За видом палива, що спалюється: на газоподібному; на рідкому; на твердому паливі.

За характером теплоспоживання, що задовольняється: опалювальні; виробничі; виробничо-опалювальні; пікові; енергетичні.

За розмірами обслуговуваного району: індивідуальні; будинкові; групові; районні.

3.2 Теплоелектроцентралі

Теплоелектроцентралі (далі – 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 із різними параметрами. Теплофікаційні турбіни дозволяють регулювати кількість пари, що відбирається. За призначенням ТЕЦ поділяються на комунальні та промислові.

ТЕЦ поділяють на:

- за призначенням (видами навантажень, що покриваються) – районні (комунальні, промислово-комунальні), що забезпечують теплом і електроенергією споживачів всього району, і промислові (заводські);
- за початковими параметрами пара перед турбіною: низького (до 4 МПа), середнього (4–6 МПа), високого (9–13 МПа) та надкритичного (24 МПа) тиску.

3.2.1 Комунальна ТЕЦ

Схема комунальної ТЕЦ наведена на рисунку 3.4.

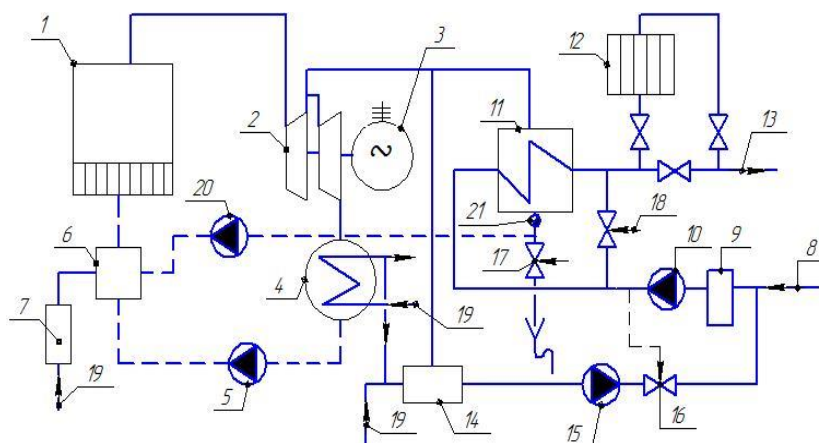


Рисунок 3.4 – Принципова схема комунальної ТЕЦ:

- 1 – паровий котел високого тиску; 2 – турбіна, з відбором пари; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – конденсатний насос; 6 – підігрівник хімічно очищеної води; 7 – водопідготовка підживлювальної води; 8 – зворотний трубопровід водяної мережі системи тепlopостачання; 9 – грязьовик; 10 – мережний насос водяної системи тепlopостачання; 11 – пароводяний підігрівач; 12 – піковий водогрійний котел; 13 – подавальний трубопровід водяної мережі системи тепlopостачання; 14 – водопідготовка водяної теплової мережі; 15 – підживлювальний насос; 16 – регулятор підживлювання водяної теплової мережі; 17 – регулятор аварійного зливу; 18 – регулятор температури; 19 – холодна вода; 20 – конденсатний насос підігрівника; 21 – конденсатівідвідник

Пар високого тиску з котла 1 надходить у теплофікаційну турбіну 2. Розширившись в турбіні 2, пара надходить у водопідігрівач 11, де нагріває воду, що циркулює в тепломережах до необхідної температури за температурним графіком. З водопідігрівача 11 вода надходить у теплову мережу 13 або безпосередньо або через догрівання в піковому котлі 12. Це відбувається, якщо температура на виході з водопідігрівача 11 є недостатньою, згідно з температурним графіком. Віддавши тепло, теплоносії від споживачів повертається по зворотній магістралі 8 для нового підігріву. Вона проходить через грязьовик 9, мережевий насос 10, що створює циркуляцію у водяній системі теплопостачання, підігрівач 11 і піковий котел 12 (за необхідності) і знову надходить у водяну систему теплопостачання. У разі витоків теплоносія у водяній системі теплопостачання, мережева вода після водохімічного очищення 14, за допомогою підживлювального насоса 15 через регулятор підживлення 16, потрапляє у зворотний трубопровід водяної системи теплопостачання. Перемичка з регулятором температури 18 слугує для регулювання температури води за водопідігрівачем 11. Якщо температура води занадто висока, то регулятор збільшує подачу води в обхід водопідігрівача через перемичку. Конденсат після водопідігрівача 11 насосом 20 подається в деаератор, включений в систему регенерації 6. Частина пари з відбору турбіни надходить у підготовку 14 для деаерації підживлювальної води. Невикористаний у відборі пар проходить у другу частину турбіни 2, де розширюється і надходить у конденсатор 4. Тут відпрацьована пара конденсується і конденсатним насосом 5 подається в систему регенерації 6 для підігріву, дегазації та поповнення хімічно очищеної у водопідготовці 7 водою. З регенеративної системи 6 живильна вода надходить у котел 1, де знову перетворюється на пару, включаючись у новий теплоенергетичний цикл.

3.2.2 Промислова ТЕЦ

Навантаження промислових ТЕЦ порівняно з комунальними відрізняються підвищеною долею цілорічних навантажень завдяки наявності технологічного споживання тепла. Це дозволяє більшу частину експлуатаційного періоду працювати в теплофікаційному режимі (на тепловому споживанні) і мати вищий коефіцієнт теплофікації порівняно з міськими ТЕЦ.

Схема промислової ТЕЦ наведена на рисунку 3.5.

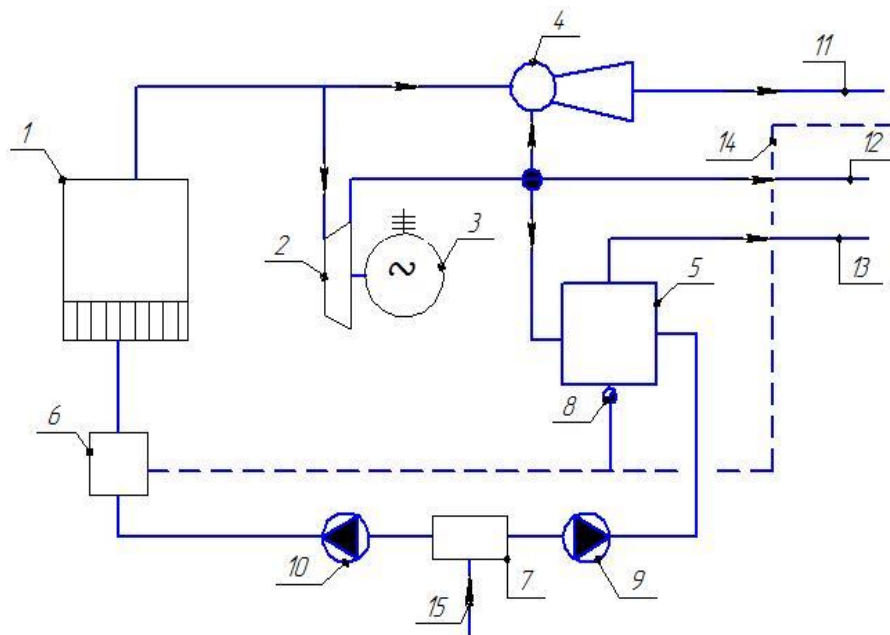


Рисунок 3.5 – Принципова схема промислової ТЕЦ:

- 1 – паровий котел високого тиску; 2 – турбіна, з відбором пари;
 3 – електрогенератор; 4 – паровий компресор; 5 – пароперетворювач;
 6 – підігрівник хімічно очищеної води; 7 – водопідготовка підживлювальної
 води; 8 – конденсатовідвідник; 9 – підживлювальний насос пароперетворювача;
 10 – підживлювальний насос котла; 11 – паропровід високого тиску;
 12 – паропровід нормального тиску; 13 – паропровід вторинного пару;
 14 – конденсатопровід; 15 – холодна вода

Окрім того, наявність технологічного споживання пари промисловими агрегатами потребує значно більш потужних промислових відборів теплофікаційних турбін, що за граничного варіанта призводить до заміни на ТЕЦ турбоагрегатів типу Т на турбіни ПТ.

3.2.3 Основне обладнання ТЕЦ

Турбіни

Турбіни бувають:

1) теплофікаційні (тип Т), що виконуються з конденсатором та регульованими відборами пари для покриття житлово-комунальних навантажень;

2) промислово-теплофікаційні (тип ПТ), що виконуються з конденсатором та регульованими відборами пари для покриття промислових та житлово-комунальних навантажень;

3) протитискові (тип Р), що не мають конденсатора; вся відпрацьована пара після турбіни прямує споживачам тепла.

Турбіни типу Т і ПТ є універсальними, оскільки шляхом перепуску

частини або всієї кількості пари в конденсатор можуть виробляти електричну енергію незалежно від теплового навантаження відборів. Турбіни типу Р виробляють електроенергію лише комбінованим методом, тому вони використовуються для покриття постійних теплових навантажень зазвичай технологічних навантажень промислових підприємств.

Зараз в експлуатації знаходяться турбіни з різною одиничною потужністю: невеликі – на низькі та середні параметри пари (2,96 МПа, 400 °С); середні – на високі параметри пари (9 МПа, 535 °С); надвисокі (13 МПа, 565 °С) і надкритичні параметри пари (24 МПа, 565 °С). Турбіни невеликої потужності експлуатуються переважно на заводських ТЕЦ. На сучасних районних ТЕЦ встановлюються зазвичай турбіни великої потужності.

Варто зазначити, що підвищення початкових параметрів пари перед турбіною, що призводить до зростання термічного ККД, можливе лише за одночасного збільшення та одиничної потужності турбін. Це пов'язано з тим, що турбіна може мати високий відносний внутрішній ККД тільки за достатньої висоти лопаток, яка залежить від об'ємної витрати пари через турбіну. Чим вище початкові параметри, тим менший питомий об'єм пари. Тому за малих потужностей турбін збільшення початкових параметрів призводить до необхідності застосування коротких лопаток, у яких величина турбін зменшується значно протизростанням термічного ККД.

Отже, пару з високими початковими параметрами доцільно застосовувати лише за достатньо великих масових витрат пари через турбіну.

Характерними рисами сучасних комунальних ТЕЦ є:

- 1) застосування теплофікаційних турбін на високі початкові параметри пари (тиск 13 і 24 МПа) та одиничні потужності (100 та 250 МВт);
- 2) багатоступінчастий регенеративний підігрів конденсату та підживлювальної води в циклі станції паром із нерегульованих відборів турбін;
- 3) наявність багатоступінчастого підігріву мережевої води в основних підігрівачах парою з нижнього та верхнього регульованих теплофікаційних відборів та в пікових підігрівачах, у яких зазвичай застосовуються дешеві пікові водогрійні котли;
- 4) наявність конденсатора, що дозволяє регулювати вироблення електричної енергії при змінних теплових навантаженнях. При цьому для охолодження пари в конденсаторах використовуються теплофікаційні пучки, у яких виробляється підігрів води для підживлення або зворотної мережної води.

Піковий водогрійний котел

Використовуються як пікове обладнання у дні максимальних теплових навантажень, а також для резервування тепла від відборів турбіни (їхня

встановлена потужність у помірному та холодному кліматі значно перевищує потужність відборів, але коефіцієнт її використання невеликий). Частка покриття теплових навантажень піковим котлом від загальної частки вироблення теплової енергії на ТЕЦ зазвичай становить 15–20 %.

На рисунку 3.6 наведено графік розрахункового теплового навантаження ТЕЦ за тривалістю теплових навантажень у годинах, за рік, за коефіцієнта теплофікації 0,5. Отже, відношення відбору теплової енергії від турбін до сумарного теплового навантаження ТЕЦ складає 0,5.

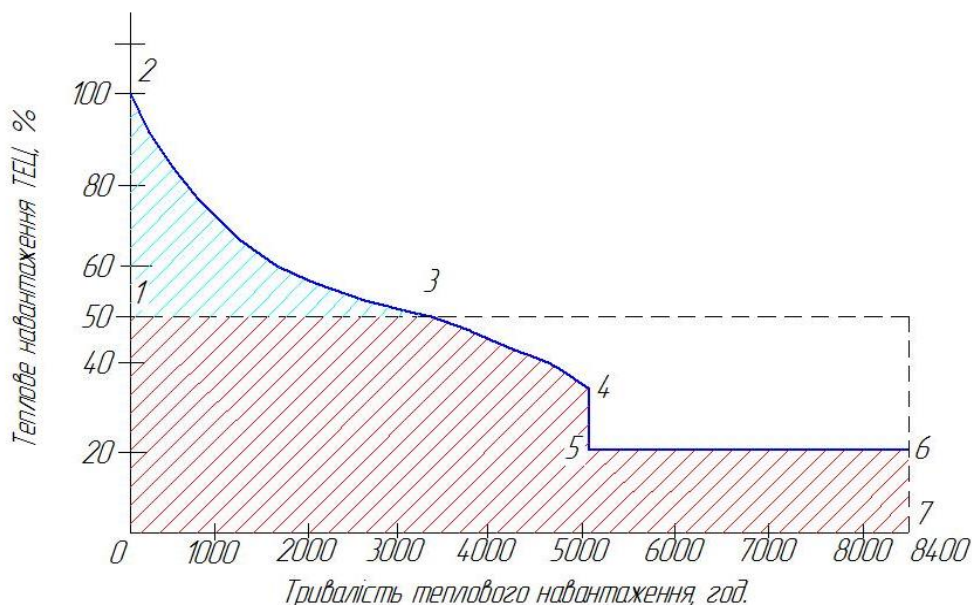


Рисунок 3.6 – Графік розрахункового теплового навантаження ТЕЦ за тривалістю теплових навантажень

Площа фігури 0–1–2–3–4–5–6–7–0 загальна кількість теплової енергії, яку виробила ТЕЦ за опалювальний період. Частка теплової енергії з відбору від турбін описується площею 0–1–3–4–5–6–7–0. Частка, яка вироблена піковим котлом, складає площу фігури 1–2–3–1.

Всі водогрійні котли великої потужності – водотрубні, із наддувом повітря вентиляторами. Більшість має врівноважену тягу, а деякі з них додатково мають димососи.

До таких котлів відносять такі моделі: ТВГМ (теплофікаційний, водогрійний на мазуті); НР (сталевий, секційний, трубчастий котел); ПТВМ (піковий теплофікаційний водогрійний на мазуті, але працює і на газі); КВ–ГМ; КВ–ТС; КВ–ТК тощо.

Паровий енергетичний котел

Призначений для вироблення пару для турбін.

Градирня

Пристрій для охолодження великої кількості води спрямованим потоком атмосферного повітря. Градирні бувають:

1. За способом подачі повітря:

- баштові (тяга створюється за допомогою високої витяжної вежі);
- вентиляторні (тяга створюється вентилятором);
- відкриті (атмосферні), що використовують силу вітру та природну конvekцію під час руху повітря через зрошувач;
- ежекційні, що використовують ефект ежекції під час руху водоповітряної суміші на високих швидкостях у спеціальних каналах;
- бризкальні, що діють за принципом простого розбризкування або фонтану.

2. За способом напряму середовищ (охолоджуваної води та повітря):

- з протитечією (найбільший температурний перепад, найбільший аеродинамічний опір);
- з перехресним напрямом руху (менший аеродинамічний опір, менше крапельного винесення);
- зі змішаним напрямом руху (конструкція градирні містить протиток і перехресний напрям руху).

Деаератори

Це технічний пристрій, що реалізує процес деаерації деякої рідини, тобто її очищення від небажаних газових домішок, що присутні в ній. На багатьох електричних станціях, а також ТЕЦ, відіграє роль ступеня регенерації та баку запасу поживної води.

Призначення деаераційної установки

Деаератор за своїм призначенням дещо відрізняється від решти елементів схеми теплосилової установки. З одного боку, його можна розглядати, як проміжний підігрівач типу, що змішується, оскільки в нього надходить гаряча пара, з другого, – відбір турбіни і дренаж проміжного пароперегрівача, а температура основного конденсату після проходження через деаератор збільшується.

Проте основне призначення деаератора – видалення газоподібних домішок із теплоносія.

У воді конденсатно-поживного тракту можуть бути різні домішки: газоподібні (кисень, вуглекислота, азот, аміак, після проходження через активну зону реактор до них додаються радіолітичні та благородні гази), тверді (продукти корозії конструкційних матеріалів), природні (хлориди, кремнекислоти та інші).

Газоподібні домішки надходять переважно шляхом підсосів повітря в

конденсаторі і перших ПНД (підігрівачі низького тиску), що працюють при тисках нижче атмосферного.

Практично присоси води, що охолоджує, завжди наявні, якщо навіть конденсатор є доволі щільним. У процесі експлуатації в результаті протікання корозійних, ерозійних та інших процесів відбувається порушення щільності, і присоси води, що охолоджує, збільшуються. Вода, що охолоджує, витрачається у великих кількостях і ніякої попередньої обробки не піддається. Тому навіть незначні присоси води, що охолоджує, привносять значні кількості домішок.

Продукти корозії, а також деякі природні домішки (наприклад, кальцій та магній) випадають у відкладення на теплопередавальних поверхнях, що призводить до зменшення коефіцієнта теплопередачі та виникнення під відкладеннями місцевих найбільш небезпечних видів корозійних пошкоджень. Це знижує економічність, надійність та безпеку роботи теплосилових установок. З газових домішок найбільшу небезпеку становлять кисень та вуглекислота.

Кисень та вуглекислота є корозійно-агресивними агентами. Для зменшення корозійних процесів поверхні нагрівання, підігрівач низького тиску (ПНД) часто доводиться виконувати з корозійностійких матеріалів – латунних сплавів, нержавіючих сталей та високонікелевих сплавів. Для того щоб мати можливість виконувати ПНД із більш дешевих вуглецевих сталей, необхідно видалити з води корозійно-агресивні гази та насамперед кисень та вуглекислоту. Для цього застосовують деаераційну установку.

Для видалення газів із води переважно використовують хімічні та термічні методи. Хімічні методи засновані на виборчій взаємодії газів, що видаляються з дозованими реагентами. Практично хімічний метод застосовується лише для видалення кисню. Для цього використовують гідразин, та й то не як самостійний метод, а для видалення мікрокількостей кисню. Разом із гідрaziном у воду можуть надходити інші домішки. Крім того, гідразин є токсичною речовиною. На теплосилових установках застосовують переважно термічну деаерацію. Термічні деаератори дозволяють видаляти з води будь-які розчинені у воді гази і не вносять додаткових домішок у воду.

Термічна деаерація є достатньо ефективною у разі застосування її паралельно з хімічним зв'язуванням кисню та двоокису вуглецю, наприклад присадками гідразину та амінуванням.

Залежно від форми контакту фаз розрізняють струминну, плівкову, крапельну та барботажну деаерації. У разі використання лише однієї з форм контакту, деаерація вважається одноступінчастою, двох формах контакту – двоступінчастою, при цьому як друга форма використовується зазвичай барботаж. Двоступінчаста схема застосовується переважно на ТЕЦ, що працюють з великими добавками води.

Пароводяні теплообмінні апарати

Призначені для підігріву теплоносія – води за допомогою пари.

Мережеві насоси

Призначені для створення циркуляції у водяної системі тепlopостачання.

3.2.4 Методика розрахунку теплових схем ТЕЦ

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

$$D_T^{CB} = f(N_{TG}, D_{Vid}). \quad (3.1)$$

Розрахунок проводиться для чотирьох характерних режимів:

- 1) для максимально-зимового режиму, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення t_o ;
- 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 (середньо тижнева для гарячого водопостачання);
- 3) для середнього опалювального 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. Водночас навантаження на технологічні потреби приймається максимально-добовим, а на гаряче водопостачання – середньо тижневим.

Для кожного з режимів підраховують:

- 1) витрати пари зовнішніми споживачами. 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 $D_{\text{т}}^{\text{св}}$ визначаються за діаграмами режимів роботи парових турбін згідно з рівнянням

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

де $d_{\text{е}}$ – 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

$$\Sigma D_{\text{к}}^{\text{П О Т Н}} = \Sigma D_{\text{с}}^{\text{П В Т}} - \Sigma D_{\text{п}}^{\text{П В Т}} - D_{\text{д}}^{\text{І}} - D_{\text{д}}^{\text{під}}, \quad (3.4)$$

де $\Sigma D_{\text{к}}^{\text{П О Т Н}}$ – повне сумарне повернення конденсату з усіх регенеративних систем конденсаційних турбін, т/год;

$\Sigma D_{\text{с}}^{\text{П В Т}}$ – сумарні витрати свіжої пари всіма конденсаційними турбінами, т/год;

$\Sigma D_{\text{п}}^{\text{П В Т}}$ – сумарний відбір пари з промислових відборів конденсаційних турбін, т/год;

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

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

Питання для самоконтролю

1. Поясніть призначення хімводопідготовки (ХВО).
2. Які види обробки теплоносія теплової мережі застосовують на джерелах теплопостачання?
3. Як працює водоструминний насос?
4. З якою метою використовують деаератори?
5. Які основні принципи деаерації застосовують у деаераторах на джерелах теплопостачання?
6. Для чого регулюють температуру води на вході в котел?
7. Принцип роботи регулятора підживлення.
8. З якою метою на перемичці між подавальним трубопроводом на виході з котла і зворотним трубопроводом на вході до котла встановлюється рециркуляційний насос?
9. Чому постачання пари промисловим агрегатам із відборів турбіни вигіднішим за її постачання безпосередньо з парогенератора?

4 ТЕПЛОФІКАЦІЯ

Теплофікацією називають централізоване теплопостачання на базі комбінованого (спільного) виробництва теплової та електричної енергії. Джерелом тепла і електроенергії в процесі теплофікації є теплоелектроцентральної (ТЕЦ). Енергетичну ефективність теплофікації можна оцінити лише порівняно її з роздільним відпущенням електричної енергії (від конденсаційної теплоелектростанції – КЕС) та теплової енергії (від котельних).

Найпростіші цикли КЕС і ТЕЦ у T, S – координатах¹⁸ за однакових робочих параметрів пари наведено на рисунку 4.1¹⁹.

Лінія 1–2 зображує адіабатний²⁰ процес стиснення води живильними насосами, лінія 2–3 – ізобарний нагрів води до температури насичення, лінія 3–4 – ізобарне випаровування, лінія 4–5 – ізобарний перегрів пари, лінія 5–6 – адіабатне розширення пари у турбіні з виконанням корисної роботи (вироблення електроенергії), лінія 6–1 – ізобарне відведення тепла з конденсацією пари у конденсаторі. При цьому в циклі КЕС (рис. 4.1, а) на електричну енергію перетворюється тепло $Q_{\text{ел}}^{\text{к}}$, вимірюване площею фігури 1–2–3–4–5–6–1, а тепло $Q_{\text{зов}}$, що еквівалентне фігурі 1–6–7–8–1, відводиться в конденсаторі з охолоджувальною водою в навколишнє середовище, тобто втрачається. У циклі ТЕЦ (рис. 4.1, б) на електричну енергію перетворюється тепло $Q_{\text{ел}}^{\text{т}}$, що відображається дещо меншою за площею фігурою 1–2–3–4–5–6–1: $Q_{\text{ел}}^{\text{т}} < Q_{\text{ел}}^{\text{к}}$ ²¹, але тепло $Q_{\text{сп}}$, вимірюване площею фігури 1–6–7–8–1, не втрачається, а віддається зовнішнім споживачам теплової енергії.

Процеси перетворення хімічної енергії палива на електричну та теплову енергію можна охарактеризувати коефіцієнтом використання тепла палива, що є відношенням теплових еквівалентів усіх відпущених зовнішнім споживачам видів енергії до енергії палива, зокрема, для КЕС

$$\eta^{\text{КЕС}} = E^{\text{КЕС}}/Q_{\text{пал}}, \quad (4.1)$$

а для ТЕЦ відповідно

$$\eta^{\text{ТЕЦ}} = (E^{\text{ТЕЦ}} + Q^{\text{зс}})/Q_{\text{пал}}, \quad (4.2)$$

де $\eta^{\text{КЕС}}$, $\eta^{\text{ТЕЦ}}$ – коефіцієнти використання тепла палива та КЕС і на ТЕЦ;

¹⁸ S – ентропія, функція стану речовини, зміна якої знаходиться з виразу $dS = dq/T = (du + p dv)/T$.

¹⁹ Лінією $a-b-c$ відображається лінія насичення двофазної системи «пара-вода».

²⁰ Адіабатним називають ізоентропійний процес ($pv^k = \text{const}$ при $p = k$, для газів $k = 1,3 \dots 1,7$) без теплообміну з джерелом тепла.

²¹ У зв'язку з тим, що конденсація пари на ТЕЦ у конденсаторах з теплофікаційними пучками виконується мережною водою, що має температуру вищу, ніж охолоджувальна вода з зовнішніх водойм.

$E^{КЕС}$, $E^{ТЕЦ}$ – електроенергія, відпущена зовнішнім споживачам від КЕС та від ТЕЦ;

$Q^{зс}$ – тепло, віддане зовнішнім споживачам від ТЕЦ;

$Q^{пал}$ – теплова енергія палива:

$$Q^{пал} = BQ_n^p, \quad (4.3)$$

де B – витрати палива (кг/с);

Q_n^p – нижча теплоутворювальна спроможність (Дж/кг).

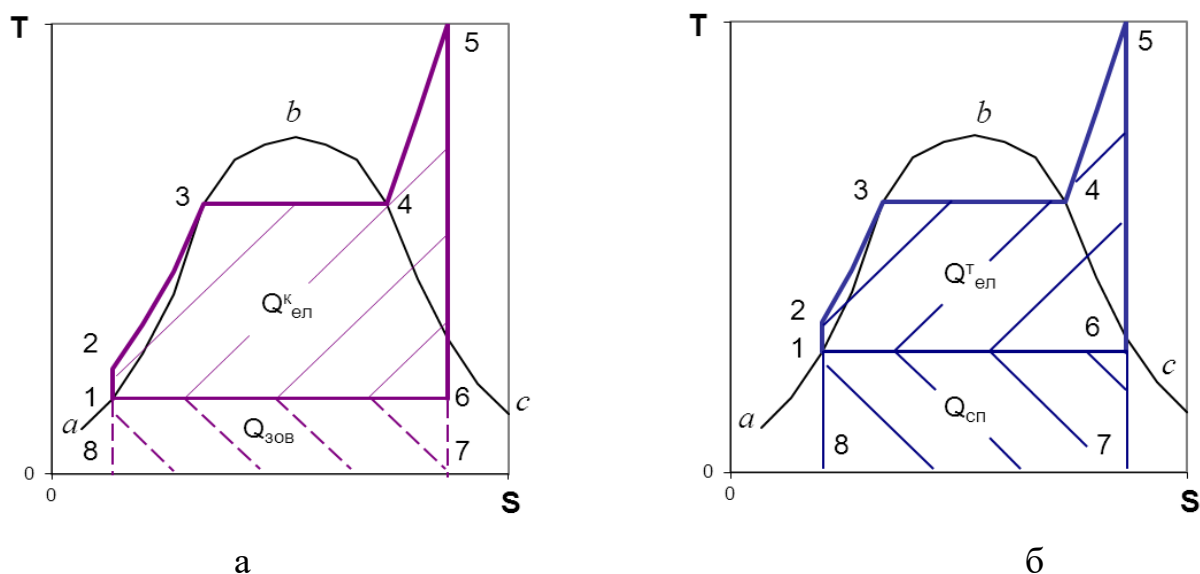


Рисунок 4.1 – Цикли КЕС і ТЕЦ (цикли Ренкіна) на T,S-діаграмі.

Практика показує, що вироблення тепла та електроенергії комбінованим методом відбувається при ККД до 75 % (з урахуванням втрат), а за роздільного методу електроенергія виробляється з ККД до 40 %, а теплова енергія – до 85 % (в середньому – до 70 %).

Проте коефіцієнт використання тепла палива не може характеризувати ефективність теплофікації, оскільки він не враховує співвідношення кількостей відпущених електроенергії та тепла.

4.1 Економія палива від теплофікації

Практично ефективність застосування теплофікації оцінюють за величиною економії палива $\Delta B_{ек}$ за комбінованого вироблення тепла та електроенергії порівняно з варіантами роздільного вироблення²²

²² Для вироблення електроенергії залежно від особливостей ресурсів конкретних регіонів можуть застосовуватися не тільки теплові електростанції (КЕС), а й гідравлічні (ГЕС), припливні, вітрові та ін. У такому

$$\Delta B_{\text{ек}} = B_{\text{КЕС}} + B_{\text{кот}} - B_{\text{ТЕЦ}} = B_{\text{КЕС}} + B_{\text{кот}} - B_{\text{Т}}^{\text{е}} - B_{\text{Т}}^{\text{т}} = \Delta B^{\text{е}} + \Delta B^{\text{т}}, \quad (4.4)$$

де $B_{\text{КЕС}}$ – витрати палива на вироблення електроенергії на КЕС (т. у. п.);

$B_{\text{кот}}$ – витрати палива на вироблення тепла, відпущеного від котелень (т. у. п.);

$B_{\text{ТЕЦ}}$ – витрати палива на вироблення електроенергії та тепла, відпущених від ТЕЦ (т. у. п.);

$B_{\text{Т}}^{\text{е}}, B_{\text{Т}}^{\text{т}}$ – витрати палива на комбіноване вироблення відповідно електроенергії та тепла, відпущених споживачам від ТЕЦ (т. у. п.);

$\Delta B^{\text{е}}$ – різниця у витратах умовного палива на вироблення електроенергії, що відпускається споживачам від КЕС та від ТЕЦ (т. у. п.);

$\Delta B^{\text{т}}$ – різниця у витратах умовного палива на вироблення тепла, що відпускається споживачам від котельних та від ТЕЦ (т. у. п.).

З рівняння (4.4) випливає, що за вироблення на ТЕЦ електричної енергії суто комбінованим методом економія палива становитиме

$$\Delta B_{\text{ек}} = E(b_{\text{КЕС}} - b_{\text{Т}}^{\text{е}}) + Q(b_{\text{кот}} - b_{\text{Т}}^{\text{т}}), \quad (4.5)$$

де E – кількість електроенергії, що відпускається зовнішнім споживачам, кВт · год;

$b_{\text{КЕС}}$ – питомі витрати палива на вироблення електроенергії на КЕС для зовнішніх споживачів, т. у. п./кВт · год;

$b_{\text{Т}}^{\text{е}}$ – питомі витрати палива на вироблення електроенергії для зовнішніх споживачів на ТЕЦ у теплофікаційному режимі, т. у. п./кВт · год;

Q – кількість тепла, що відпускається зовнішнім споживачам, кДж;

$b_{\text{кот}}$ – питомі витрати палива на вироблення теплової енергії у котельних для зовнішніх споживачів, т. у. п./кДж;

$b_{\text{Т}}^{\text{т}}$ – питомі витрати палива на вироблення теплової енергії на ТЕЦ для зовнішніх споживачів, т. у. п./кДж.

За вироблення на ТЕЦ електричної енергії одночасно теплофікаційним та конденсаційним методами економія палива становитиме

$$\Delta B_{\text{ек}} = E_{\text{Т}}(b_{\text{КЕС}} - b_{\text{Т}}^{\text{е}}) - E_{\text{к}}(b_{\text{к}}^{\text{е}} - b_{\text{КЕС}}) + Q(b_{\text{кот}} - b_{\text{Т}}^{\text{т}}), \quad (4.6)$$

де $E_{\text{Т}}$ – кількість енергії, що відпускається зовнішнім споживачам від ТЕЦ у теплофікаційному режимі, кВт · год;

$E_{\text{к}}$ – кількість енергії, що відпускається зовнішнім споживачам від ТЕЦ у конденсаційному режимі, кВт · год;

$b_{\text{к}}^{\text{е}}$ – питомі витрати палива на виробництво електроенергії для зовнішніх споживачів на ТЕЦ у конденсаційному режимі, т. у. п./кВт · год.

випадку комбіноване вироблення теплової та електричної енергії на ТЕЦ порівнюється з розділним виробленням електроенергії на цих джерелах і теплової енергії – у котельнях.

Із формули (4.6) видно, що економія палива на ТЕЦ є тим більшою, чим більша частина загальної кількості електроенергії (E) відпускається споживачам саме на тепловому споживанні (E_T), тобто за $E_T \rightarrow E$.

Теплове навантаження зовнішніх споживачів ТЕЦ може покривати двома способами: з відборів турбін (тобто на базі вироблення електроенергії) та від пікових котлів, які включаються до роботи в періоди найбільшого теплового споживання в зимовий період. Коефіцієнтом теплофікації називається відношення кількості тепла, відпущеного зовнішнім споживачам із відборів турбін до загальної кількості відпущеного тепла, відпущеного від ТЕЦ

$$\alpha_{\text{ТЕЦ}} = Q_{\text{від}} / Q_{\text{ТЕЦ}}. \quad (4.7)$$

Питання для самоконтролю

1. ККД яких турбін: конденсаційних типу К чи теплофікаційних типу Т, буде вищим у разі роботи на парі однакових параметрів з однаковою потужністю?
2. За яких умов робота теплофікаційної турбіни Т буде енергетично ефективнішою за роботу конденсаційної турбіни К?
3. Який чинник знижує енергетичну ефективність ТЕЦ?
4. Чи залежить економія палива на ТЕЦ від способу отримання електроенергії в процесі порівняння?
5. Чи може коефіцієнт теплофікації дорівнювати 1 (одиниці)?

5 КОГЕНЕРАЦІЯ ТЕПЛА ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

Когенерацією тепла називається процес комбінованого виробництва теплової та електричної енергії. Найчастіше термін когенерація застосовують до газотурбінних установок невеликої потужності, що забезпечують децентралізоване енергопостачання промислових та цивільних споруд.

Когенераційна установка – це комплекс обладнання, що працює за способом комбінованого виробництва електричної та теплової енергії або перетворює скидний енергетичний потенціал технологічних процесів в електричну та теплову енергію [13].

Порівняно з роздільним виробленням електричної та теплової енергії витрати палива у процесі когенерації є меншими на величину від 12 % до 15 % [20], а коефіцієнт використання тепла палива є більшим, ніж у теплофікаційних системах на 7–10 %. Порівняно з теплоелектростанціями конденсаційного типу, що використовують 35–40 % енергії палива, когенераційна станція здатна використовувати 85–90 %. Окрім економії палива когенерація забезпечує також зменшення викидів у атмосферу та збільшення економічної ефективності теплоелектропостачання.

Розрізняють дві основні групи когенераційних установок:

1. Установки одночасного виробництва електричної й теплової енергії (закордонний аналог: СНР – combined heat and power plant);

2. Установки (електростанції) комбінованого циклу з утилізаційним казаном і паровою турбіною (закордонний аналог: РСР – combined cycle power plant). Частіше – це електростанції з газовою турбіною, казаном-утилізатором і паровою турбіною (ПГУ – парогазові установки великої потужності). Але є проекти, де замість газової турбіни використовувався газопоршневий двигун і парова турбіна малої потужності (див. Italiana Coke).

Залежно від вироблюваної електричної потужності, когенераційні електростанції поділяють на такі групи:

- 1) мікро (потужність від 1 кВт до 250 кВт);
- 2) міні (потужність від 250 кВт до 1000 кВт);
- 3) малі (потужність від 1 МВт до 60 МВт) – цю групу для простоти найчастіше поєднують з попередньою;
- 4) середні (потужність від 60 МВт до 300 МВт);
- 5) великі (потужність більше 300 МВт).

Класифікація ведеться за потужністю електростанцій, а не за одиничною потужністю первинного приводного агрегата. Вважається, що потужності до 250 кВт (мікроелектростанції) доцільно й можливо покривати газопоршневими або дизельними агрегатами (приміром, DEUTZ ADG), а також

різними установками альтернативної енергетики. Від 250 кВт до 10–15 МВт – за допомогою газопоршневих агрегатів. Потужності до 60 МВт – за допомогою газопоршневих агрегатів (або газових турбін з одиничними потужностями від 20 МВт), а середні й великі потужності – за допомогою газових і парових турбін або парогазових установок.

Когенераційні установки бувають поршневі, газотурбінні, парогазові та паротурбінні.

У поршневих установках як основний агрегат для генерації електричної та теплової енергії використовується двигун внутрішнього згорання, у газотурбінних – комплекс «компресор-пальник-газова турбіна», у парогазових – комплекс у складі газової та парової турбін або газова турбіна, що працює на суміші пари та газу.

5.1 Газопоршневі установки

Перевагами поршневих установок є гнучкість в експлуатації, яка дозволяє їм працювати надійно в разі зміни навантаження споживачів навіть окремо від загальної енергосистеми. До того ж поршневі установки мають кращий ККД, ніж газотурбінні, але теплову енергію поршневих систем використовувати складніше, оскільки вона має низький температурний потенціал порівняно з іншими когенераційними установками.

Принципова схема газопоршневої установки показана на рисунку 5.1.

У капітальному приміщенні перебувають завжди:

- агрегат (газопоршневий двигун MWM і електрогенератор);
- водо-водяні теплообмінники утилізації тепла;
- системи змащення, живлення власних потреб, автоматики й синхронізації, забору й відводу повітря із шумоглушенням, маслобак, у сусідньому приміщенні або через перегородку – розподільний пристрій і силовий щит керування.

За межами будинку на відкритому повітрі перебувають:

- повітряний аварійний охолоджувач (для охолодження охолоджуваної рідини двигуна в період недостатнього теплового навантаження по мережній воді або її відсутності);
- повітряний охолоджувач надуваної газоповітряної суміші (інтеркулер).

Вихлопний глушитель із каталізатором і вихлопний казан-утилізатор можуть перебувати як у приміщенні, так і на відкритому повітрі – залежно від розмірів приміщення й інших умов.

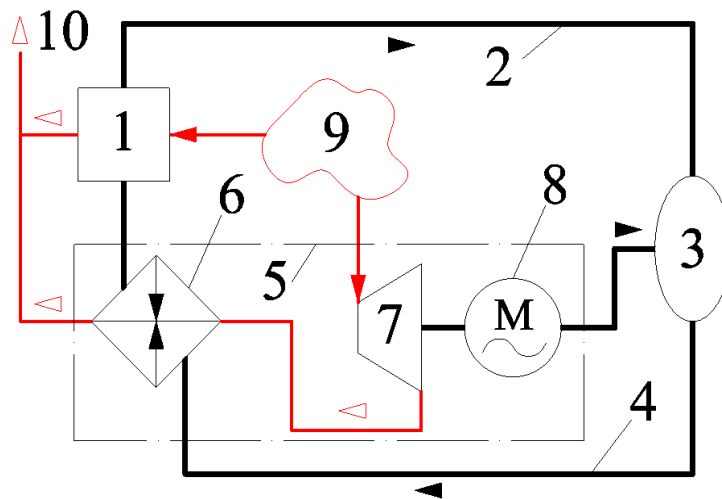


Рисунок 5.1 – Принципова схема газопоршневої установки:

1 – піковий водогрійний котел (ПВК); 2 – подавальна магістраль (Т1);
 3 – споживачі; 4 – зворотна магістраль (Т2); 5 – модуль мініТЕЦ; 6 – пасивний котел-утилізатор із допалюванням; 7 – газовий двигун; 8 – електрогенератор;
 9 – природний газ; 10 – викиди в атмосферу ($\text{CO} < 300 \text{ мг/м}^3$)

Газопоршневі установки не є вибагливими до властивостей палива. На біогазі працює 40 % ГПУ. Також вони можуть працювати на шахтних газах із значним коливанням вмісту метану (від 25 % до 70 %). Однією з найсуттєвіших переваг поршневих установок є гнучкість в експлуатації. Вони можуть легко реагувати на зміни навантаження, можуть безперервно діяти окремо від енергосистеми, якщо цього потребують споживачі.

5.2 Газотурбінні установки

Газотурбінні установки (ГТУ) бувають відкритого циклу (з розімкненим контуром робочого тіла) та закритого циклу (з замкненим контуром робочого тіла).

Принципова схема газотурбінної когенераційної установки наведена на рисунку 5.2.

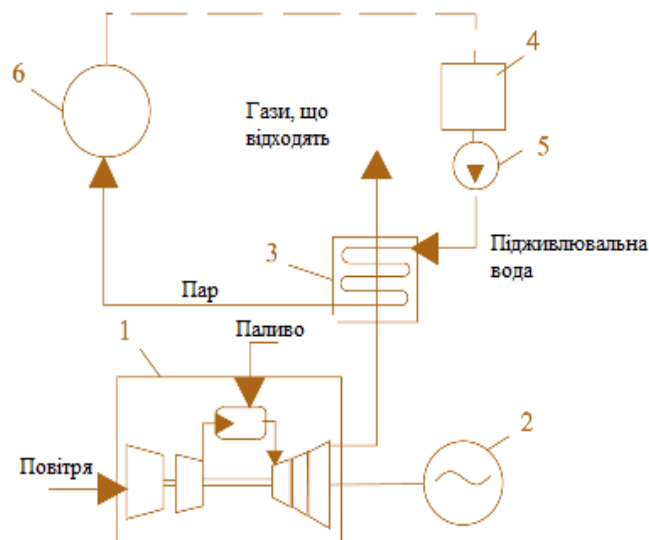


Рисунок 5.2 – Принципова схема газотурбінної установки:

1 – газотурбінний двигун; 2 – електрогенератор; 3 – котел-утилізатор;
4 – бак підживлювальної води; 5 – насос; 6 – споживач

До основних видів ГТУ відкритого циклу належать:

- 1) одновальні (з регенерацією або без неї);
- 2) одновальні зі ступінчастим стисненням та ступінчастим згоранням (з регенерацією або без);
- 3) двовальні (з регенерацією або без неї);
- 4) двовальні зі ступінчастим стисненням та ступінчастим згоранням (з регенерацією або без неї).

5.3 Сонячна теплоенергетика

У сучасному світі сонячна енергія широко використовується для теплопостачання, включаючи гаряче водопостачання і опалення, а також для холодопостачання, кондиціювання повітря, висушування та в інших технологічних процесах.

Системи сонячного теплопостачання класифікуються так:

- 1) системи «активного» сонячного теплопостачання, що використовують «активні» установки на основі сонячних колекторів з циркуляцією теплоносія, якими може бути рідина (вода, розчини солей) і газ (повітря);
- 2) системи «пасивного» сонячного опалення, в яких різні конструкційні елементи споруд використовуються як теплоприймачі сонячної енергії;
- 3) комбіновані системи сонячного теплопостачання, у яких використані елементи «пасивного» і «активного» сонячного теплопостачання.

У сучасних низько- та середньотемпературних системах теплопостачання (до 100 °С), що використовуються для перетворення сонячної енергії в низькопотенційне тепло для гарячого водопостачання, опалення та інших теплових процесів, основним елементом є плоский колектор, який становить геліоприймальний абсорбер з циркулюючим теплоносієм. Конструкція плоского сонячного колектора теплоізована з тильної сторони і закрита з лицьової сторони. Принципова схема плоского колектора наведена на рисунку 5.3.

Особливістю плоского колектора є те, що він вловлює як пряму, так і розсіяну сонячну радіацію. Об'єми таких систем розраховуються в квадратних метрах сонячних колекторів.

У системах високотемпературного теплопостачання (вище 100 °С) використовують високотемпературні сонячні колектори. На сьогодні найкращим з них вважається концентруючий сонячний колектор, що становить параболічний жолоб із чорною трубкою в центрі, на яку фокусується сонячне випромінювання. Такі колектори дуже ефективні у промисловості та для виробництва пару в електроенергетиці. Їхнім недоліком є неможливість використання розсіяної сонячної радіації.

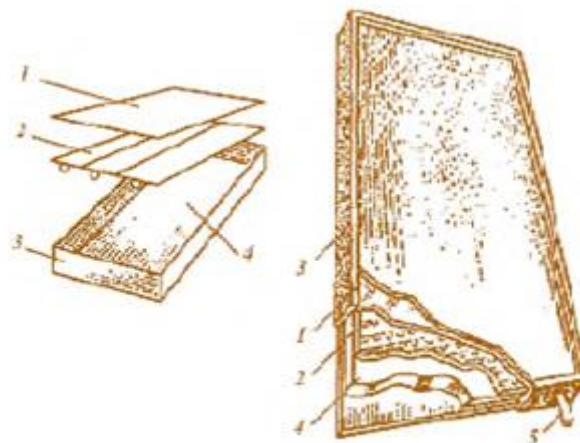


Рисунок 5.3 – Схема конструкції плоского колектора сонячної енергії:

- 1 – закріплення; 2 – променепоглиняльна поверхня з трубками для рідини, яка нагрівається (абсорбер); 3 – корпус; 4 – теплоізоляція;
5 – трубка для подачі теплоносія

У звичайних плоских колекторах практично неможливо отримати температуру теплоносія вище 100 °С. Збільшення робочої температури теплоносія до 250–300 °С можливо досягнути за допомогою вакуумних скляних сонячних колекторів. Як теплоносії в колекторах може використовуватися вода, розчин етиленгліколя і пропіленгліколя, силіконове масло, а також повітря.

Принципові схеми водяного і повітряного опалення приміщень колекторами наведено відповідно на рисунку 5.4 і рисунку 5.5.

Пасивні сонячні системи є більш простими і дешевими порівняно з активними, бо не потребують додаткових пристроїв поглинання, перетворення і розподілення сонячної енергії. Пасивне використання енергії Сонця для опалення будівель відбувається завдяки планувальним, архітектурно-конструктивним рішенням, коли вся будівля може розглядатися як колектор сонячної теплоти.

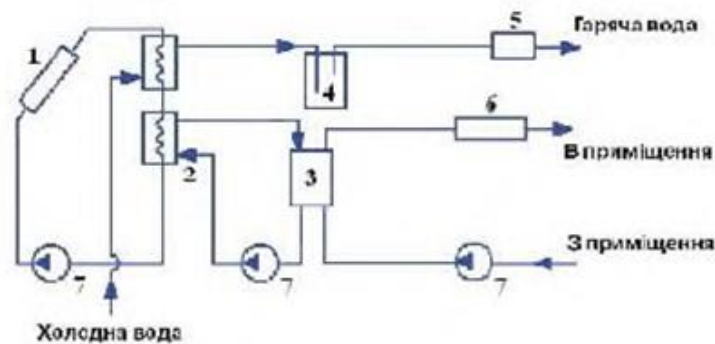


Рисунок 5.4 – Принципова схема комбінованої водяної системи сонячного теплопостачання: 1 – сонячний водяний колектор; 2 – швидкісний водо-водяний теплообмінник; 3 – бак-акумулятор; 4 – бак гарячої води; 5 – додаткове джерело теплоти системи гарячого водопостачання; 6 – додаткове джерело теплоти для системи опалення; 7 – циркуляційні насоси

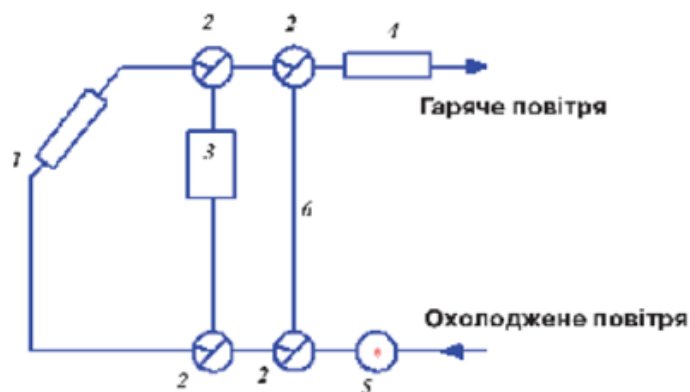


Рисунок 5.5 – Принципова схема активної повітряної системи сонячного опалення: 1 – сонячний повітряний колектор; 2 – триходова заслінка; 3 – гальковий акумулятор теплоти; 4 – додаткове джерело енергії; 5 – вентилятор; 6 – байпасна лінія акумулятора

У пасивній системі повинна бути оптимальна орієнтація будівлі приблизно вздовж осі схід–захід, на південній стороні має бути не менше 50–70 % всіх вікон, на північній – не більше 10 %, житлові кімнати повинні розташовуватися з південної сторони і т. д. Крім того, передбачаються спеціальні пристрої – дахи–теплонакопичувачі, конвекційні системи тощо.

Активне використання сонячної енергії може бути здійснене за допомогою сонячного ставка. Такі ставки є добрими акумуляторами сонячної енергії. Завдяки тому, що густина соляового розчину в нижніх шарах порівняно з верхніми значно вища, у таких ставках практично відсутній конвекційний тепломасообмін, у результаті чого у придонній зоні ставка створюється шар води з високою температурою. Така властивість соляних ставків може бути використаною для отримання електричної енергії, як це показано на рисунку 5.6.

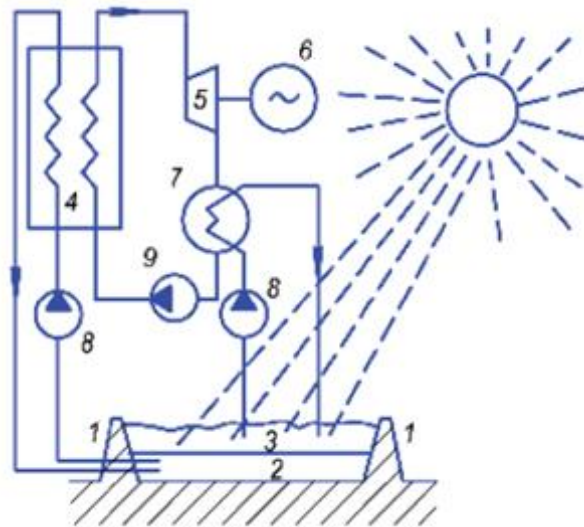


Рисунок 5.6 – Схема використання сонячного соляного ставка для отримання електричної енергії:

1 – дамби; 2 – гаряча вода з високою концентрацією солі; 3 – охолоджувальна вода з низькою концентрацією солі; 4 – теплообмінний апарат; 5 – турбіна; 6 – генератор; 7 – конденсатор; 8 – циркуляційні насоси; 9 – живильний насос

На активному використанні теплової дії сонячних променів базуються сонячні енергетичні печі, обігрівання басейнів, опріснення морської і засоленої води, отримання дистильованої води, сонячні побутові печі, висушування сільськогосподарських продуктів тощо.

5.4 Вітроенергетичні установки

Вітер утворюється в результаті нерівномірного нагрівання поверхні Землі Сонцем. Потужність вітрового потоку пропорційна площі, яку пересікає

вітровий потік, і швидкості вітру в кубі. Вітроенергетичні ресурси у США і країнах Європи класифікують залежно від середньорічної швидкості або середньорічної питомої потужності вітру на висотах 10 і 50 м від поверхні землі (табл. 5.1).

Принцип дії всіх вітроустановок один: під напором вітру обертається вітроколесо з лопатями, яке передає крутильний момент через систему передач валу генератора, що виробляє електроенергію. Реальний ККД кращих вітрових коліс досягає 45 % у разі стійкої роботи за оптимальної швидкості вітру.

Існують дві принципово різні конструкції вітроенергетичних установок (ВЕУ) – з горизонтальною і вертикальною віссю обертання.

Конструктивна схема ВЕУ з горизонтальною віссю наведена на рисунку 5.7. Основними елементами установки є вітроприймальний пристрій (лопати), редуктор передачі крутильного моменту до електрогенератора, електрогенератор і башта.

Таблиця 5.1 – Класифікація вітроенергетичних ресурсів на висотах 10 і 50 м від поверхні землі

Клас	Висота 10 м		Висота 50 м	
	Швидкість вітру, м/с	Питома потужність, Вт/м ²	Швидкість вітру, м/с	Питома потужність, Вт/м ²
1	0–4,4	0–100	0–5,6	0–200
2	4,4–5,1	100–150	5,6–6,4	200–300
3	5,1–5,6	150–200	6,4–7,0	300–400
4	5,6–6,0	200–250	7,0–7,5	400–500
5	6,0–6,4	250–300	7,5–8,0	500–600
6	6,4–7,0	300–400	8,0–8,8	600–800
7	7,0–9,0	400–1 000	8,8–11,9	800–1 200

Оскільки вітер може змінювати свою силу і напрям, вітрові установки обладнуються спеціальними пристроями контролю і безпеки. Ці пристрої складаються з механізмів розвороту вісі обертання за вітром (віндроза), нахилу лопатей відносно землі при критичній швидкості вітру, системи автоматичного контролю потужності та аварійного відключення для установок великої потужності.

Найчастіше на ВЕС використовується трилопатеве вітроколесо з горизонтальним розташуванням вісі ротора. Удосконалення відбуваються шляхом збільшення розмірів лопатей, покращення техніко-економічних показників енергетичного обладнання і електронного управління, використання

композитних матеріалів і застосування більш високих башт. Деякі ВЕУ функціонують зі змінною швидкістю або взагалі не використовують редуктор і працюють за методом прямого приводу. Зокрема, за потужності ВЕУ 2,5 МВт діаметр лопатей вітроколеса досягає 80 м, а висота башти більше 80 м.

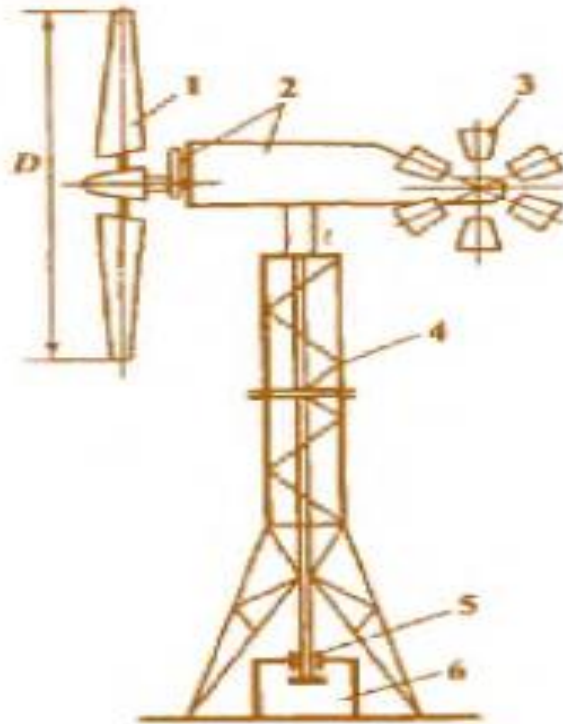


Рисунок 5.7 – Конструктивна схема ВЕУ з горизонтальною віссю обертання:
1 – робоча лопать; 2 – трансмісія; 3 – віндроза; 4 – башта;
5 – вал відбору потужності; 6 – електрогенератор

ВЕУ з вертикальною віссю обертання мають переваги перед установками з горизонтальною віссю, які полягають у тому, що зникає необхідність у пристроях орієнтації на вітер, спрощується конструкція і знижуються гіроскопічні навантаження, обумовлені додатковим напруженням у лопатях, системі передачі та інших елементах установки, з'являється можливість встановлення редуктора з генератором в основі башти. Конструктивна схема ВЕУ з вертикальною віссю обертання наведена на рисунку 5.8.

Класифікація вітроустановок наведена у таблиці 5.2, а показники річного вироблення електроенергії з 1 км² площі ВЕС у таблиці 5.3.

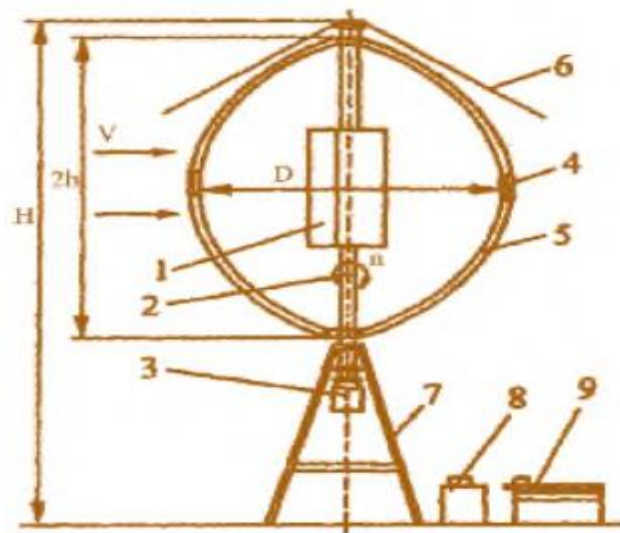


Рисунок 5.8 – Конструктивна схема ВЕУ з вертикальною віссю обертання:
 1 – стартер (ротор Савоніуса); 2 – вісь; 3 – електрогенератор; 4 – гальмівний пристрій; 5 – робоча лопать; 6 – розтяжка; 7 – рама; 8 – перетворювач напруги; 9 – акумулятор; V – швидкість вітру; Н – висота вітроустановки; h – половина висоти робочої лопаті; n – швидкість обертання робочої лопаті; D – діаметр розгортки лопатей

Таблиця 5.2 – Класифікація вітроустановок

Клас установки	Потужність, МВт	Діаметр колеса, м	Кількість лопатей	Призначення
Малої потужності	До 0,1	3–10	3–2	Зарядка акумуляторів, насоси, побутові потреби
Середньої потужності	Від 0,1 до 1,0	25–44	3–2	Енергетика
Великої потужності	Більше 1	> 45	3–2	Енергетика

Таблиця 5.3 – Річне вироблення електроенергії з 1 км² площі ВЕС

Середньорічна швидкість вітру, м/с	5	6	7	8	9
Виробництво електроенергії, млн кВт · год/км ²	12	20	26	34	39

Обмеження шумового впливу ВЕС досягається їхньою віддаленістю від населених пунктів (для ВЕС до 300 м).

До переваг вітроенергетики можна віднести:

- відновлювальний ресурс;
- відсутність шкідливих викидів;

- низьки експлуатаційні витрати;
- можливість використання в морських та віддалених районах.

До недоліків вітроенергетики відносять:

- залежність від погодних умов;
- висока вартість капітальних витрат;
- шумовий вплив;
- вплив на ландшафт і птахів.

5.5 Використання енергії довкілля

Джерелом теплопостачання можуть слугувати теплові насоси [20], які перетворюють низькопотенційну теплову енергію довкілля (води, ґрунту, повітря), а також теплові відходи промислових підприємств і комунальних служб в теплову енергію потрібного потенціалу. Перенесення теплоти від джерела низького потенціалу на більш високий температурний рівень відбувається підведенням механічної енергії або додатковим підведенням теплоти.

Найбільш простою конструкцією є тепловий насос парокомпресійного типу, схема якого наведена на рисунку 5.9.

Конструкція парокомпресійного теплового насоса включає два теплообмінних апарата – випарювач, у якому відбувається випарювання рідинного холодильного агенту шляхом підведення теплоти за невеликого тиску від середовища з низьким потенціалом, і конденсатор, у якому відбувається конденсація пароподібного холодильного агенту за підвищеного тиску віддачею теплоти теплоприймачу. У схемі передбачений компресор для відсмоктування з випарювача і стискання парів холодильного агенту до тиску конденсації.

Рівняння теплового балансу парокомпресійного теплового насоса має вигляд

$$Q_B = Q_H + W, \quad (5.1)$$

де Q_B – енергія, яка передається від конденсатора до робочого середовища високого потенціалу;

Q_H – енергія середовища низького потенціалу, яка передається випарювачу;

W – механічна енергія, витрачена компресором для стискання холодильного агенту.

Цикл Карно щодо теплового насоса (рис. 5.10) складається з таких процесів:

1) ізотермічний процес DC підведення теплоти Q_{DC} (Q_H) на низькому температурному рівні T_H , що відповідає умові теплообміну з довкіллям;

2) ізоентропічне стискання CB, у процесі якого до робочого тіла підводиться робота W_{CB} ;

3) ізотермічний процес ВА відведення теплоти $Q_{ВА}$ (Q_B) на високому температурному рівні T_B , що відповідає умові теплообміну із середовищем, яке нагрівається;

4) ізоентропічне розширення AD, у процесі якого робоче тіло повертає енергію W_{AD} , внаслідок чого до компресора подається зовнішня енергія W , яка дорівнює різниці енергій W_{CB} і W_{AD} .



Рисунок 5.9 – Схема парокомпресійного теплового насоса:
1 – конденсатор; 2 – дросель; 3 – випарювач; 4 – компресор

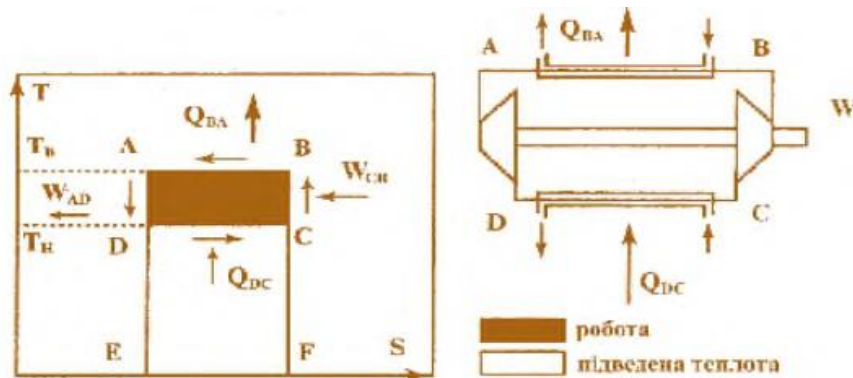


Рисунок 5.10 – Цикл Карно і схема ідеального теплового насоса

Відношення корисної теплоти, відведеної в процесі ВА, до витраченої роботи називають коефіцієнтом перетворення K_p теплового насоса

$$K_p = Q_{ВА} \cdot W = T_B / (T_B - T_H). \quad (5.2)$$

Практичний інтерес з погляду енергопостачання становить коефіцієнт використання палива $K_{вп}$, який є відношенням корисної енергії на виході установки Q_B до кількості енергії $Q_{пал}$, яке знаходиться в первинному паливі й використане для роботи теплового насоса

$$K_{вп} = Q_B \cdot Q_{пал}. \quad (5.3)$$

Чим вище коефіцієнт використання палива, тим ефективніша робота теплового насоса. Іншими словами, ефективність теплового насоса тим вища, чим нижча вартість використаної для приводу компресора механічної або електричної енергії.

Більш складні конструкції аналогічного принципу дії мають теплові насоси абсорбційного і компресійно-резорбційного типів.

Інший принцип роботи мають термоелектричні теплові насоси, дія яких базується на ефекті Пельтьє. Якщо взяти напівпровідниковий пристрій, конструкція якого показана на рисунку 5.11, то при пропусканні постійного струму через пристрій на переході p – r виділяється теплота, а на переході r – p – поглинається. Таким чином, зміною напрямку електричного струму і його величини можна регулювати величину отриманої теплоти або відповідного охолодження.

Теплові насоси такого типу широко застосовуються як кондиціонери в приміщеннях, для підігріву води на фермах і в багатьох інших випадках.

Існують також теплові насоси, дія яких заснована на використанні ефекту Ранка, подвійного циклу Ренкіна, такі, що працюють за циклом Стірлінга, Брайтона та інших типів. Ці теплові насоси мають обмежене застосування і специфічні умови використання.

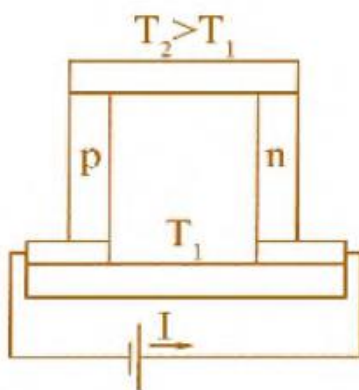


Рисунок 5.11 – Принцип роботи термоелектричного теплового насоса

Загалом теплові насоси дозволяють одночасно вирішувати такі проблеми, як енергозбереження, зменшення ендогенного впливу на довкілля, економію енергетичних ресурсів і покращення умов роботи теплоенергетичних виробництв.

Джерелами низькопотенційної теплоти, які забезпечують енергетично ефективну і економічно доцільну роботу теплонасосних установок, можуть бути:

- 1) ґрунтова вода, яка зберігає на протязі року постійну температуру на рівні плюс 8–12 °С;
- 2) підземний ґрунт на глибині від 2 м до 50 м за температури плюс 10–14 °С;

3) морська вода з мінімальною температурою в зимовий період плюс 5–8 °С;

4) технічна вода систем охолодження ТЕС, АЕС, промислових та інших установок;

5) стічні води очисних споруджень населених пунктів тощо;

6) застосування теплових насосів перспективне в комбінованих схемах у комплексі з іншими технологіями використання відновлювальних джерел енергії (сонячні, вітрові, біоенергетичні) і в локальних системах. Наприклад, ґрунтові теплові насоси з тепловою потужністю до 16 кВт (ККД до 6 %) використовуються для опалення будівель і кондиціонування.

У багатьох розвинених країнах використання теплових насосів є одним з ефективних напрямів політики енергозбереження. Значне розповсюдження отримали теплові помпи в локальних системах опалення США (600 тис.), Канади (136 тис.), Швеції (200 тис.), Німеччини (40 тис.), Японії та інших країн, їхня потужність швидко зростатиме для теплопостачання (комунального і виробничого) у розвинутих країнах.

Питання для самоконтролю

1. Як називалась когенерація у підручниках до ХХІ століття?
2. Чи є різниця між когенерацією і теплофікацією?
3. Які турбоагрегати можуть використовуватись у когенераційних установках?
4. Чи поширені в Україні ТЕЦ з когенераційними спорудами?
5. Чи використовують парові турбіни в мікро- та мінікогенераційних установках?
6. Класифікація відновлювальних джерел теплоти.
7. Класифікація систем сонячного теплопостачання.
8. Навести опис пасивних і активних систем сонячного теплопостачання.
9. Класифікація вітроенергетичних установок. Навести їхній опис.
10. Недоліки вітроенергетичних станцій.
11. Конструкція парокомпресорного теплового насоса.
12. Джерела низькопотенційного тепла.

6 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ

Бувають індивідуальні (обслуговують одного споживача) і центральні (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 (ІТП). При цьому зазвичай система теплопостачання є одноступеневою. Одноступенева схема зазвичай використовується для обмеженої кількості споживачів від джерела теплопостачання з невисокою довжиною теплових мереж.

Центральні теплові пункти (ЦТП) використовують у багатоступеневих системах теплопостачання. Вони обслуговують групу споживачів.

6.1 Вимоги до теплових пунктів

Згідно з [1] у теплових пунктах повинно бути розташоване обладнання, арматура, прилади контролю, керування та автоматизації, за допомогою яких здійснюють:

- регулювання температури теплоносія за погодними умовами;
- перетворення виду теплоносія або його параметрів;
- контроль параметрів теплоносія;
- облік теплових навантажень, витрати теплоносія та конденсату;
- регулювання витрати теплоносія та розподілення між системами споживання теплової енергії (через розподільні мережі в ЦТП або безпосередньо в системі ІТП);
- захист місцевих систем від аварійного підвищення параметрів теплоносія;
- доочищення теплоносія;
- заповнення та підживлення систем теплоспоживання;
- збирання, охолодження, повернення конденсату і контроль його якості;
- акумулювання теплової енергії;
- водопідготовка для систем гарячого водопостачання;
- комбіноване теплозабезпечення з використанням теплової енергії від альтернативних джерел.

Улаштування ІТП на вводі варто здійснювати для кожної будівлі незалежно від наявності ЦТП, при цьому в ІТП передбачаються тільки ті заходи, які необхідні для приєднання цієї будівлі і не передбачені в ЦТП.

У приміщеннях теплових пунктів допускається розташування обладнання санітарно-технічних систем будівель і споруд.

У теплових пунктах, вбудованих у житлові будинки, варто встановлювати насоси лише з допустимим (низьким) рівнем шуму.

Приєднання споживачів теплової енергії до теплової мережі в теплових пунктах потрібно передбачати за схемами, що забезпечують мінімальну витрату води в теплових мережах, а також економію теплової енергії шляхом застосування автоматичних регуляторів теплового потоку (температури) та обмеження максимальної витрати мережної води.

Відповідно до [1] системи опалення та вентиляції для споживачів потрібно приєднувати до двотрубних водяних теплових мереж безпосередньо (залежна схема приєднання). Але згідно з [4] систему водяного опалення рекомендовано приєднувати до теплових мереж за незалежною схемою.

Відповідно до вимог [1, 4] за незалежною схемою із встановленням у теплових пунктах теплообмінників варто приєднувати системи опалення та вентиляції будинків 12 поверхів і більше та інших споживачів, якщо це обумовлене гідравлічним режимом роботи системи.

Для нового будівництва або реконструкції не допускається приєднувати систему водяного опалення та/або внутрішнього теплопостачання до системи централізованого теплопостачання із застосуванням гідроелеватора, зокрема й регульованого гідроелеватора.

Обмежувального пристрою допускається не встановлювати на абонентському вводі, якщо ввід оснащено регулятором перепаду тиску (витрати) й надлишковий напір не перевищує 50–80 кПа, а обмеження витрати досягнуто шляхом відповідного налаштування автоматично підтримуваного перепаду тиску на максимально відкритому автоматичному регуляторі теплового потоку (температури).

Захист системи абонента від деструктивної дії теплоносія під час аварій на тепло- та електромережах потрібно здійснювати шляхом автоматичного перекриття подавального трубопроводу тепломережі на абонентському вводі та автоматичного скидання теплоносія зі зворотного трубопроводу системи споживача.

Захист насосної групи теплового пункту від впливу змінного гідравлічного режиму системи опалення необхідно здійснювати шляхом автоматичного перепуску теплоносія після насоса або застосуванням автоматично регульованих циркуляційних насосів.

Розрахункову температуру води в подавальних трубопроводах після ЦТП зазвичай приймають:

– під час приєднання систем опалення будівель за залежною схемою – такою, що дорівнює зазвичай розрахунковій температурі води в подавальному трубопроводі теплової мережі до ЦТП;

– за незалежної схеми – не більше ніж на 40 °С нижче від розрахункової температури води в подавальному трубопроводі теплової мережі до ЦТП, але не вище 150 °С і не нижче розрахункової, яка прийнята в системі споживача.

Розрахунковий тиск води в подавальних трубопроводах за незалежної схеми – згідно з проектом розподільних мереж з урахуванням теплового навантаження споживачів та згідно з вимогами чинних нормативних документів на попередньо теплоізольовані труби для розподільних мереж. Розрахунковий тиск води в зворотних трубопроводах за незалежної схеми – необхідний для підтримання мінімального статичного рівня.

Самостійні трубопроводи від ЦТП для приєднання систем вентиляції за незалежною схемою приєднання систем опалення прокладають за максимального теплового навантаження на вентиляцію більше 50 % максимального теплового навантаження на опалення.

Під час розрахунків поверхні нагріву водяних теплообмінників для систем гарячого водопостачання та опалення температуру води в подавальному трубопроводі теплової мережі необхідно приймати такою, яка дорівнює температурі в точці зламу графіка температур води або мінімальній температурі води, якщо відсутній злам графіка температур, а для систем опалення – також температуру води, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення. Як розрахункову потрібно приймати більшу з отриманих величин поверхні нагріву.

У найвищих точках трубопроводів теплових пунктів варто встановлювати повітровідвідники. Рекомендується застосовувати автоматичні повітровідвідники із вбудованими зворотними клапанами. Клапани варто встановлювати над запірною арматурою. При застосуванні ручних повітровідвідників необхідно приймати арматуру вентильного типу та шарові крани.

У нижніх точках трубопроводів необхідно застосовувати штуцери із повнопрохідними запірними кранами для спускання води і конденсату.

На вводі в тепловий пункт на подавальному трубопроводі варто встановлювати грязьовик, а перед насосами, теплообмінниками, регулювальними клапанами і водолічильниками – сітчасті фільтри.

При цьому не встановлюють послідовно на одному трубопроводі два фільтри, якщо відстань між ними не перевищує 10 м. На зворотному трубопроводі теплового пункту перед регулювальними пристроями та приладами обліку витрат води та теплової енергії в закритих системах теплопостачання необхідно встановлювати грязьовик.

По обидва боки інерційно-сітчастого, сітчастого фільтра та грязьовиків необхідно встановлювати манометри.

У теплових пунктах не допускається влаштування пускових перемичок між подавальним і зворотним трубопроводами теплової мережі. Не допускається влаштування обвідних трубопроводів для насосів (крім підживлювальних), елеваторів, регулювальних клапанів, грязьовиків і приладів обліку теплових потоків та витрат води.

Регулятори переливу і конденсатовідвідники необхідно обладнувати обвідними трубопроводами.

Під час встановлення баків-акумуляторів для систем гарячого водопостачання в теплових пунктах із вакуумною деаерацією необхідно передбачати захист внутрішніх поверхонь баків від корозії і води в них від аерації. За відсутності вакуумної деаерації внутрішня поверхня баків повинна бути захищена від корозії.

Приміщення теплового пункту повинно відповідати категорії Д з урахуванням тимчасового перебування обслуговуючого персоналу та засобів, які запобігають доступу сторонніх осіб.

У приміщенні теплового пункту необхідно влаштовувати примусову витяжну вентиляцію, яка має бути розрахована на короткочасну дію та забезпечувати 10-кратний обмін повітря з неорганізованим припливом свіжого повітря ззовні через вхідні двері.

Опалення приміщень теплового пункту допускається не передбачати, якщо теплонадходження від трубопроводів й устаткування достатні для обігрівання цих приміщень.

Розрахункову температуру повітря в робочій зоні в холодний період року варто приймати не вище 28 °С, у теплий період року – на 5 °С вище температури зовнішнього повітря за параметрами А.

За розташування теплових пунктів у житлових та громадських будівлях (будинках) необхідно виконувати перевірочні розрахунки теплонадходжень з теплового пункту в суміжні з ним приміщення. У випадках перевищення в цих приміщеннях допустимої температури повітря необхідно вживати заходів щодо додаткової теплоізоляції огорожувальних конструкцій суміжних приміщень.

У підлозі теплового пункту потрібно встановлювати трап, а за неможливості самопливного відведення води – обладнувати водозбірний приямок розміром не менше 0,5 м × 0,5 м × 0,8 м. Приямок необхідно перекривати ґратами, що знімаються.

Допускається влаштовувати спуск води не в приямок або трап теплового пункту, а в спеціальні ємкості.

Для відкачування води із водозбірного приямка в систему каналізації, водозливу або супутнього дренажу варто застосовувати один дренажний насос.

Насос, що призначений для відкачування води з водозбірної приямка, не допускається використовувати для промивання систем теплоспоживання.

У теплових пунктах необхідно передбачати заходи, що запобігають перевищенню рівня шуму, який допускається для приміщень житлових і громадських будівель. Теплові пункти не допускається розташовувати суміжно, під або над приміщеннями житлових квартир, спалень та кімнат для ігор дитячих дошкільних закладів, спальнями шкіл-інтернатів, готелів, гуртожитків, санаторіїв, будинків відпочинку, пансіонатів, палатами й операційними лікарень, приміщеннями з тривалим перебуванням хворих, кабінетами лікарів, залами розважальних закладів.

Мінімальна відстань від окремо розташованих надземних ЦТП до зовнішніх стін житлових і громадських будівель повинна бути не менше 25 м.

Вбудований тепловий пункт розташовують в окремому приміщенні зазвичай біля зовнішніх стін будівлі.

З теплового пункту необхідно робити виходи:

- за довжини приміщення теплового пункту 12 м і менше – один вихід назовні або у сходову клітку будівлі;

- за довжини приміщення теплового пункту більше 12 м – два виходи, один з яких повинен бути безпосередньо назовні, другий – на сходову клітку будівлі.

У приміщенні теплового пункту споживача пари тиском більше 0,07 МПа варто улаштувати не менше двох виходів незалежно від габаритів приміщення.

У теплових пунктах необхідно передбачати електричне освітлення, яке повинне забезпечувати вільне зчитування показників контрольно-вимірювальних приладів, розташованих у будь-якому місці приміщення.

Потрібно передбачати також аварійне освітлення. Отвір для природного освітлення теплового пункту допускається не робити.

Відчинення дверей і воріт із приміщення або будівлі теплового пункту варто передбачати від себе.

6.2 Основне обладнання теплових пунктів

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

- запірні арматура – це засувки, кульові крани фланцеві або муфтові, вентиля також або фланцеві або муфтові. Призначення запірної арматури – це перекриття руху теплоносія, використовувати її у якості регулювальної заборонено;
- регулювальна арматура. Буває ручною та автоматичною, пасивною та активною.

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 ємнісними, швидкісними або пластинчастими.

При незалежному приєднанні систем опалення до теплових мереж також повинні бути передбачені розширювальні баки для компенсації об'єму теплоносія, яке пов'язане зі збільшенням його об'єму через підвищення температури.

На теплових пунктах повинно бути передбачено встановлення вузла обліку теплової енергії [14, 15], 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 прибору обліку теплової енергії [15].

Крім того, на теплових пунктах може бути передбачено встановлення обладнання хімводоочищення, для підживлювання системи теплопостачання, запобіжні клапана тощо.

Питання для самоконтролю

1. Чим відрізняється ІТП від ЦТП?
2. Які бувають схеми приєднання систем опалення до теплових мереж на теплових пунктах?
3. Які бувають схеми приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж на теплових пунктах?
4. Яка зі схем приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж заборонена під час нового будівництва або реконструкції?
5. Від чого залежить кількість входів / виходів із теплового пункту?
6. Які прилади (яке обладнання) відносять до пасивного регулювання?
7. Які прилади (яке обладнання) відносять до активного регулювання?
8. Чому заборонено використовувати гідроелеватори сумісно з регуляторами теплового потоку?

7 ВОДЯНІ ТА ПАРОВІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

7.1 Водяні системи теплопостачання

Водяні системи теплопостачання можна поділити на два основні типи за способом відпущення споживачам гарячої води – відкриті та закриті. Відкритими називаються системи, у яких до водорозбірних кранів споживачів потрапляє вода безпосередньо з теплової мережі. Закритими називаються системи, у яких теплоносій не витрачається для водорозбору, а лише використовується для нагріву холодної водопровідної води у теплообмінниках. Таким чином, наявність у системі гарячого водопостачання теплообмінника є характерною рисою саме закритих систем.

Аналогічно, за способом приєднання до теплових мереж систем опалення розрізняють залежні та незалежні схеми підключення. За залежного приєднання систем опалення теплоносій з теплової мережі безпосередньо потрапляє до опалювальних приладів. За незалежного приєднання теплоносій з теплової мережі використовується лише для нагріву в опалювальному теплообміннику власного теплоносія системи опалення. Аналогічно до системи гарячого водопостачання, саме наявність (або відсутність) теплообмінного апарату визначає тип схеми підключення системи опалення.

За кількістю трубопроводів відкриті системи можуть у мінімальному варіанті бути й однотрубними, а закриті системи мають бути не менше, ніж двотрубними, бо в них окрім подавальної обов'язково повинна бути принаймні одна зворотна магістраль (рис. 7.1).

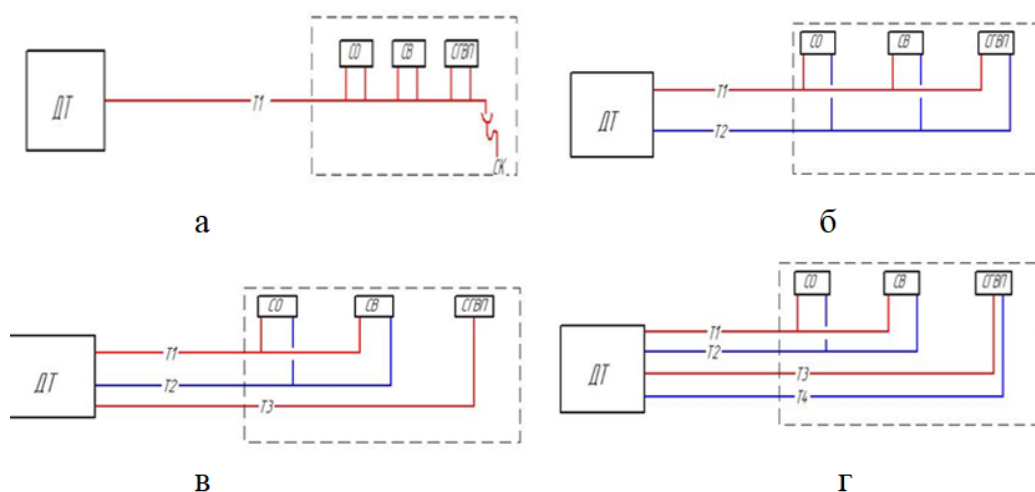


Рисунок 7.1 – Схеми систем теплопостачання за кількістю трубопроводів:

а – однотрубна система; б – двотрубна система; в – тритрубна система;
г – чотиритрубна система

Якщо є технологічне обладнання (наприклад необхідно мати пар на виробництва) то відповідно може бути і більше трубопроводів. Наприклад, якщо маємо промислове підприємство, де є теплові навантаження систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та технологічні потреби можемо мати шість труб системи теплопостачання.

Якщо необхідно мати пар різних параметрів, то кількість труб буде збільшуватися. Також збільшення кількості труб можливо, якщо передбачається гаряча вода на технологічні потреби.

7.1.1 Закриті системи теплопостачання

Оскільки в закритих системах теплопостачання теплоносії споживачами не витрачається, то теоретично витрати теплоносія в однойменних ділянках мають бути однаковими, тобто

$$G_{\text{іпод}} = G_{\text{ізвор}}, \quad (7.1)$$

де $G_{\text{іпод}}$ – витрата теплоносія у подавальному трубопроводі;

$G_{\text{ізвор}}$ – витрата теплоносія у зворотному трубопроводі.

Цю властивість використовують для контролю за цілісністю теплової мережі, оскільки за наявності витоків повертатися теплоносія буде менше, ніж йшло до споживача.

Відповідно до [1] схеми приєднання систем опалення до теплових мереж, у закритих системах теплопостачання, бувають залежними (рис. 7.2) та незалежним (рис. 7.3).

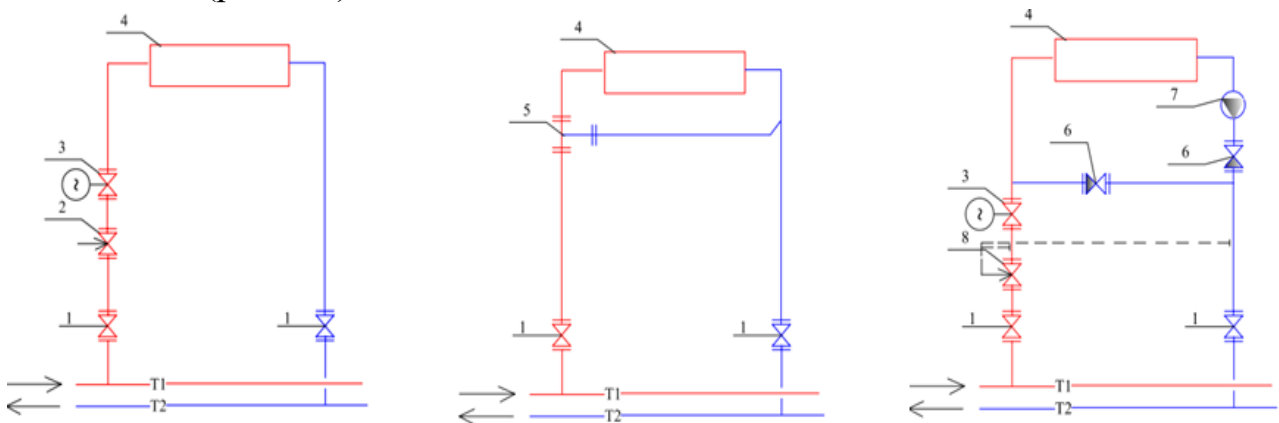


Рисунок 7.2 – Залежні схеми приєднання систем опалення до теплових мереж:

- 1 – запірна арматура; 2 – клапан балансування; 3 – клапан регулятора теплового потоку; 4 – система опалення; 5 – гідроелеватор; 6 – зворотний клапан; 7 – змішувальний насос; 8 – клапан регулятора перепаду тиску

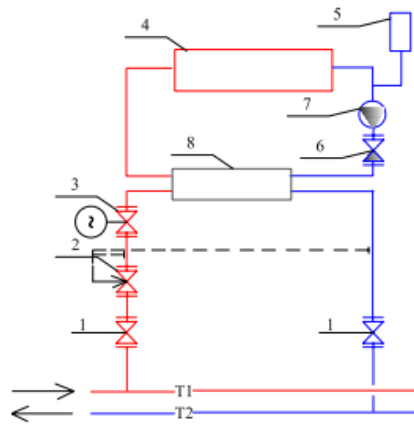


Рисунок 7.3 – Незалежна схема приєднання системи опалення до теплових мереж: 1 – запірна арматура; 2 – клапан регулятора перепаду тиску; 3 – клапан регулятора теплового потоку; 4 – система опалення; 5 – розширювальний бак; 6 – зворотний клапан; 7 – циркуляційний насос; 8 – теплообмінний апарат системи опалення

При залежному приєднанні місцевих систем опалення в основному використовують обладнання з найменшою вартістю. Основний недолік залежного приєднання – це вплив тиску теплових мереж на місцеву систему опалення.

Незалежні схеми є більш дорогими ніж залежні. При незалежному приєднанні виключається можливість впливу коливання тиску теплоносія теплових мереж на місцеву систему опалення. Циркуляція води в місцевій системі опалення відбувається за допомогою циркуляційного насоса, а підживлення витоків води із системи опалення проводиться теплофікаційною водою з теплових мереж, за допомогою перемички між зворотними трубопроводами теплової мережі та місцевої системи опалення. Для компенсації об'єму теплоносія у системі опалення, у зв'язку з температурними змінами, передбачається встановлення розширювального баку.

Калорифери системи вентиляції приєднуються до теплових мереж, в основному за залежною схемою (схема а), якщо калорифери встановлені на верхніх поверхах будівлі, то для запобігання закипанню теплоносія (у зв'язку зі зменшенням тиску, пов'язаного з висотою) допускається підмішування води із зворотного трубопроводу або використання незалежної схеми.

Вибір схеми залежить від характеристики споживача та режимів роботи теплової мережі.

Випадки, коли обов'язково приймається незалежна схема приєднання систем опалення до теплових мереж, розглянуті у темі 6.1.

7.1.2 Відкриті системи теплопостачання

У відкритих системах теплопостачання водорозбір, що має змінний характер, але не нульове значення, обумовлює обов'язковість співвідношення

$$G_{\text{ізвор}} < G_{\text{іпод}}. \quad (7.2)$$

Схеми відкритих систем теплопостачання наведені на рисунку 7.4.

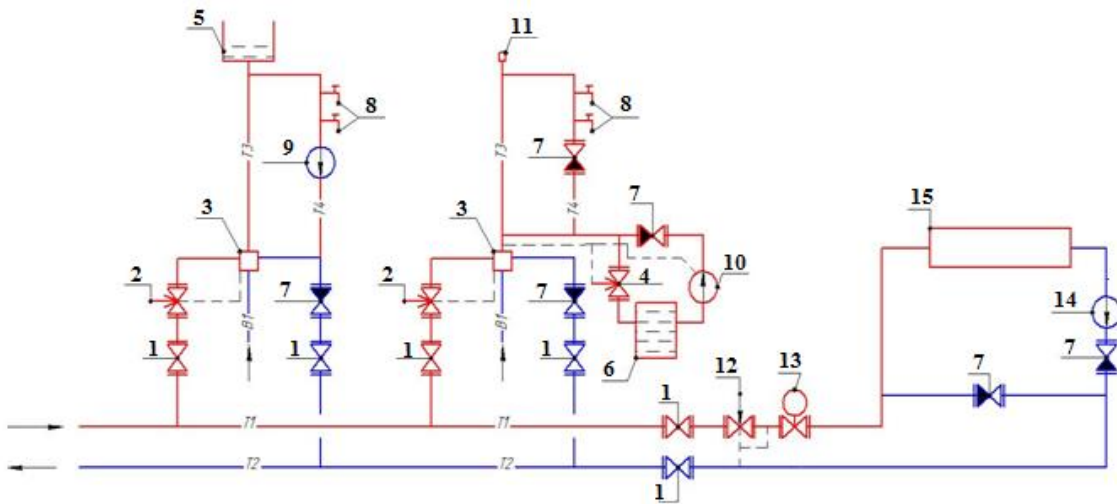


Рисунок 7.4 – Принципові схеми відкритої системи теплопостачання:

1 – запірна арматура; 2 – клапан регулятора температури системи ГВ; 3 – змішувальний вузол; 4 – регулятор витрати; 5 – бак-акумулятор ГВ, відкритого типу; 6 – бак-акумулятор ГВ, закритого типу; 7 – зворотний клапан; 8 – система ГВ; 9 – циркуляційний насос ГВ; 10 – підвищувальний насос ГВ; 11 – повітровідвідник; 12 – регулятор перепаду тиску системи опалення; 13 – регулятор теплового потоку системи опалення; 14 – змішувальний насос системи опалення; 15 – система опалення

Оскільки різниця $G_{\text{іпод}} - G_{\text{ізвор}}$ постійно змінюється залежно від потреб споживачів у гарячій воді, оперативний контроль цілісності теплової мережі за різницею витрат є неможливим. Можна лише за значний проміжок часу (не менше тижня) робити висновок про можливість втрат теплоносія через аварійне пошкодження.

7.1.3 Порівняння закритих та відкритих систем теплопостачання

До переваг відкритих систем теплопостачання належать:

1) спрощення абонентських введів та зменшення витрат на їхнє обладнання з можливістю використання практично у будь-якому типі будівель внаслідок відсутності потреби у теплообмінниках;

2) покращення умов експлуатації розподільних (абонентських) систем ГВ та значне подовження строку їхньої експлуатації внаслідок зменшення корозії трубопроводів та відсутності відкладень на внутрішній поверхні труб;

3) можливість використання для ГВ низькопотенційної теплоти електростанцій та технологічних агрегатів промислових підприємств;

4) зменшення діаметрів розподільних мереж холодного водопостачання (до 16 %).

До переваг закритих систем теплопостачання належать:

1) зменшення капітальних та експлуатаційних витрат на хімводопідготовче обладнання джерел тепла внаслідок зниження загальної потужності підживлення мереж хімочищеною водою та обмеження вимог до якості мережної води²³;

2) спрощення санітарного контролю та полегшення задоволення його вимог;

3) більш рівномірний гідравлічний режим експлуатації теплових мереж, особливо зворотних магістралей;

4) спрощення контролю герметичності систем теплопостачання та окремих ділянок теплових мереж.

Вибір системи теплопостачання залежить переважно від якості вихідної водогінної води. За низької жорсткості (до $1 \div 1,5$ мг · екв/л) складна та коштовна обробка з пом'якшення води не потрібна, додаткові витрати на хімводопідготовку джерел тепла не є суттєвими, тому й застосування відкритої системи цілком доцільно. За значної жорсткості (або за її агресивної здатності до корозії) вихідну воду обов'язково необхідно обробляти, якщо не на джерелі теплопостачання, то у кожного абонента, оскільки подавання такої необробленої води скоротить строк експлуатації розподільних мереж ГВ у декілька разів, а їхня часта тотальна заміна коштуватиме врешті значно дорожче, ніж додаткові витрати на оброблення вихідної води. Саме таке оброблення води в багато разів вигідніше здійснювати централізовано на джерелі тепла, ніж у кожного абонента, отже, й у цьому випадку застосування відкритих систем є більш раціональним. Для закритих систем, таким чином, залишається середня за якістю вихідна вода.

7.2 Парові системи теплопостачання

Парові системи теплопостачання бувають:

1) з поверненням конденсату й без повернення конденсату;

2) однотрубні, двотрубні та багатотрубні (рис. 7.5);

3) з паропроводами насиченої та перегрітої пари;

4) високого та низького тиску;

²³ Мережна вода не повинна задовольняти вимогам до питної води.

- 5) з відкритими та закритими схемами збору конденсату;
- 6) з конденсатопроводами напірними та двофазними (самопливними, емульсійними).

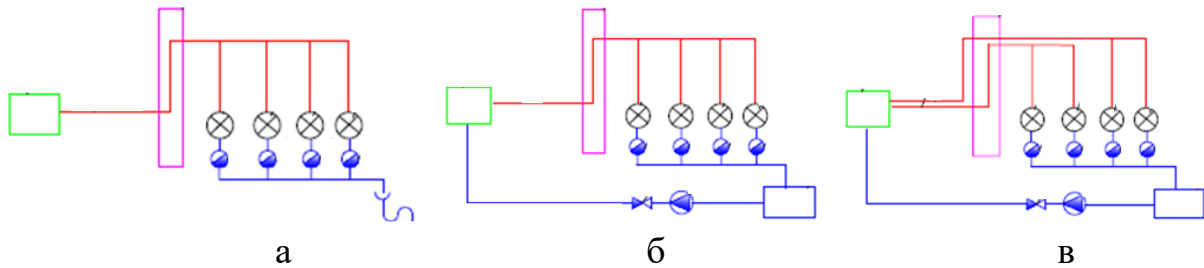


Рисунок 7.5 – Схеми систем теплопостачання за кількістю трубопроводів:
а – однотрубна система; б – двотрубна система; в – багатотрубна система

Парові системи широко використовуються в промисловості (харчова, хімічна, металургійна галузі), а також у централізованих системах теплопостачання міст.

7.3 Порівняння парових та водяних систем теплопостачання

До переваг водяних систем теплопостачання належать:

- 1) можливість центрального якісного регулювання відпущення тепла споживачам;
- 2) більший радіус дії, оскільки середні втрати температури складають $<1\text{ }^{\circ}\text{C}$ на 1 км – для води, у той час як для пари втрати тиску сягають 0,1...0,15 МПа на 1 км;
- 3) висока акумульована спроможність;
- 4) зменшення затрат на абонентські системи та спрощення їхньої експлуатації;
- 5) для теплофікаційних систем є притаманними:
 - підвищення енергетичної ефективності джерел тепла завдяки меншому тиску пари у відборах турбін (0,06...0,2 МПа для води порівняно з 1...1,5 МПа для пари), внаслідок чого у водяних системах використовується більш низькопотенційне тепло;
 - зменшення до мінімуму втрат та забруднення цінного конденсату.

До переваг парових систем теплопостачання належать:

- 1) можливість задоволення потреб у теплі будь-якого споживача;
- 2) зменшення затрат енергії на перекачування теплоносія;
- 3) низька чутливість до витоків теплоносія;
- 4) відсутність гідростатичних обмежень щодо міцності абонентських систем;
- 5) низька інерційність.

7.4 Способи подавання тепла в системи опалення

Способи подавання тепла в системи опалення можна розділити на два типи:

- 1) нормальне (незв'язане) подавання (рис. 7.6);
- 2) зв'язане подавання (рис. 7.7).

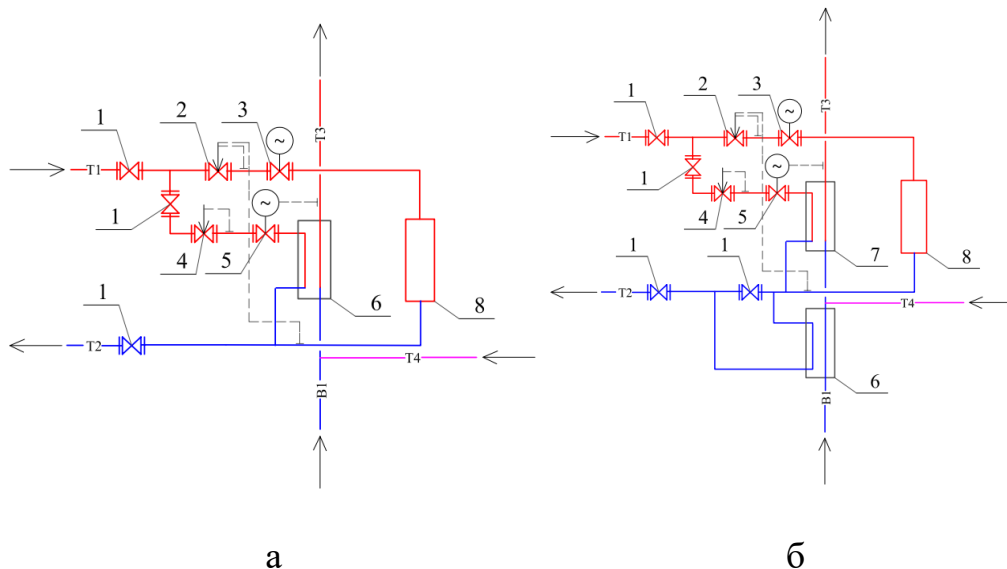


Рисунок 7.6 – Принципові схеми нормальної подачі тепла до систем опалення:
а – одноступенева паралельна; б – двоступенева змішана;

- 1 – запірна арматура; 2 – регулятор перепаду тиску системи опалення;
3 – регулятор теплового потоку системи опалення; 4 – регулятор перепаду тиску системи ГВ; 5 – регулятор температури системи ГВ, з двоходовим клапаном; 6 – теплообмінник I ступінь; 7 – теплообмінник II ступінь;
8 – система опалення

За нормального подавання тепла в систему опалення кількість його не залежить від режиму споживання гарячої води системою гарячого водопостачання (ГВ). За зв'язаного подавання тепла в систему опалення кількість його зменшується нижче розрахункового рівня у періоди максимального водорозбору гарячої води та перевищує розрахунковий рівень в періоди мінімального водоспоживання, але середня кількість тепла, відпущеного до системи опалення, дорівнює розрахунковій величині.

За таких коливань кількості тепла, що відпускається до системи опалення, температура опалюваних приміщень не може підтримуватись незмінною: у періоди максимального водорозбору гарячої води вона обов'язково знижується нижче розрахункового значення, а в періоди мінімального водорозбору може зростати вище розрахункового рівня, хоча в середньому вона відповідає розрахунковому значенню. Межа використання зв'язаного подавання тепла до системи опалення визначається допустимою величиною коливання температури

внутрішнього повітря. З санітарно-гігієнічних досліджень прийнято, що коливання температури внутрішнього повітря не повинні перевищувати $\pm 1,5^\circ\text{C}$.

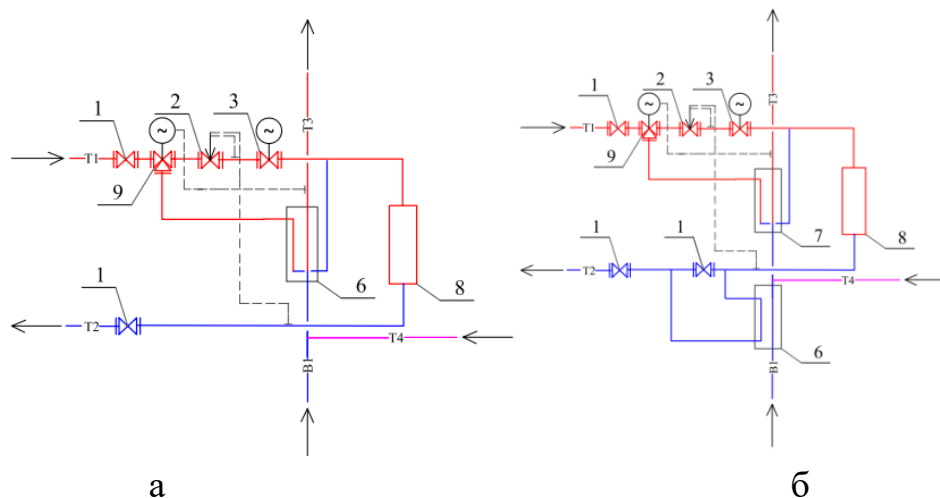


Рисунок 7.7 – Принципові схеми зв’язаної подачі тепла до систем опалення:

а – одноступенева послідовна; б – двоступенева послідовна;

1 – запірна арматура; 2 – регулятор перепаду тиску системи опалення;

3 – регулятор теплового потоку системи опалення; 6 – теплообмінник I ступінь;

7 – теплообмінник II ступінь; 8 – система опалення; 9 – регулятор температури системи ГВ, з триходовим клапаном

Амплітуда коливань температури внутрішнього повітря залежить від двох основних чинників: теплоакумулювальної спроможності будівель²⁴ та відношення максимального теплового навантаження на гаряче водопостачання до максимального теплового навантаження на опалення

$$\chi_{\max} = Q_{h\max}/Q_{o\max}, \quad (7.3)$$

де $Q_{h\max}$ – максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання;

$Q_{o\max}$ – максимальне теплове навантаження системи опалення.

При незначній долі навантаження на ГВ від навантаження на опалення (до 0,1) або значній теплоакумулювальній спроможності будівлі коливання внутрішньої температури не перевищують 1°C . У протилежних випадках, якщо коливання температури перевищують $\pm 1,5^\circ\text{C}$, застосування зв’язаного регулювання не може припускатися згідно з санітарно-технічними вимогами.

²⁴ Вона визначається тепловою інерцією огорожувальних та будівельних конструкцій і теплоємними властивостями усього внутрішньобудинкового обладнання.

Варто зазначити, що сучасні тенденції розвитку будівельної індустрії спрямовані на підвищення насамперед теплоізоляційних властивостей зовнішніх огорожень за допомогою сучасних переважно синтетичних теплоізоляційних матеріалів з великим опором теплопередачі. Це відповідає підвищенню нормативних вимог до опору теплопередачі зовнішніх огорожень громадських будівель [3; 9]. Але більшість нових матеріалів має низькі теплоакумульовальні властивості, тому, з одного боку, вони забезпечують зниження тепловтрат теплопровідністю через зовнішні огороження, а отже, й навантаження на опалення Q_o , внаслідок чого $\chi_{\max}$ зростає. З іншого боку, їхнє надмірне застосування призводить до загального зниження теплоакумульованих властивостей будівель. У результаті, обидва чинники діють у напрямку звуження можливостей застосування зв'язаного подавання тепла до системи опалення.

Водночас зв'язане подавання тепла на опалення має певні економічні та енергетичні переваги перед нормальним методом подавання, а саме:

1. При зв'язаному подаванні зовнішні теплові мережі та джерела тепла розраховуються на максимальні навантаження систем опалення $Q_{o\max}$ та середні навантаження систем ГВ Q_{hm} . При нормальному подаванні тепла на опалення розрахунок систем теплопостачання ведеться на максимальні навантаження систем опалення $Q_{o\max}$ та максимальні навантаження систем ГВ $Q_{h\max}$, що неодмінно збільшує діаметри трубопроводів та теплову потужність джерел тепла.

2. Зв'язане подавання тепла з використанням теплоакумульованої спроможності будівель у певних випадках дозволяє виключити необхідність застосування акумулятора гарячої води, а отже й усіх витрат, пов'язаних з його встановленням та експлуатацією.

3. При зв'язаному подаванні тепла на опалення зовнішні теплові мережі працюють у практично сталому гідравлічному режимі, що суттєво спрощує роботу усіх ланок та виключає негативні наслідки гідравлічного розрегулювання теплових мереж, ймовірність якого доволі висока при нормальному подаванні тепла на опалення навіть у разі застосування регуляторів витрат та тиску в абонентів²⁵.

Негативним боком зв'язаного подавання тепла є можливість порушення санітарно-гігієнічних вимог у випадку коливання температур внутрішнього повітря більше 1,5 °C.

²⁵ Частіше за все розрегулювання відбувається або за випадкових додаваннях (збігу в часі) максимумів споживання тепла більшості абонентів, або за розширення переліку обслуговуваних абонентів, коли запасу проєктної теплової потужності системи не вистачає на компенсацію максимумів водоспоживання.

Питання для самоконтролю

1. Які системи (водяні чи парові) мають більший радіус дії?
2. Транспортування якого теплоносія (води чи пари) потребує менших енергозатрат?
3. Як впливає підвищення нормативних величин опорів теплопередачі огорожувальних конструкцій на можливості використання нормального та зв'язаного регулювання відпущення тепла?
4. Як класифікують парові системи теплопостачання?
5. Яка з чотирьох схем приєднання теплообмінних апаратів систем ГВ до теплових мереж заборонена під час нового будівництва або реконструкції?
6. Як впливає підвищення нормативних величин опорів теплопередачі огорожувальних конструкцій на можливості використання нормального та зв'язаного регулювання відпущення тепла?
7. Чому у схемах при нормальному подаванні тепла до систем опалення на регуляторі температури встановлюється двоходовий клапан, а при зв'язаному подаванні тепла – триходовий?

8 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ

8.1 Призначення та види регулювання

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. У загальному випадку кількість тепла $Q_{\text{тн}}$, кДж, яку віддав теплоносій, обчислюється за формулою

$$Q_{\text{тн}} = G(i_{\text{вх}} - i_{\text{вих}})\tau_p, \quad (8.1)$$

або в окремому випадку для теплоносія «вода» – за формулою

$$Q_{\text{тн}} = Gc(t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}})\tau_p, \quad (8.2)$$

де G – витрати теплоносія (кг/с);

$i_{\text{вх}}$ – ентальпія теплоносія на вході до споживача, кДж/кг;

$i_{\text{вих}}$ – ентальпія теплоносія на виході від споживача, кДж/кг;

c – теплоємність теплоносія, кДж/(кг · °С);

$t_{\text{вх}}$ – температура теплоносія на вході до споживача, кДж/кг;

$t_{\text{вих}}$ – температура теплоносія на виході від споживача, кДж/кг;

τ_p – тривалість роботи агрегату або системи (тривалість їхнього перебування у включеному стані), с.

З іншого боку, кількість тепла, що передається від теплоносія до повітря опалюваних, вентиляованих або кондиціонованих приміщень, можна визначити з виразу

$$Q_{\text{тп}} = KF(t_{\text{гр}} - t_{\text{наг}})\tau_p, \quad (8.3)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · °С);

F – площа поверхні теплообміну, м²;

$t_{\text{гр}}$ – середня ($t_{\text{гр}} = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}})/2$) або визначальна температура грійного теплоносія, °С;

$t_{\text{наг}}$ – середня або визначальна температура нагріваного теплоносія, °С.

Середня потужність тепловіддавання визначається за формулою

$$q_{\text{тп}} = KF(t_{\text{гр}} - t_{\text{наг}})\beta, \quad (8.4)$$

де β – коефіцієнт тривалості роботи

$$\beta = \tau_p / \tau_z, \quad (8.5)$$

де τ_z – загальний період експлуатації опалення, вентиляції або кондиціонування з урахуванням періодів відключення, с.

Оскільки $Q_{\text{TH}} = Q_{\text{ТП}}$, то регулювання можна здійснювати шляхом зміни таких параметрів, як G , $i_{\text{вх}}(t_{\text{вх}}, t_{\text{гр}})$, β , а також K для систем вентиляції та кондиціонування²⁶. За зміни тільки G регулювання називається кількісним, за зміни тільки $t_{\text{вх}}(t_{\text{гр}})$ регулювання буде якісним, за одночасної зміни G і $t_{\text{вх}}$ – якісно-кількісним, а за зміни β – переривчастим.

Залежно від місця здійснення регулювальних дій розрізняють:

1) центральне регулювання, що здійснюється на ТЕЦ або в котельні за переважним типом навантаження, характерним для більшості абонентів²⁷;

2) групове регулювання, що здійснюється у ТРС, ЦТП, ГТП, ТРП; окрім забезпечення підтримування потрібних витрат та температур теплоносія, що завдаються джерелами теплопостачання, можливе їхнє корегування згідно з особливостями типу навантажень у районі, забезпечуваному теплом за допомогою цих пунктів;

3) місцеве регулювання, що здійснюється на абонентському вводі в ІТП або МТП окремих будівель відповідно до їхніх особливостей;

4) індивідуальне (приладове) регулювання, що здійснюється безпосередньо у теплоспоживчих приладах (наприклад, терморегуляторами опалювальних приладів);

5) комбіноване регулювання, що здійснюється як поєднання водночас декількох способів регулювання з переліку пунктів від (1) до (4).

З усіх типів регулювання найкраще обслуговування споживача забезпечує індивідуальне регулювання, оскільки регулюючий імпульс для нього задається станом самого споживача, а не даними про якусь більшу чи меншу групу споживачів, від яких його стан може суттєво відрізнитися. Але самостійно індивідуальне регулювання може застосовуватися тільки в індивідуальних або місцевих системах теплопостачання. Для систем централізованого теплопостачання неминучим є застосування центрального регулювання. Комбіноване регулювання зазвичай доповнює централізоване регулювання

²⁶ У водоповітряних та пароповітряних теплообмінниках (калориферах) збільшення коефіцієнта теплопередачі K обмежується коефіцієнтом тепловіддачі від теплообмінної поверхні до повітря α_n , який можна збільшувати підвищенням швидкості проходження повітря через калорифер у системах, що працюють у рециркуляційному режимі. Теоретично обладнання опалювальних приладів вентиляторами з регулюванням кількості обертів може давати аналогічний ефект, але практично такі додаткові витрати себе не виправдовують.

²⁷ Мається на увазі тип переважної кількості будівель за призначенням (житлові, адміністративні, промислові і т.і.) та відношення навантажень на ГВ до ОВ: $\chi = Q_{\text{ГВ}} / Q_{\text{ОВ}}$.

груповим, місцевим²⁸ та індивідуальним²⁹ регулюванням. Його основна мета – досягнення максимально можливої якості теплопостачання кожного зі споживачів при забезпеченні підтримування сталої та надійної роботи усіх теплових мереж. Теоретично комбіноване регулювання, що включає індивідуальне регулювання, не поступається перед суто індивідуальним регулюванням за якістю обслуговування споживача.

Залежно від способу задання регулювального імпульсу розрізняють регулювання пасивне, за якого температура нагріваного середовища не впливає на регулювальні дії, та активне, за якого параметри споживача впливають на регулювання прямо або опосередковано. Системи ГВ отримують тепло завжди за активного регулювання³⁰, а до системи ОВ тепло може подаватися як за пасивного, так і за активного регулювання. За пасивного регулювання ОВ на абонентському вводі встановлюють регулятори витрат теплоносія (регулятори тиску), за активного – регулятори температури повітря.

За способом здійснення регулювання буває автоматичним та ручним. З розвитком сучасного технічного обладнання та мікроелектронної техніки останній тип регулювання стає все менш застосовуваним.

За способом подавання тепла у системи опалення розрізняють регулювання нормальне та зв'язане (див. розділ 7.4).

8.2 Температурний графік

За якісно-кількісного регулювання (ЯКР) відпущення тепла споживачам (рис. 8.1) температури теплоносія у подавальній τ_{1t} , зворотній τ_{2t} магістралях двотрубною водяною тепловою мережі та температура після вузла змішування (елеватора) абонентського вводу τ_{11t} за будь-якої температури зовнішнього повітря t_z підтримуються за формулами

$$\tau_{1t} = t_i + (\tau_{\pi} - t_i) \bar{Q}_o^{0,8} + (\tau_1 - \tau_{\pi}) \bar{Q}_o^{1-m}; \quad (8.6)$$

$$\tau_{2t} = t_i + (\tau_{\pi} - t_i) \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5(\tau_{11} - \tau_2) \bar{Q}_o^{1-m}; \quad (8.7)$$

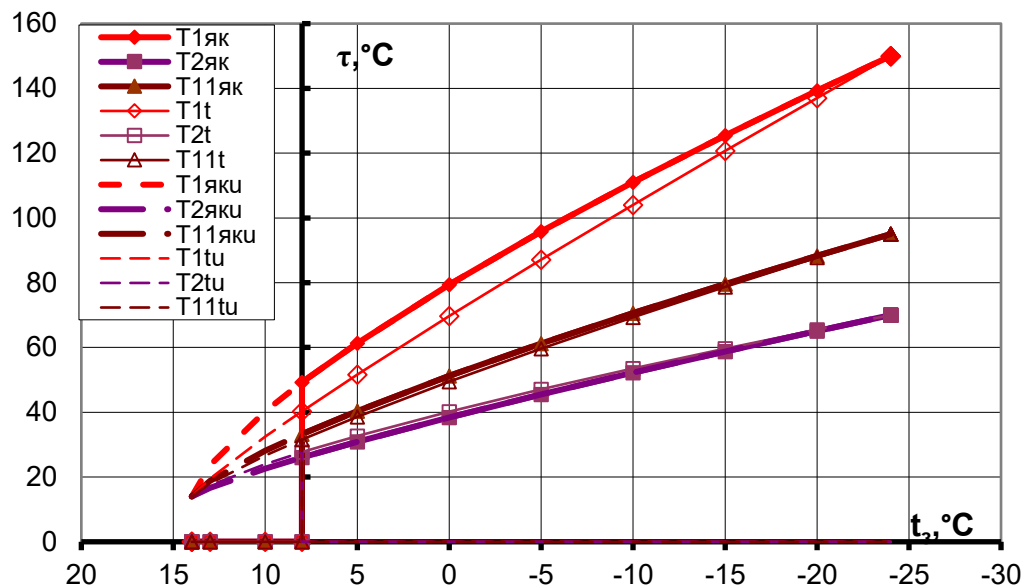
$$\tau_{11t} = t_i + (\tau_{\pi} - t_i) \bar{Q}_o^{0,8} + 0,5(\tau_{11} - \tau_2) \bar{Q}_o^{1-m}, \quad (8.8)$$

де t_i – розрахункова температура внутрішнього повітря, °C.

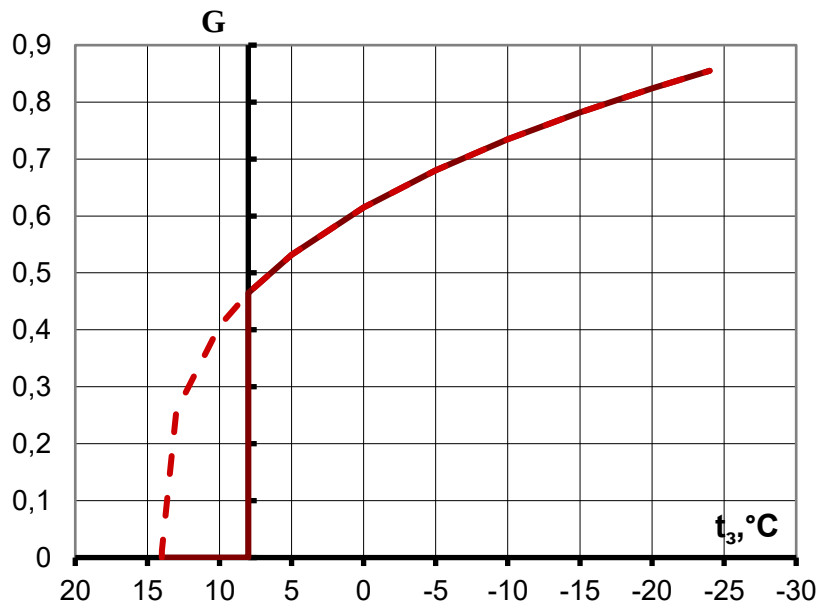
²⁸ У наших умовах внаслідок низького забезпечення схоронності обладнання у ІТП (МТП) житлових будівель застосовується рідше за інші.

²⁹ Набуває все ширшого розповсюдження останнім часом з появою великого вибору надійних та помірних за ціною автоматичних регулювальних пристроїв переважно імпортного виробництва.

³⁰ Зниження температури гарячої води внаслідок тепловтрат при транспортуванні її від ТРС, ЦТП, ТРП, ГТП до споживача враховується для більшості абонентів відповідним підвищенням температури на виході з теплового пункту.



а



б

Рисунок 8.1 – Температурний графік (а) та графік витрат теплоносія (б) за якісно-кількісного регулювання (ЯКР) відпущення тепла:

a – температурний графік; $б$ – графік витрат теплоносія;

$T_{1\text{як}}$, $T_{2\text{як}}$, $T_{11\text{як}}$ – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення при ЯКР; T_{1t} , T_{2t} , T_{11t} – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення за якісного регулювання (ЯР)

Якщо здійснюється централізоване регулювання різнорідних споживачів, у яких температури t_i суттєво відрізняються, то замість розрахункового значення внутрішньої температури t_i краще за все підставляти середню за об'ємом внутрішню температуру будівель

$$t_i = (\sum t_{ij} V_j) / \sum V_j, \quad (8.9)$$

де t_{ij} , V_j – відповідно розрахункова внутрішня температура, °С, та об'єм, м³, поточної будівлі за номером j .

У виразах (8.6), (8.7) та (8.8)

τ_{Π} – середня температура опалювальних приладів за розрахункової температури зовнішнього повітря t_o

$$\tau_{\Pi} = (\tau_{11} + \tau_2) / 2; \quad (8.10)$$

$\bar{Q}_o$ – відносне теплове навантаження системи опалення за зовнішньої температури t_3

$$\bar{Q}_o = Q_{ot} / Q_o, \quad (8.11)$$

де Q_{ot} – потужність теплоспоживання (теплове навантаження), Вт, систем опалення за температури зовнішнього повітря t_3 ;

Q_o – потужність теплоспоживання (теплове навантаження), Вт, систем опалення за розрахункової температури зовнішнього повітря t_o

$$\bar{Q}_o = (t_i - t_3) / (t_i - t_o). \quad (8.12)$$

У виразах (8.6)–(8.8) та (8.10) τ_1 , τ_2 та τ_{11} – це температури теплоносія відповідно у подавальній та зворотній магістралях теплової мережі та після вузла змішування за розрахункової температури зовнішнього повітря t_o , °С.

Показник ступеня m у рівняннях (8.6)÷(8.8) походить з емпіричної формули залежності еквівалента витрат $W = G \cdot c$ від теплового навантаження

$$\bar{W} = \bar{Q}^m, \quad (8.13)$$

де $\bar{W}$ – відносний еквівалент витрати теплоносія: $\bar{W} = W_t / W$.

Для режиму якісного регулювання $m = 0$ і формули (8.6)÷(8.8) можна спростити до такого вигляду

$$\tau_{1t} = t_i + (\tau_{\Pi} - t_i) \bar{Q}_o^{0.8} + (\tau_1 - \tau_{\Pi}) \bar{Q}_o; \quad (8.14)$$

$$\tau_{2t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_2) \bar{Q}_o; \quad (8.15)$$

$$\tau_{11t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_{11}) \bar{Q}_o. \quad (8.16)$$

За $m = 0,33$ ліквідується вплив гравітаційної (природної) складової циркуляційного тиску у двотрубних системах опалення, за $m = 0,2 \dots 0,25$ аналогічного змінного впливу позбавляються однотрубні системи.

8.3 Центральне регулювання однорідного теплового навантаження

Однорідним тепловим навантаженням вважаються навантаження систем опалення, припливної вентиляції та центрального кондиціонування, оскільки для всіх цих систем зміна величини потужності теплового споживання лінійно залежить від різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря $t_i - t_z$, а отже, централізоване регулювання однаково адекватно змінює кількість тепла, що надходить у будь-яку з цих систем. За наявності однорідного теплового навантаження можна застосовувати якісне регулювання в усьому діапазоні температур від $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до розрахункової опалювальної температури t_o .

8.4 Якісне регулювання однорідного навантаження

За якісного регулювання (ЯР) температури в подавальному трубопроводі теплової мережі (T_{1t}), зворотному трубопроводі (T_{2t}) та в подавальному трубопроводі системи опалення (T_{1lt}) знаходять за формулами (8.14)÷(8.16). Витрати теплоносія за такого регулювання залишаються постійними в усьому діапазоні температур (рис. 8.2).

Спрощений температурний графік – це графік, на якому відображаються лінійні залежності температур теплоносіїв від температури зовнішнього повітря. Такої залежності можна досягти, якщо у формулі (8.14) вважати показник ступеня за відносного навантаження $\bar{Q}_o$ таким, що дорівнює 1.

З рисунка 8.2 видно, що різниця в значеннях температур теплоносія за якісним і спрощеним графіками може сягати $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8.5 Кількісне регулювання однорідного навантаження

При кількісному регулюванні (КР) температура теплоносія в подавальній магістралі τ_{1t} підтримується постійною ($\tau_{1t} = \text{const}$), а регулювання кількості тепла, що відпускається споживачеві, здійснюється шляхом зміни витрати теплоносія, при цьому температура мережної води τ_2 у зворотному трубопроводі також змінюється (рис. 8.3). Її визначення залежно від величини питомого теплового навантаження і є завданням регулювання

$$\tau_{2t} = \tau_1 - (\tau_1 - \tau_2) \bar{Q}_o / \bar{G}_o, \quad (8.17)$$

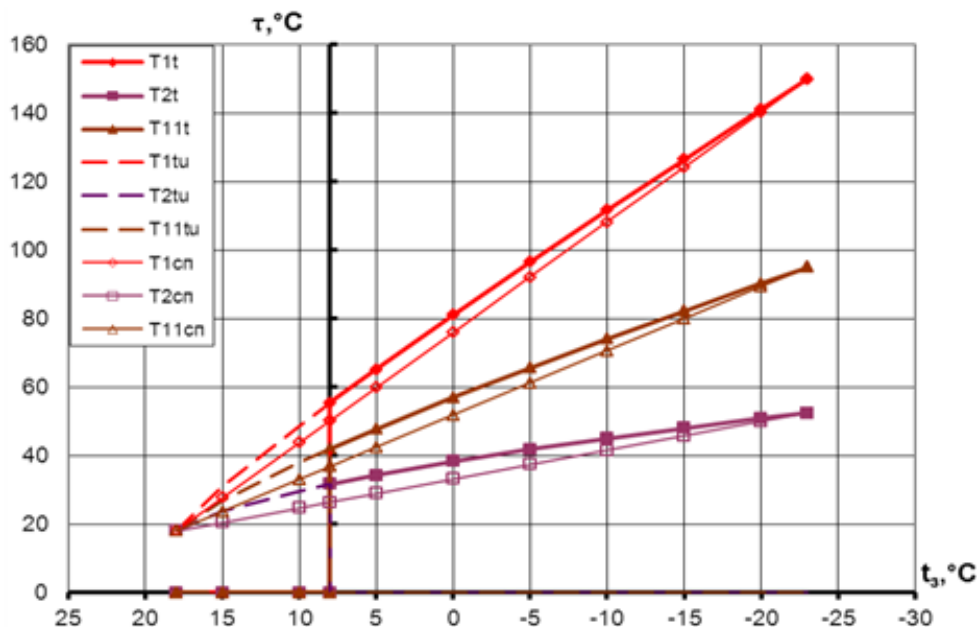
де $\bar{G}_o$ – відносні витрати теплоносія при температурі зовнішнього повітря t_3 , тобто

$$\bar{G}_o = G_{ot}/G_o, \quad (8.18)$$

де G_{ot} і G_o – витрати мережної води відповідно за поточної температури зовнішнього повітря t_3 та розрахункової температури зовнішнього повітря t_o .

Відносні витрати теплоносія $\bar{G}_o$ можна обчислити за формулою

$$\bar{G}_o = \frac{\bar{Q}_o}{1 + \frac{\tau_n - t_i}{(\tau_1 - \tau_2) - 0,5(\tau_c - \tau_2)} (1 - \bar{Q}_o^{0,8})}. \quad (8.19)$$

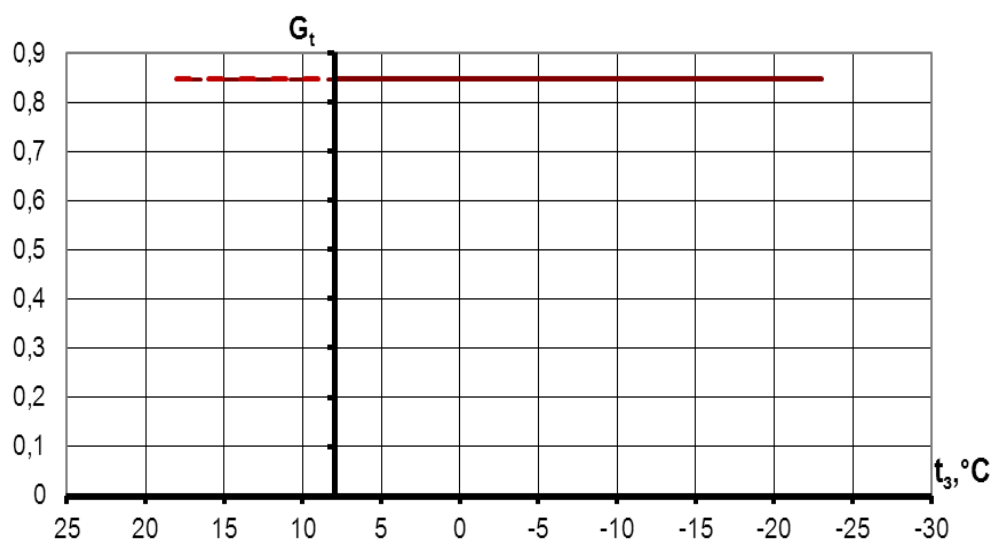


а

Рисунок 8.2 – Температурний графік та графік витрат теплоносія за якісного регулювання (ЯР) відпущення тепла:

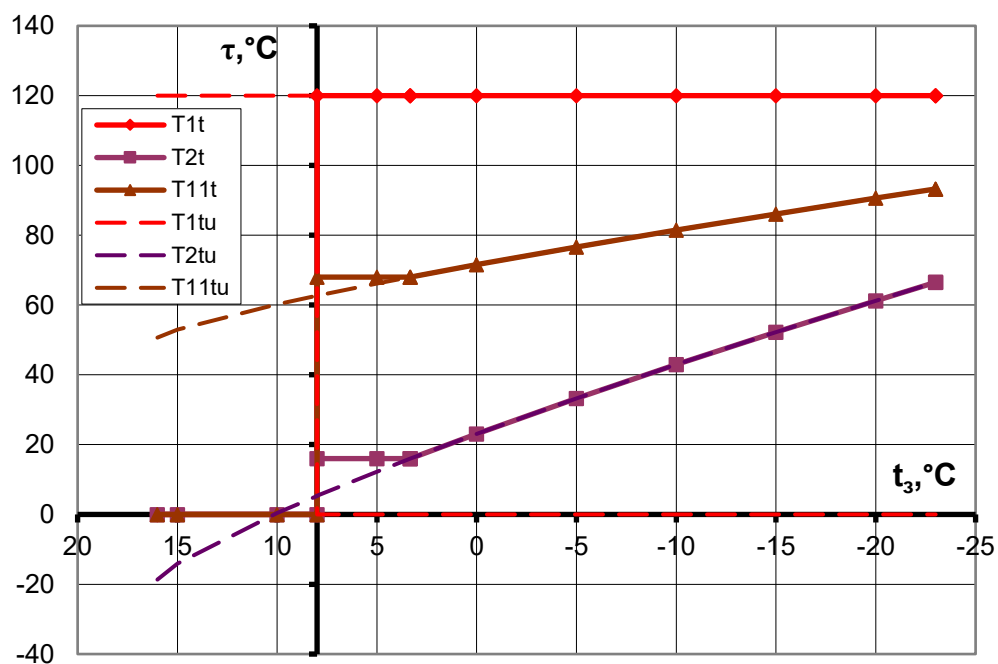
а – температурний графік; б – графік витрат теплоносія;

T_{1t} , T_{2t} , T_{11t} – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення при якісному регулюванні; $T_{1сп}$, $T_{2сп}$, $T_{11сп}$ – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення при спрощеному температурному графіку



6

Продовження рисунка 8.2

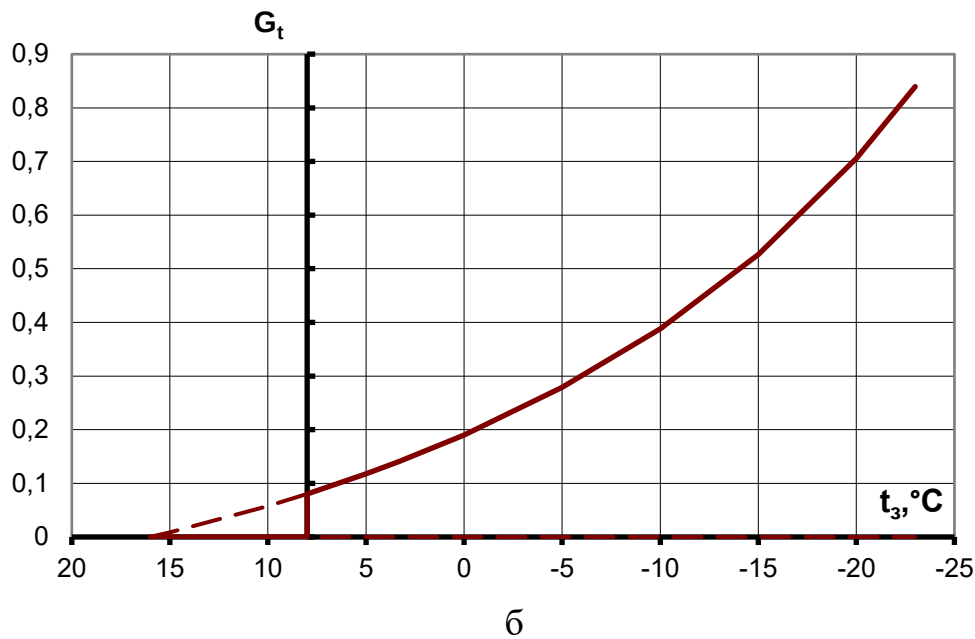


a

Рисунок 8.3 – Температурний графік та графік витрат теплоносія за кількісного регулювання (КР) відпущення тепла:

a – температурний графік; *б* – графік витрат теплоносія;

T_{1t} , T_{2t} , T_{11t} – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі і подавального теплоносія системи опалення за кількісного регулювання



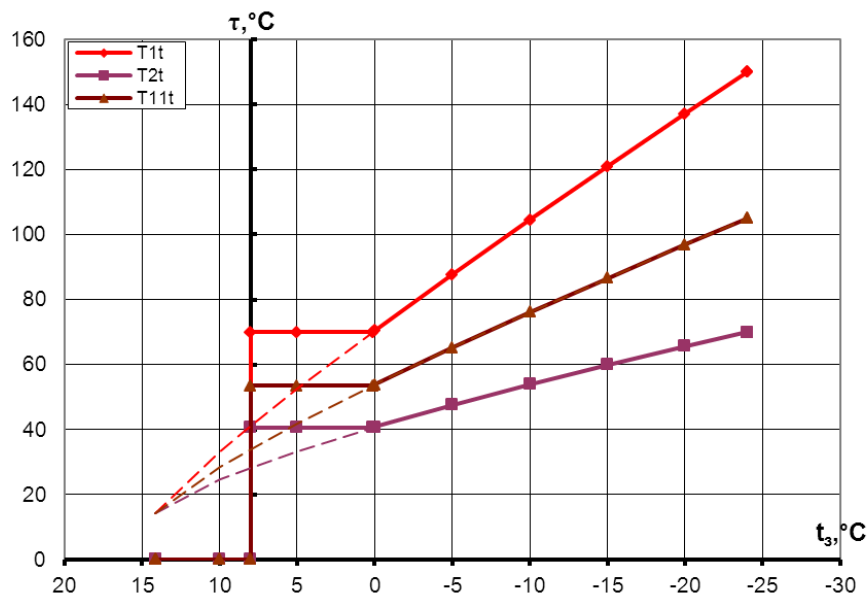
Продовження рисунка 8.3

З графіку на рисунку 8.3, б видно, що зі зниженням температури зовнішнього повітря – збільшується витрата теплоносія.

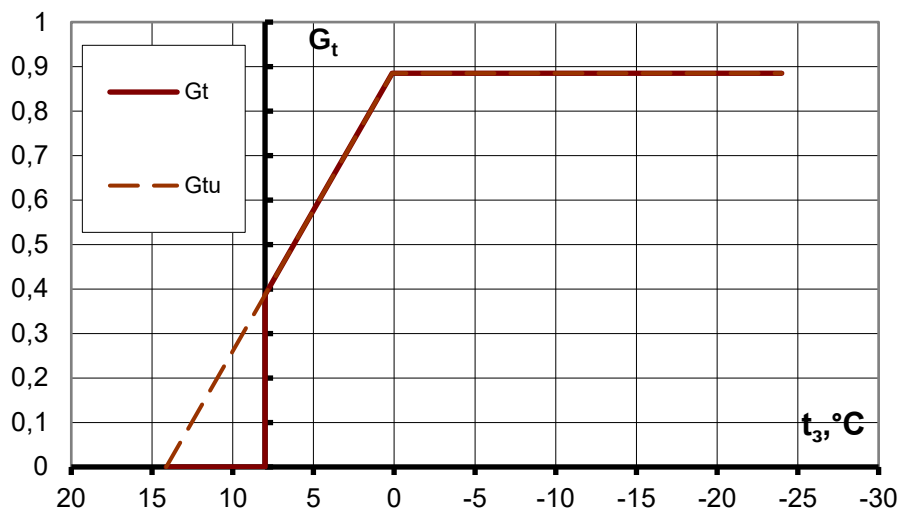
8.6 Центральне регулювання закритих систем за опалювальним навантаженням

Застосовується в закритих системах за $\chi_m = Q_{hm}/Q_o < 0,15$ (рис. 8.4).

Графік – опалювально-побутовий, регулювання – комбіноване (якісне ЯР і місцеве кількісне – МКР). Оскільки навантаження на ГВ обмежує мінімальну температуру теплоносія у подавальному трубопроводі теплової мережі, доводиться змінювати спосіб регулювання з якісного на місцеве кількісне у разі зниження температури подавального теплоносія мережі до рівня 70 °С. Робоча область графіка розбивається на дві зони: праворуч – зона якісного регулювання, ліворуч – зона місцевого кількісного. Межа між двома зонами називається зломом графіка. Зовнішню температуру, за якої відбувається зміна способу регулювання, знаходять шляхом рішення рівняння (8.14) відносно $\bar{Q}_o$. Оскільки це рівняння є статичним, його рішення зазвичай знаходять чисельними методами, наприклад, методом послідовних наближень.



a



б

Рисунок 8.4 – Температурний графік та графік витрат теплоносія у разі регулювання за опалювальним навантаженням

(опалювально-побутовий графік відпущення тепла):

a – температурний графік; б – графік витрат теплоносія;

T_{1t} , T_{2t} , T_{11t} – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення за якісного регулювання (ЯР) та місцевого кількісного регулювання (МКР)

У разі роботи за опалювально-побутовим графіком регулюванням застосовують паралельну одноступінчасту схему підключення підігрівників гарячої води.

8.7 Центральне регулювання закритих систем за спільним навантаженням опалення і гарячого водопостачання

Застосовується в закритих системах за $\chi_m = Q_{hm}/Q_o > 0,15$ (рис. 8.5). За цього графіка, що має назву «підвищеного», у 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. При цьому коливання теплового навантаження на гаряче водопостачання викликають зміни в кількості тепла, подаваного на опалення, які згладжуються завдяки теплоакумулювальній здатності будинків. Баланс тепла забезпечується шляхом побудови підвищеного графіка за «балансовим» навантаженням ГВ

$$Q_{hb} = \chi_b Q_{hm} = \chi_b \chi_m Q_o, \quad (8.20)$$

де χ_b – балансовий коефіцієнт (зазвичай приймається 1,2).

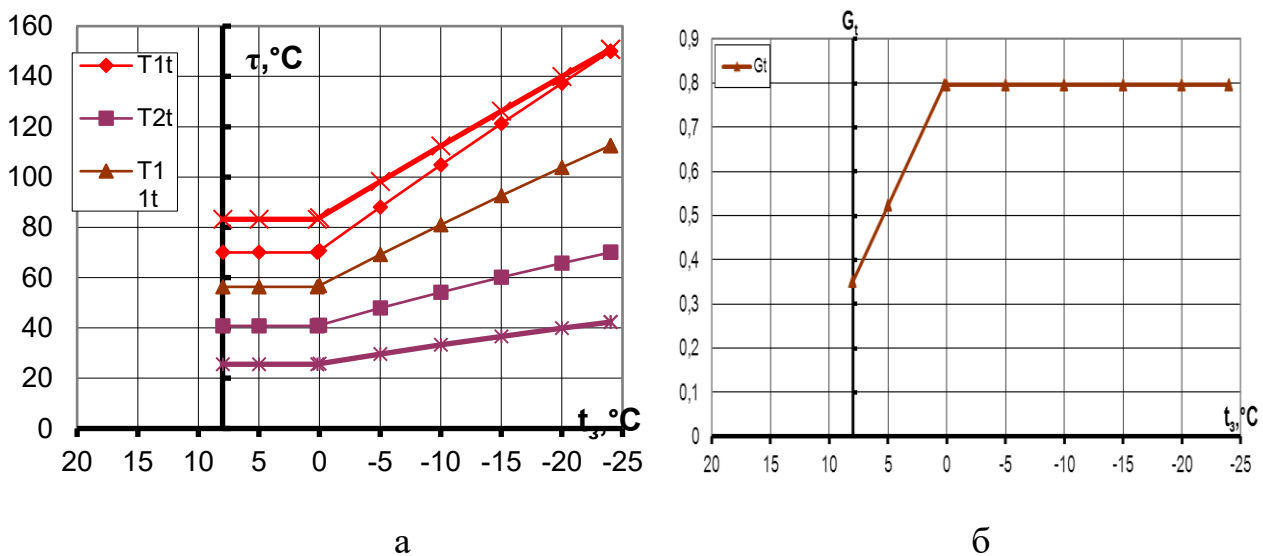


Рисунок 8.5 – Температурний графік та графік витрат теплоносія у разі регулювання за підвищеним графіком:

a – температурний графік; $б$ – графік витрат теплоносія;

T_{1t} , T_{2t} , T_{1t} – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення за якісного регулювання (ЯР) та місцевого кількісного регулювання (МКР); $T_{1п}$, $T_{2п}$ – температури подавального і зворотного теплоносія теплової мережі за підвищеного температурного графіка

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

Сумарне збільшення перепаду температур δ (приріст температури

теплоносія на подачі δ_{II} , використовуваний в підігрівнику другого ступеня, та спад температури зворотного трубопроводу δ_I , що відбирається в підігрівнику I ступеня) не залежить від температур зовнішнього повітря

$$\delta = \delta_{II} + \delta_I = \text{const}; \quad (8.21)$$

$$\delta = Q_{hb}/G_o c = Q_{hb}(\tau_1 - \tau_2)/Q_o = \chi_m \chi_b(\tau_1 - \tau_2) = \chi_{mb}(\tau_1 - \tau_2); \quad (8.22)$$

$$t_{II} = \tau_2' - \Delta t_H. \quad (8.23)$$

Задаємося ступенем недогріву у підігрівнику першого ступеня на рівні $\Delta t_H = 5 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

За зовнішньої температури зламу графіка та вищої ($t_3 \geq t_3'$) приріст температури в першому ступені підігріву буде дорівнювати

$$\delta_I' = \delta(t_{II} - t_c)/(t_H - t_c). \quad (8.24)$$

У діапазоні температур $t_3' \geq t_3 \geq t_o$

$$\delta_I = \delta_I'(\tau_{2t} - t_c)/(\tau_2' - t_c). \quad (8.25)$$

З (8.21) збільшення перепаду температур у другому ступені завжди дорівнює

$$\delta_{II} = \delta - \delta_I. \quad (8.26)$$

Температури в магістралях становлять

$$\tau_{1II} = \tau_1 + \delta_{II}; \quad (8.27)$$

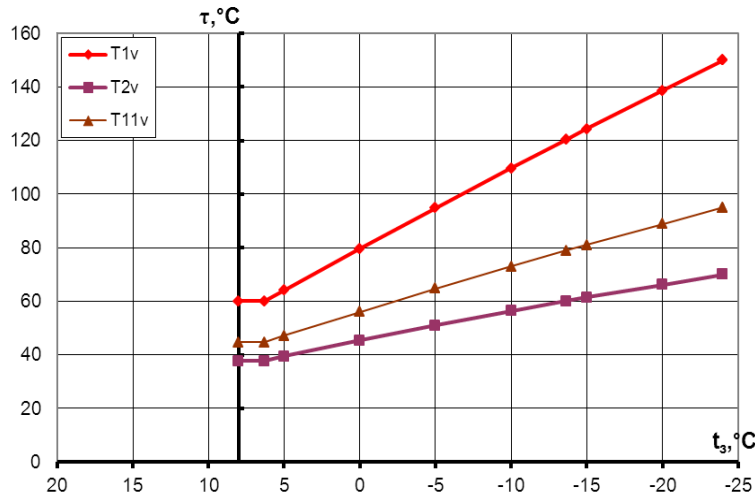
$$\tau_{2II} = \tau_2 - \delta_I. \quad (8.28)$$

Підвищений графік регулювання застосовується за $\chi_{\max} \leq 0,6$ для двоступінчастої послідовної схеми підключення підігрівників гарячої води.

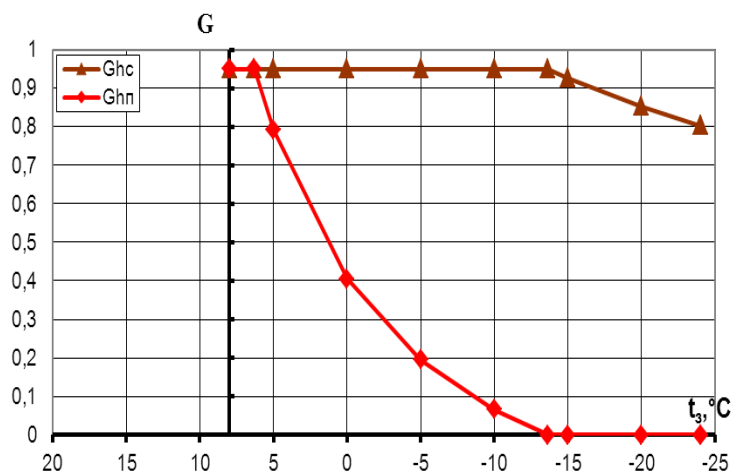
Якщо $1,2 \geq \chi_{\max} \geq 0,6$, то має застосовуватися двоступінчаста змішана схема, а якщо $\chi_{\max} \geq 1,2$ – одноступінчаста паралельна схема.

8.8 Центральне регулювання відкритих систем за навантаженням опалення

Застосовується у відкритих системах теплопостачання за умови, якщо $\chi_m = Q_{hm}/Q_o < 0,15$ (рис. 8.6).



а



б

Рисунок 8.6 – Температурний графік та графік витрат теплоносія за якісного регулювання відпущення тепла відкритих систем (ЯРВ)

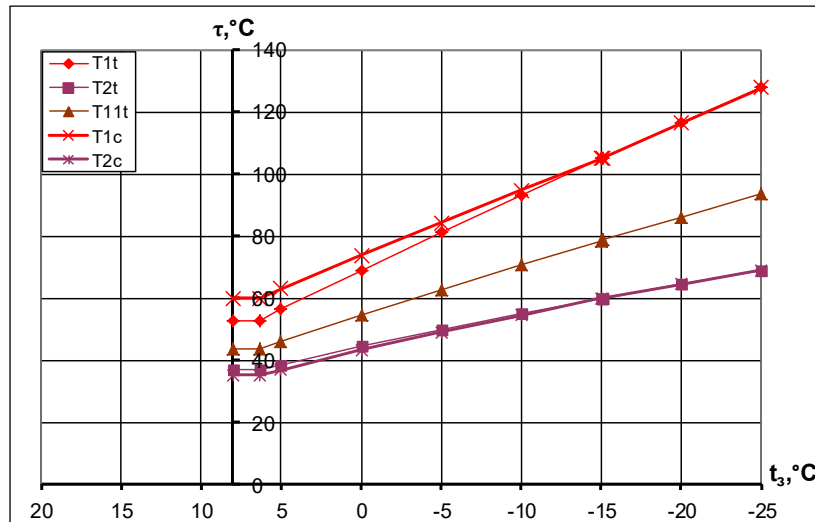
а – температурний графік; б – графік витрат теплоносія;

T_{1v} , T_{2v} , T_{11v} – температури подавального та зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення у разі регулювання відкритих систем за навантаженням опалення; G_{hp} , G_{hc} – витрати теплоносія у подавальному трубопроводі та сумарні (МКР, ЯР – див. рис. 8.4–8.5)

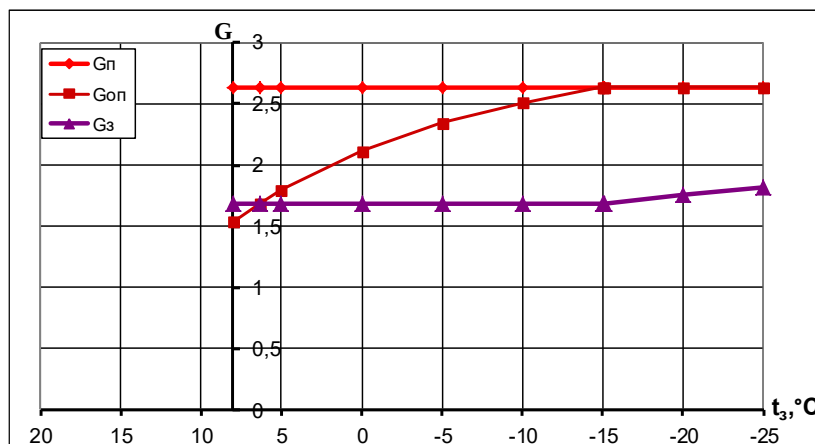
Даний графік є аналогом якісного регулювання закритих систем за суто опалювальним графіком.

8.9 Центральне регулювання відкритих систем за спільним навантаженням опалення і гарячого водопостачання

Застосовується у відкритих системах за умови, якщо $\chi_m = Q_{hm}/Q_o > 0,15$. Відповідно до цього графіка, зображеного на рисунку 8.7, який називається «скоректованим».



а



б

Рисунок 8.7 – Температурний графік та графік витрат теплоносія у разі регулювання за скоректованим графіком:

а – температурний графік; б – графік витрат теплоносія;

T_{1t} , T_{2t} , T_{11t} – температури подавального, зворотного теплоносія теплової мережі та подавального теплоносія системи опалення за якісного регулювання;

T_{1c} , T_{2c} – температури подавального та зворотного теплоносіїв теплової мережі за скоректованого температурного графіка; G_n , G_{op} , G_z – витрати теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі і системи опалення та в зворотному трубопроводі мережі

У системі теплопостачання або підтримуються постійні спільні витрати в подавальному трубопроводі, або підтримується постійний перепад тиску на ТЕЦ. Рівняння для побудови графіка виглядають так:

$$\tau_{1c} = t_i + (\tau_{\pi} - t_i) \bar{Q}_o^{0,8} + (\tau_1 - \tau_{\pi}) \bar{Q}_o / \bar{G}_o; \quad (8.29)$$

$$\tau_{2c} = t_i + (\tau_{\pi} - t_i) \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5(\tau_c - \tau_2) \bar{Q}_o / \bar{G}_o; \quad (8.30)$$

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0,5 \frac{\tau_c - \tau_2}{t_h - t_c} \chi_{mb}}{1 + \frac{t_h - t_i}{t_h - t_c} \frac{\chi_{mb}}{\bar{Q}_o} - \frac{\tau_{\pi} - t_i}{t_h - t_c} \frac{\chi_{mb}}{\bar{Q}_o^{0,2}}}, \quad (8.31)$$

де χ_{mb} – коефіцієнт балансового навантаження, аналогічний до того, що застосовується під час побудови підвищеного графіка ($\chi_{mb} = \chi_m \cdot \chi_b$).

8.10 Особливості регулювання парових систем

У парових системах якісне регулювання не знаходить застосування внаслідок дії комплексу чинників:

1. Тепломісткість пари як теплоносія забезпечується переважно завдяки процесу фазового переходу «пароутворення – конденсація» і мало залежить від температурного потенціалу пари, що видно з порівняння її ентальпій: за температури 100 °С (абсолютний тиск насиченої пари становить 0,1 МПа) $i'_{100} = 2\,676$ кДж/кг, за температури 160 °С (тиск насичення становить 0,62 МПа) $i'_{160} = 2\,758$ кДж/кг, тобто ентальпія зростає лише на 3 % за збільшення температури на 60 %, а тиску – у 6,2 рази. Таким чином, збільшення температурного потенціалу пари на джерела теплопостачання за незмінних її витрат не забезпечує транспортування до споживача більшої кількості тепла.

2. Транспортування пари відбувається завдяки її власного тиску без використання нагнітальних пристроїв. В той же час збільшення температури насиченої³¹ пари може бути досягнуто лише за умов підвищення її тиску, що в результаті призводить до збільшення витрати пари і, таким чином, якісне регулювання перетворюється принаймні на кількісне – якісне, а з урахуванням впливовості на процес тепловіддачі – фактично на кількісне.

³¹ Застосування перегрітої пари суттєво не змінює ситуації, оскільки вона в процесі транспортування доволі швидко охолоджується і стає насиченою.

Питання для самоконтролю

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. Що дає якісно-кількісне регулювання відпущення тепла за показником ступеня $m = 0,33$ та $m = 0,25$?
5. Яке регулювання застосовують у разі використання двоступінчастої послідовної схеми підключення підігрівників ГВ?
6. Для якого співвідношення навантаження на гаряче водопостачання до навантаження на опалення χ_m підходить скоректований температурний графік?

9 ГІДРАВЛІЧНІ РЕЖИМИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

9.1 Поняття характеристики опору теплової мережі

Водяні теплові мережі є складними гідравлічними багатокомпонентними системами, у яких стан кожного з компонентів може суттєво впливати на всі інші складові. Гідравлічним режимом теплової мережі називають сукупність значень витрат теплоносія в характерних (вузлових) точках системи за певного розподілу тисків у цих точках. Він визначається точкою перетинання гідравлічних характеристик нагнітальних пристроїв, що працюють у мережі, та самої мережі. Гідравлічною характеристикою називається залежність напору H , м, або перепаду тисків ΔP , Па, від об'ємних витрат V , м³/год, яка здебільшого за дії квадратичної залежності витрат від витрат визначається характеристикою опору S_H , м/(м³/год)², або S , Па/(м³/год)²

$$H = S_H V^2; \quad (9.1)$$

$$\Delta P = S V^2. \quad (9.2)$$

Із (9.2) випливає

$$S = \Delta P / V^2 = R_{\text{л}} (l + l_e) / V^2 = \frac{\frac{\lambda}{d} \frac{\rho \omega^2}{2} (l + l_e)}{V_c^2 \cdot 3600^2} = \frac{\lambda \rho \omega^2 (l + l_e)}{3600^2 2 d F^2 \omega^2} = \frac{8 \lambda \rho (l + l_e)}{3600^2 \pi^2 d^5}, \quad (9.3)$$

де $R_{\text{л}}$ – питомі втрати тиску на тертя по довжині, Па/м;

l, l_e – фактична та еквівалентна довжини розглядуваної ділянки теплової мережі³², м;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

ω – швидкість теплоносія, м/с;

d – внутрішній діаметр трубопроводу розглядуваної ділянки, м;

V_c – секундні об'ємні витрати теплоносія, м³/с;

F – площа внутрішнього перерізу трубопроводу, м².

³² Еквівалентною довжиною розрахункової ділянки називається довжина такої умовної ділянки (з діаметром, однаковим із розрахунковим діаметром), втрати тиску на тертя в якій дорівнюють втратам тиску в місцевих опорах розрахункової ділянки, тобто коефіцієнт місцевого опору ξ дорівнює $\lambda l_e / d$, звідки $l_e = \xi d / \lambda$.

Для гідравлічно шорстких труб при $Re k_e/d \geq 560$ коефіцієнт λ залежить лише від відносної шорсткості, тому для його визначення можна застосувати рівняння Б. Л. Шифрінсона. А отже,

$$S = \frac{8 \cdot 0,11 \left(\frac{k_e}{d} \right)^{0,25} \rho (l + l_e)}{3600^2 \pi^2 d^5} = A_S \rho (l + l_e) / d^{5,25}, \quad (9.4)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість, м;

A_S – розмірний коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$A_S = \frac{0,88 k_e^{0,25}}{3600^2 \pi^2} = 6,88 \times 10^{-9} k_e^{0,25}. \quad (9.5)$$

За еквівалентну шорсткість приймається шорсткість такої умовної поверхні з рівномірними та однаковими виступами і западинами, втрати тиску по довжині якої такі ж, як у реальної поверхні. Для паропроводів приймається еквівалентна шорсткість $k_e = 0,0002$ м, для конденсатопроводів і мереж гарячого водопостачання – $k_e = 0,001$ м, для водяних теплових мереж – $k_e = 0,0005$ м.

Оскільки з (9.1) та з (9.2) $S_H = S \cdot H/\Delta P$, то S_H можна визначити за формулою

$$S = A_{SH} \rho (l + l_e) / d^{5,25}, \quad (9.6)$$

де A_{SH} – розмірний коефіцієнт, що визначається за формулою

$$A_{SH} = 7,015 \times 10^{-13} k_e^{0,25}. \quad (9.7)$$

Розрахунковий гідравлічний режим характеризує розподіл витрат теплоносія у разі проєктних теплових навантажень абонентів і описується п'єзометричним графіком. Проте у процесі експлуатації централізованих теплових мереж внаслідок зміни різноманітних чинників (нерівномірність споживання у системах ГВ, абонентське регулювання у індивідуальних, групових, центральних та контрольно-регулювальних теплових пунктах і, нарешті, перерозподіл теплових та гідравлічних навантажень між різними джерелами тепла та насосними станціями) фактичні гідравлічні режими можуть значною мірою відрізнитись від розрахункового. Це також може вести до перерозподілу теплових навантажень між абонентами.

За послідовного з'єднання ділянок теплової мережі

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_i. \quad (9.8)$$

Аналогічно для характеристик опору

$$S = \Sigma S_i. \quad (9.9)$$

За паралельного з'єднання ділянок теплової мережі

$$V = \Sigma V_i. \quad (9.10)$$

Із (9.2) випливає

$$V = (\Delta P / S)^{0,5}; \quad (9.11)$$

$$V_i = (\Delta P_i / S_i)^{0,5}. \quad (9.12)$$

Оскільки за паралельного з'єднання $\Delta P = \Delta P_i$, то, об'єднуючи формули (9.7)–(9.9), одержимо

$$(1/S)^{0,5} = \Sigma (1/S_i)^{0,5}. \quad (9.13)$$

Величина $(1/S)^{0,5}$ називається провідністю і позначається через a , $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{Па}^{0,5})$. Отже, за паралельного з'єднання

$$a = \Sigma a_i. \quad (9.14)$$

Графічно залежності (9.8) і (9.10) проілюстровано прикладом, наведеним на рисунку 9.1.

Ділянка 1 мережі, зображена лінією a , має характеристику опору $S_1 = 0,004 \text{ год}^2/\text{м}^5$, а ділянка 2 мережі, зображена лінією b , має характеристику опору $S_2 = 0,003 \text{ год}^2/\text{м}^5$. За послідовного підключення обох ділянок втрати напору на двох ділянках будуть сумою втрат на кожній ділянці за будь-якого значення подачі (відповідно $S = S_1 + S_2$) і характеристика мережі з двох послідовно об'єднаних ділянок зобразиться лінією $в$. За паралельного підключення двох ділянок втрати напору на них будуть однаковими (що досягається перерозподілом витрат теплоносія згідно зі значеннями їхніх характеристик опору S_1 та S_2), а сумарна характеристика опору двох паралельно підключених ділянок згідно з (9.13) дорівнюватиме

$$S = S_1 S_2 / [(S_1)^{0,5} + (S_2)^{0,5}]^2 = 0,00086. \quad (9.15)$$

Характеристика мережі з двох паралельно підключених ділянок буде зображуватися лінією $г$. За будь-якого напору сумарні витрати теплоносія згідно з (9.10) дорівнюватимуть сумі витрат на ділянках 1 і 2 ($V = V_1 + V_2$).

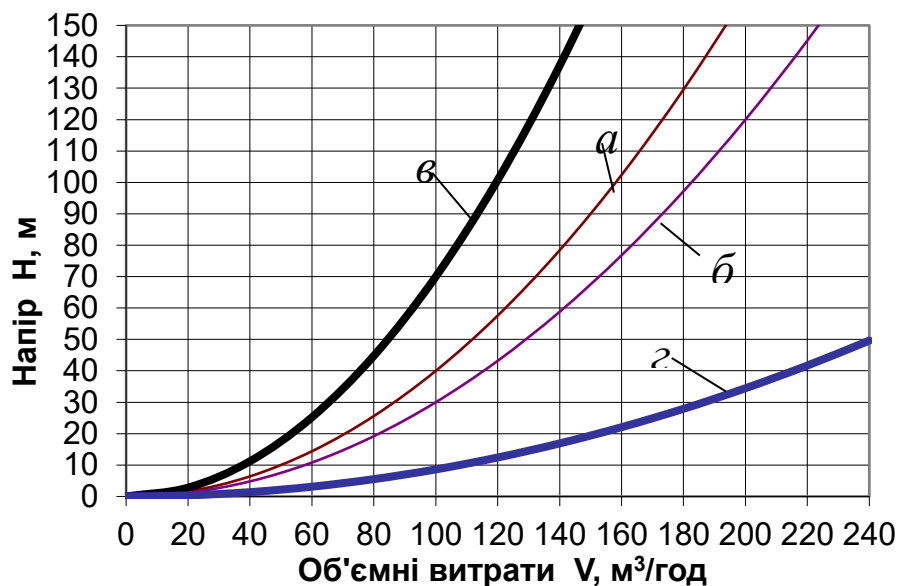


Рисунок 9.1 – Зміна характеристик мережі за послідовного та паралельного об'єднань ділянок:

a – характеристика ділянки 1 з характеристикою опору S_1 ; $б$ – характеристика ділянки 2 з характеристикою опору $S_2 < S_1$; $в$ – сумарна характеристика послідовно підключених ділянок 1 і 2; $г$ – сумарна характеристика паралельно підключених ділянок 1 і 2

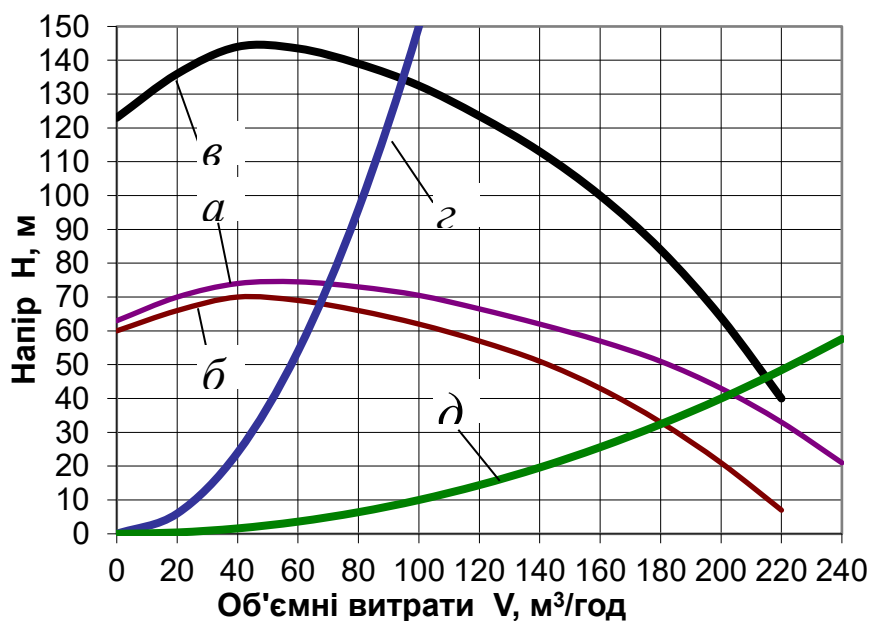


Рисунок 9.2 – Робота в мережі двох послідовно з'єднаних насосів:

a – характеристика насоса 1; $б$ – характеристика насоса 2; $в$ – характеристика послідовно з'єднаних насосів; $г$ – характеристика мережі 1 з високою характеристикою опору S_1 ; $д$ – характеристика мережі 2 з низькою характеристикою опору S_2

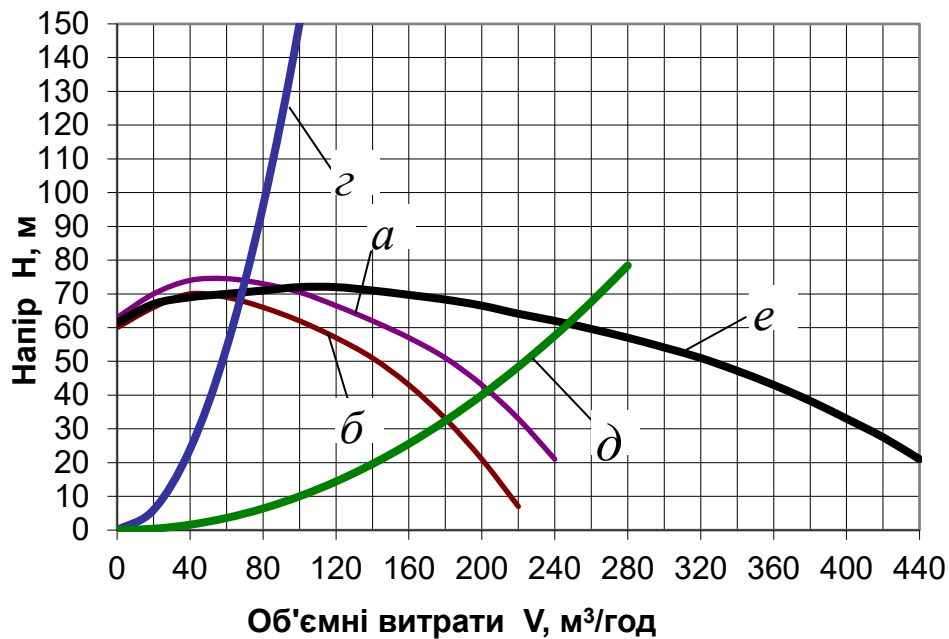


Рисунок 9.3 – Сумарна гідравлічна характеристика двох паралельно з'єднаних насосів:

- a – характеристика насоса 1; δ – характеристика насоса 2;
- $г$ – характеристика мережі 1 з високою характеристикою опору S_1 ;
- $д$ – характеристика мережі 2 з низькою характеристикою опору S_2 ;
- e – характеристика паралельно з'єднаних насосів

На рисунках 9.2 і 9.3 наведено сумарні характеристики насосної групи, що складаються з двох насосів, з'єднаних послідовно (рис. 9.2) та паралельно (рис. 9.3), а також характеристики двох типів споживацьких систем з високим ($г$) та низьким ($д$) значеннями характеристик опору.

За об'єднання нагнітальних пристроїв залежно від обраної схеми відбувається сумування гідравлічних характеристик насосів: за послідовного з'єднання підсумовуються напори для однакових значень подач (витрат рідини), за паралельного з'єднання підсумовуються подачі з однаковими значеннями напорів. Найбільш зручним методом визначення гідравлічного стану системи «насос – мережа» за відомих гідравлічних характеристик нагнітальних пристроїв та приєднаних до них споживачів є графічний спосіб.

9.2 Гідравлічна стійкість теплових мереж

Під гідравлічною стійкістю розуміють здатність систем підтримувати завданий гідравлічний режим за зміни умов роботи різних її компонентів. Для будь-якого абонента гідравлічну усталеність можна характеризувати коефіцієнтом гідравлічної стійкості

$$Y = V/V_{\max} = (\Delta P_{a\delta} / \Delta P_{\text{мн}})^{0,5} = (\Delta P_{a\delta} / (\Delta P_{a\delta} + \Delta P_{\text{мер}}))^{0,5}, \quad (9.6)$$

де $\Delta P_{аб}$ – втрати тиску в абонента за розрахункового режиму, Па;

$\Delta P_{мн}$ – втрати тиску в системі або тиск мережного насосу за розрахункового режиму, Па;

$\Delta P_{мер}$ – втрати тиску у мережі за розрахункового режиму, Па.

Гідравлічним розрегулюванням теплової мережі називається зміна в ній розподілу тисків або напорів відносно основного (розрахункового, проєктного) стану за зміни гідравлічних характеристик окремих компонентів системи теплопостачання. Якщо наявні напори на абонентських вводах і витрати теплоносія в абонентів зростають або зменшуються пропорційно, то таке розрегулювання також називається пропорційним. Таке буває зазвичай за зміни наявного напору на джерелі тепла за відсутності в абонентів регуляторів витрат. Якщо наявні напори й витрати теплоносія в абонентів змінюються в одному напрямку (тільки зростають або тільки зменшуються), то таке розрегулювання називають відповідним. Якщо ж наявні напори й витрати теплоносія в одних абонентів збільшуються, а в інших зменшуються, то таке розрегулювання називається невідповідним.

9.3 Методи регулювання тиску в тепловій мережі

Кожна точка теплової мережі так само, як і абонентських систем має власне значення тиску, яке може змінюватися залежно від гідравлічного режиму. Потрібний розподіл тиску в мережі досягається шляхом регулювання тиску не в усіх, а тільки в окремих характерних точках системи або навіть у одній точці. Такі точки називають точками регульованого тиску. Якщо тиск у регульованій точці підтримується постійним як у статичному, так і в динамічному режимах, то вона називається нейтральною.

Контрольований гідравлічний режим роботи системи теплопостачання забезпечується за умов призначення як нейтральної однієї з точок на джерелі тепла і не забезпечується, якщо нейтральною буде одна з точок теплової мережі.

9.4 Вплив гарячого водопостачання на гідравлічний режим роботи теплової мережі

9.4.1 Закриті системи теплопостачання

Навіть за якісного регулювання двотрубною тепловою мережі витрати теплоносія у ній не будуть постійними, якщо в абонентів, окрім систем опалення та вентиляції, підключаються до мережі ще й системи гарячого водопостачання. Причинами цього є добові, тижневі та сезонні коливання витрат гарячої води абонентами.

Пропорційне розрегулювання може бути досягнутим у разі дотримання двох умов:

1) усі абоненти повинні мати однакове відношення витрат на гаряче водопостачання до витрат на опалення;

2) у всіх абонентів мають бути однаковими тиски на вході та виході із системи опалення за початкового регулювання.

9.4.2 Відкриті системи теплопостачання

Проблема відкритої системи теплопостачання полягає в тому, що по тепловій мережі рухається неоднакова кількість теплоносія. Залежно від сезону часу доби в системі теплопостачання буде неоднакова кількість теплоносія. У холодну пору року, коли низькі температури холодного повітря, температура теплоносія на зворотній магістралі буде більше $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, у зв'язку з цим розбір теплоносія на потреби ГВП проходить із зворотної магістралі, тобто по подавальній магістралі йтиме витрата теплоносія на потреби опалення і після системи опалення використовується теплоносій на потреби ГВП, на джерело повертається витрата рівна опалювальній мінус витрата ГВП. У відносно теплий період, за температурі зовнішнього повітря до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура теплоносія у зворотній магістралі низька для можливості її використання на потреби ГВП, тому розбір теплоносія проходить з подавальної магістралі до системи опалення. У цьому випадку по подавальній магістралі йде витрата і на потреби опалення, і на потреби ГВП, а по зворотній магістралі йде витрата тільки після системи опалення. У період цих крайніх режимів розбір теплоносія відбувається як з подавальної, так і зі зворотної магістралі. Співвідношення кількостей теплоносія, що відбираються з $T1$ та $T2$, встановлюється регулюючим клапаном змішування, роботою якого керує регулятор температури змішаної води.

Як і для закритої системи теплопостачання без автоматичного регулювання, необхідно, щоб рівень зміни витрати теплоносія, що протікає через системи опалення, для всіх абонентів була однаковою. Такого стану, з відомими припущеннями, домагаються встановлюючи всім абонентам повні натиски в $T1$ і $T2$ перед абонентськими вводами. Це досягається шляхом встановлення регуляторів або ручних регулюючих клапанів. Таке регулювання можливе лише при опалювальному навантаженні. У цьому випадку прийнятий гідравлічний розрахунковий режим забезпечить однакову гідравлічну стійкість для всіх абонентів. У зв'язку з цим і за змінних гідравлічних режимів їхнє розрегулювання буде приблизно однакове для всіх споживачів. Якщо в різних абонентів різна гідравлічна стійкість, то й за зміни витрат розрегулювання систем абонентів буде різним. Чим більша гідравлічна стійкість у споживача, тим меншою буде відносна зміна витрат теплоносія і навпаки.

З початком водорозбору при постійному натиску насоса витрата теплоносія в тепловій мережі змінюється, змінюються й наявні напори на абонентських вводах. Якщо припустити, що режим водорозбору у всіх споживачів буде однаковий, то подача теплоносія в систему опалення цих споживачів буде однакою. Однак на практиці витрати на водорозбір у всіх споживачів різні і змінюються вони за часом не однакою, тому це призводить до зміни витрати теплоносія, що подається в систему опалення. Це спричиняє розкид розрегулювання систем опалення абонентів.

Питання для самоконтролю

1. Для якого режиму руху теплоносія у тепловій мережі можна застосовувати поняття «характеристика опору» та «провідність»?
2. У чому полягають переваги гідравлічного розрахунку методом характеристик опору?
3. Чи може гідравлічний розрахунок методом характеристик опору давати неправильні результати хоча б для окремих ділянок теплової мережі?
4. У яких випадках варто застосовувати послідовне підключення насосів теплової мережі, а в яких – паралельне?

10 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

10.1 Водяні теплові мережі

Метою гідравлічного розрахунку є підбір діаметрів трубопроводів та визначення втрат тиску.

Для виконання гідравлічних розрахунків окремих систем необхідно мати значення розрахункових витрат теплоносіїв (нагрітої води на опалення, вентиляцію з параметрами T_1 , T_2 ; гарячої води на побутові потреби T_3 , T_4 ; пари та конденсату з параметрами T_7 , T_8). Залежно від методики розрахунку та використовуваних таблиць або номограм витрати теплоносіїв застосовують у різних одиницях розмірності.

10.1.1 Визначення витрат теплоносія і гарячої води

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі T_1 , T_2 у кг/год на опалення G_o

$$G_o = 3,6 \times 10^9 \cdot Q_o / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 0,855 \times 10^6 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (10.1)$$

на вентиляцію G_v

$$G_v = 3,6 \times 10^9 \cdot Q_v / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 0,855 \times 10^6 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2), \quad (10.2)$$

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 Дж/(кг · °С) до 4 250 Дж/(кг · °С).

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі T_1 , T_2 у кг/с на опалення G_o

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (10.3)$$

на вентиляцію G_v

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2). \quad (10.4)$$

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

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c\rho(\tau_1 - \tau_2)] = k_p \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2), \quad (10.5)$$

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c\rho(\tau_1 - \tau_2)] = k_p \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2), \quad (10.6)$$

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

$$G_{hm} = 3,6 \times 10^9 Q_{hm} / [c(\tau'_1 - \tau'_2)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.7)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau'_2)] = 236 \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.8)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c\rho(\tau'_1 - \tau'_2)] = k_p \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.9)$$

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

$$G_{hmax} = 3,6 \times 10^9 Q_{hmax} / [c(\tau'_1 - \tau'_2)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.10)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau'_2)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.11)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c\rho(\tau'_1 - \tau'_2)] = k_p \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.12)$$

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

$$G_{hm} = 0,86 \times 10^6 Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.13)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hm} = 236 \cdot Q_{hm}[(t_h - t_n)/(t_h - t_c) \cdot 1,2]/(\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.14)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hm} = k_p \cdot Q_{hm}[(t_h - t_n)/(t_h - t_c) \cdot 1,2]/(\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.15)$$

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

$$G_{hmax} = 0,86 \times 10^6 Q_{hmax}[(t_h - t_n)/(t_h - t_c) \cdot 1,2]/(\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.16)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hmax} = 236 \cdot Q_{hmax}[(t_h - t_n)/(t_h - t_c) \cdot 1,2]/(\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.17)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hmax} = k_p \cdot Q_{hmax}[(t_h - t_n)/(t_h - t_c) \cdot 1,2]/(\tau'_1 - \tau'_2). \quad (10.18)$$

Розрахункові максимальні витрати гарячої води мережі Т3, Т4 в кг/год

$$G_{hw} = 3,6 \times 10^9 Q_{hmax}/[c(t_h - t_c)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hmax}/(t_h - t_c). \quad (10.19)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{hw} = Q_{hmax} \cdot 10^6/[c(t_h - t_c)] = 236 \cdot Q_{hmax}/(t_h - t_c). \quad (10.20)$$

Те ж саме в л/с

$$G_{hw} = Q_{hmax} \cdot 10^6/[c \rho (t_h - t_c)] = k_p \cdot Q_{hmax}/(t_h - t_c). \quad (10.21)$$

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

$$G_{ph} = 3,6 \cdot Q_{hmax} \cdot 10^3/r. \quad (10.22)$$

Те ж саме в кг/с

$$G_{ph} = Q_{hmax} \cdot 10^3/r. \quad (10.23)$$

У виразах (10.7)–(10.23) застосовані позначення:

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

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

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

t_h – температура гарячої води, °C;

t_c – температура холодної водопровідної води, °C;

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

r – теплота пароутворення, кДж/кг.

У випадку якісного регулювання відпуску теплоти в закритих двотрубних теплових мережах сумарну розрахункову витрату мережної води знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + k_3 G_{hm}, \quad (10.24)$$

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 T1, T2 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

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + G_{h\max}. \quad (10.25)$$

Якщо потреба споживача у гарячій воді задовольняється з окремої мережі T3(T4), то сумарні витрати води водяної теплової мережі T1, T2 знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v. \quad (10.26)$$

10.1.2 Підготовчий етап розрахунку водяних теплових мереж

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 з навантаженням лише опалення й вентиляції (без підключення гарячого водопостачання) інженерний розрахунок ведеться для розподільних трубопроводів за розрахункової температури 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 спостерігатимуться найбільші сумарні витрати теплоносія.

Перед виконанням гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж необхідно підготувати розрахункову схему, на якій в одну лінію показується траса теплопроводів.

Насправді, за однакової швидкості питома теплова потужність потоку води на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ перепаду температур з підвищенням температури з $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ зменшується лише на $3,1\text{ }\%$, оскільки зменшення густини води на $6,1\text{ }\%$ супроводжується збільшенням її теплоємності на $3\text{ }\%$.

Схему розбивають на розрахункові ділянки. Ділянкою вважається відрізок теплотраси, у 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 джерела тепла і є границями ділянок.

Отже, на розрахункову схему наносять:

- номери ділянок (за двома вузлами – початковому й кінцевому);
- розрахункові витрати кожного споживача та на кожній з ділянок;
- довжини ділянок.

10.1.3 Основний розрахунок водяних теплових мереж

Розрахунок починається з вибору основного розрахункового напрямку, у якості котрого приймається маршрут від джерела тепла до найбільш віддаленого споживача. Якщо два чи більше споживачів 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

$$\Delta P = Rl(1 + \alpha_1) = R(l + l_e) = Rl_{\text{пр}}, \quad (10.27)$$

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, 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;

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

У процесі підбирання діаметра ділянки виходять зі значень максимальних питомих втрат тиску $R \leq 80$ Па/м для магістральних ділянок та $R \leq 300$ Па/м для відгалужень. Окрім цього, у випадку великих витрат враховується обмеження швидкості води W_v , яка не повинна перевищувати 3,5 м/с. Також бажано мати на ділянці швидкість не меншу за 0,2 м/с, оскільки в разі меншої швидкості суттєво зростає ймовірність виділення і накопичення кисню, а також механічних зважених часток.

Перерахунок втрат 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

$$\Delta H = \Delta P / (\rho' g), \quad (10.28)$$

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 або таблицями, які складені для густини $\rho' = 917$ кг/м³, то коефіцієнт перерахунку дорівнюватиме

$$k_H = 1 / (917 \times 9,807) = 1,112 \times 10^{-4} \quad (10.29)$$

і формула перерахунку (10.28) набуде вигляду

$$\Delta H = k_H \Delta P, \quad (10.30)$$

де k_H – коефіцієнт, $k_H = 1/(977 \times 9,807) = 1,043 \times 10^{-4}$.

Під час ув'язування відгалужень для кожного зі споживачів перевіряється, чи не перевищують сумарні втрати напору від ув'язуваного 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.

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.

Якщо до водяної теплової мережі, що розраховується, підключено не лише системи опалення та вентиляції, а й системи гарячого водопостачання, то систему рекомендується розраховувати на температуру 70°C та густину 977 кг/м^3 . У цьому випадку значення питомих втрат тиску та швидкостей, отриманих із номограм або таблиць для температури 150°C та густини 917 кг/м^3 , варто помножити на поправний коефіцієнт

$$R_{70} = R_{150} \rho_{150} / \rho_{70} = 0,938 R_{150}; \quad (10.31)$$

$$W_{70} = W_{150} \rho_{150} / \rho_{70} = 0,938 W_{150}. \quad (10.32)$$

Вибираючи діаметр трубопроводу, варто мати на увазі [1], 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.

10.2 Мережі гарячого водопостачання

Гідравлічний розрахунок мережі гарячого водопостачання виконується аналогічно розрахунку водяної теплової мережі. Відмінність полягає переважно в більшому значенні коефіцієнта еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ, що приймається як розрахунковий. Якщо для розрахунку мереж ГВ використовуються номограми або таблиці для водяних теплових мереж, то фактичні значення питомих втрат тиску знаходяться за допомогою формул перерахунку

$$R_{\Gamma} = R_{\text{в}} \rho_{\text{в}} k_{\text{ев}}^{0,25} / (\rho_{\Gamma} k_{\text{ев}}^{0,25}) = 1,115 R_{\text{в}}, \quad (10.33)$$

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

ρ_v та ρ_r – густини теплоносія водяної теплової мережі та гарячої води, кг/м^3 ;
 $k_{ег}$ і $k_{ев}$ – коефіцієнти еквівалентної шорсткості внутрішніх поверхонь стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ і водяних теплових мереж, мм.
 За відсутності інших даних приймають $k_{ег} = 0,001$ м, $k_{ев} = 0,0005$ м.

10.3 Парові системи тепlopостачання

10.3.1 Паропроводи

10.3.1.1 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 споживача усі перелічені системи приєднуються за одним маршрутом через один тепловий пункт (введення) будівлі. На схемі проставляють кожного споживача та вузли відгалуження, витрати та тиск пари на кожному споживачеві, номери, довжини та розрахункові витрати кожної з ділянок. Ділянки краще позначати двома числами номерів початкового та кінцевого вузлів.

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.

10.3.1.2 Основний розрахунок

Перед початком власне 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 $P_{джі}$

$$P_{джі} = P_{спі} + 1,5 \times 10^{-4}(1 + \alpha_1)\Sigma l_{спі-дж}, \quad (10.34)$$

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

α_1 – коефіцієнт еквівалентних довжин, що приймається залежно від типу застосовуваних компенсаторів та діаметрів трубопроводів;

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

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

$$P_{дж} = \max(P_{джі}). \quad (10.35)$$

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

$$R_{сері} = (P_{дж} - P_{спі}) / [\Sigma l_{спі-дж}(1 + \alpha_1)]. \quad (10.36)$$

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

$$P_{п} = P_{дж}. \quad (10.37)$$

Надалі розрахунок ведеться за ділянками розрахункового напрямку. Секундні витрати пари $G_{пк}$, кг/с, зв'язані з годинними витратами $G_{пт}$, т/год, співвідношенням

$$G_{пк} = G_{пт} / 3,6. \quad (10.38)$$

Початковий тиск пари $P_{п}$ для будь-якої ділянки, окрім першої, від джерела тепла 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). Густина пари знаходимо за значенням відповідного тиску пари P шляхом інтерполяції або з використанням електронних калькуляторів.

Послідовність розрахунку кожної з ділянок:

1) визначають передбачуваний тиск кінця ділянки

$$P_{кп} = P_{п} - R_{сер} l_{д}(1 + \alpha_n); \quad (10.39)$$

2) визначають густину пари на початку ділянки $\rho_{п}$ за $P_{п}$, передбачувану густину пари в кінці ділянки $\rho_{кп}$ за $P_{кп}$ і середню передбачувану густину

$$\rho_{сп} = (\rho_{п} + \rho_{кп}) / 2; \quad (10.40)$$

3) визначають середні передбачувані питомі втрати тиску

$$R_{\rho=1} = R_{\text{сер}} \rho_{\text{сп}} \text{ за } \rho_{\text{т}} = 1,00 \text{ кг/м}^3; \quad (10.41)$$

$$R_{\rho_{\text{т}}} = R_{\text{сер}} \rho_{\text{сп}} / \rho_{\text{т}} \text{ за } \rho_{\text{т}} \neq 1,00 \text{ кг/м}^3; \quad (10.42)$$

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 умови $R_{\text{тд}} \leq R_{\rho=1,823}$ (або $R_{\rho_{\text{т}}}$). Робоча точка приймається на лінії діаметра трубопроводу;

5) перераховують визначені величини на середню густину $\rho_{\text{сп}}$

$$R_{\text{фд}} = R_{\text{тд}} / \rho_{\text{сп}}, \quad w_{\text{фд}} = w_{\text{тд}} / \rho_{\text{сп}}; \quad (10.43)$$

або

$$R_{\text{фд}} = R_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{сп}}, \quad w_{\text{фд}} = w_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{сп}}; \quad (10.44)$$

6) визначають фактичний тиск пари в кінці ділянки

$$P_{\text{куф}} = P_{\text{п}} - R_{\text{фд}} l_{\text{пр}} \cdot 10^{-6}; \quad (10.45)$$

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

$$\rho_{\text{суф}} = (\rho_{\text{п}} + \rho_{\text{куф}}) / 2; \quad (10.46)$$

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.

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.

10.3.2 Конденсатопроводи

10.3.2.1 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:

- якщо не всі споживачі пари повертають конденсат до джерела тепла;
- якщо конденсат від різних споживачів повертається різними способами через конденсатопроводи різних видів.

У випадку повернення конденсату не всіма споживачами пари 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

$$G_{кти} = k_{пi} G_{пi} / 100, \quad (10.47)$$

де $G_{пi}$ – розрахункові витрати пари i -м споживачем;

$k_{пi}$ – коефіцієнт повертання конденсату від споживача пари.

Не повертання конденсату до джерела тепла може бути викликано декількома причинами: а) повне використання пари у 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.

На розрахунковій схемі конденсатопроводів, як і в інших розрахункових схемах, мають бути показані: номери будівель споживачів та вузлів відгалуження, витрати конденсату, довжини та номери кожної з ділянок, а також геодезичні лінії 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 (10.47), 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.

Залежно від співвідношення позначок джерела тепла та споживачів можливий вжиток двох способів повертання конденсату: самопливного та напірного. У загальному випадку самопливний спосіб може бути застосований, якщо позначка джерела тепlopостачання не вища за позначку будь-якого споживача. У протилежному випадку переважно застосовується напірний спосіб повертання конденсату.

За наявності достатнього залишкового тиску конденсату у 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 у такого споживача на висоту, достатню для ліквідації різниці відміток більшої за 2–4 м.

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.

Згідно з [1] повертання конденсату до джерела тепла конденсатовідвідниками самопливним способом через загальну мережу допускається застосування 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. У випадку, коли 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 потрібно влаштовувати окрему систему повертання.

У випадку напірного повертання конденсату до джерела тепла варто передбачати використання тепла конденсату на власні потреби споживачів, здебільшого – на підігрів гарячої води.

10.3.2.2 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).

3. Максимально допустимі питомі втрати тиску конденсатопроводів приймаються не більше 100 Па/м.

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

$$R_k = R_b \rho_b k_{ck}^{0,25} / (\rho_k k_{cb}^{0,25}) = 1,138 R_b, \quad (10.48)$$

де R_k та R_b – питомі втрати тиску конденсатопроводів та водяних теплових мереж, Па/м.

10.3.2.3 Розрахунок самопливних (двофазних) 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

$$P'_{ki} = 0,95 P_{pi}, \quad (10.49)$$

де P_{pi} та P'_{ki} – тиск відповідно пари та конденсату в i -го споживача.

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

$$P''_{ki} = A(P'_{ki} - 0,1) + 0,1, \quad (10.50)$$

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 $R_{сер}$

$$R_{сер} = [(P''_{ki} - P_6) \cdot 10^6 + (h_r^п - h_r^к) \cdot 9,81 \cdot \rho_{сум}] / [\sum l_{ди}(1 + \alpha_1)], \quad (10.51)$$

де h_{Γ}^{Π} та h_{Γ}^{κ} – геодезичні позначки відповідно початкової та кінцевої точок напрямку, м;

$\rho_{\text{сум}}$ – передбачувана густина пароводяної суміші, можна приймати в межах $20 \div 40 \text{ кг/м}^3$;

$\Sigma l_{\text{ді}}$ – сума довжин ділянок розрахункового напрямку, м;

α_1 – коефіцієнт сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів.

5. Обчислюють критичну ступінь сухості пари (відносну кількість пари вторинного скипання), за якої можливе стрибкоподібне перетворення конденсату на пару з повним його скипанням

$$X_{\text{кр}} = (i'_{\text{пі}} - i'_{\text{кд}}) / r_{\text{кд}}, \quad (10.52)$$

де $i'_{\text{пі}}$ та $i'_{\text{кд}}$ – ентальпія води на лінії насичення за початкового тиску напрямку (до конденсатовідвідника) та кінцевого тиску, прийнятому на джерелі тепла, кДж/кг;

$r_{\text{кд}}$ – теплота конденсації (пароутворення) за тиску в збірному баку на джерелі тепла, кДж/кг.

6. Знаходять критичну густину суміші

$$\rho_{\text{кр}} = \rho'_{\text{д}} \rho''_{\text{д}} / [X_{\text{кр}} (\rho'_{\text{д}} - \rho''_{\text{д}}) + \rho''_{\text{д}}], \quad (10.53)$$

де $\rho'_{\text{д}}$ та $\rho''_{\text{д}}$ – густини води та пари на лінії насичення при кінцевому тиску на джерелі тепла, кг/м^3 .

7. Визначають величину рекомендованого внутрішнього діаметра ділянки, з якого потрібно починати його фактичний підбір та ув'язування

$$d_{\text{в}} = \left(\frac{0,01586 \cdot l_{\text{ді}} \cdot (1 + \alpha_1) \cdot G_{\text{кк}}^2}{[(P_{\text{пд}} - P_6) \cdot 10^6 + (h_{\Gamma}^{\Pi} - h_{\Gamma}^{\kappa}) \cdot \rho_{\text{кр}} \cdot 9,81] \cdot \rho_{\text{кр}}} \right)^{1/5,25}, \quad (10.54)$$

де $l_{\text{ді}}$ – довжина ділянки, що розраховується, м;

α_1 – коефіцієнт сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів, у першому наближенні можна приймати $0,3 \div 0,4$;

$G_{\text{кк}}$ – 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_6 – прийнятий тиск у збірному баку на джерелі тепла, МПа;

h_{Γ}^{Π} і h_{Γ}^{κ} – геодезичні позначки відповідно початкової та кінцевої точок напрямку, м;

$\rho_{\text{кр}}$ – критична густина пароводяної суміші, кг/м^3 .

8. Обчислюють середні питомі втрати тиску для всіх споживачів R_{cp} , Па/м, за густини $\rho_T = 958,4$ кг/м³

$$R_{cp} = R_{сер} \rho_{сум} / 958,4. \quad (10.55)$$

9. Підбирають діаметр конденсатопроводу d_b на ділянці за умови $R_d \approx R_{cp}$, враховуючи формулу (10.51) та орієнтуючись на діаметр d_b , а також визначають табличну швидкість w_{td} .

10. Перераховують питомі втрати тиску на фактичну густину

$$R_p = R_d 958,4 / \rho_{сум}. \quad (10.56)$$

11. Обчислюють передбачуваний тиск конденсату в кінці ділянки

$$P_{кп} = P''_{ки} - [R_p l_d (1 + \alpha_1) - (h_{г}^{пд} - h_{г}^{кд}) \cdot \rho_{сум} 9,81] / 10^6, \quad (10.57)$$

де $h_{г}^{пд}$ і $h_{г}^{кд}$ – геодезичні позначки відповідно початкової та кінцевої точок ділянки, м.

12. Обчислюють ступінь сухості пари (відносну кількість пари вторинного скипання) у кінці ділянки

$$x = (i'_{пi} - i'_{ки}) / r_{ки}, \quad (10.58)$$

де $i'_{пi}$ і $i'_{ки}$ – ентальпія води на лінії насичення за початкового тиску напрямку (до конденсатовідвідника) та кінцевому тиску ділянки, кДж/кг;

$r_{ки}$ – теплота конденсації (пароутворення) за кінцевого тиску ділянки, кДж/кг.

13. Обчислюють розрахункову густину суміші

$$\rho_{cp} = \rho'_i \rho''_i / [x (\rho'_i - \rho''_i) + \rho''_i], \quad (10.59)$$

де ρ'_i і ρ''_i – густини води та пари на лінії насичення при кінцевому тиску ділянки, кг/м³.

14. Вибирають значення коефіцієнта перерахунку табличних даних на фактичні ϕ або обчислюють за формулою

$$\phi = 958,4 / \rho_{cp}. \quad (10.60)$$

15. Обчислюють фактичну швидкість суміші на ділянці $w_{сф}$

$$w_{сф} = \phi w_{td}. \quad (10.61)$$

16. Обчислюють фактичні питомі втрати тиску на ділянці

$$R_{\phi} = \phi R_d. \quad (10.62)$$

17. Обчислюють фактичний тиск конденсату в кінці ділянки

$$P_{\text{кдф}} = P''_{\text{кі}} - [R_{\text{ф}} l_i(1 + \alpha) - (h_{\text{Г}}^{\text{п}} - h_{\text{Г}}^{\text{к}}) \cdot \rho_{\text{ср}} 9,81]/10^6. \quad (10.63)$$

Якщо прийнята густина суміші $\rho_{\text{сум}}$ відрізняється від розрахункової густини суміші $\rho_{\text{ср}}$ більше ніж на 5 %, то необхідно її урівняти, після чого можна ув'язувати ділянку шляхом зміни діаметра або типу труб. Остаточне ув'язування окремих ділянок та напрямків здійснюється зміною кількості конденсату, що повертається від споживачів шляхом корегування коефіцієнтів повернення.

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, та повного википання конденсату, що є недопустимим. До того ж до вакуумного паропроводу не можна застосовувати методику розрахунку двофазного конденсатопроводу.

Питання для самоконтролю

1. Які задачі гідравлічного розрахунку теплових мереж?
2. Які максимальні питомі втрати тиску допускаються під час розрахунку основного напрямку водяних теплових мереж?
3. Які максимальні питомі втрати тиску допускаються під час розрахунку відгалужень водяних теплових мереж?
4. Яка максимальна швидкість теплоносія допускається у водяних системах теплопостачання?
5. Яка максимальна швидкість теплоносія допускається у парових системах теплопостачання?
6. Чому рекомендована мінімальна швидкість теплоносія у водяних системах теплопостачання 0,2 м/с?
7. Який мінімальний діаметр приймається під час розрахунку основного напрямку водяних теплових мереж?
8. Який мінімальний діаметр приймається під час розрахунку відгалужень водяних теплових мереж?
9. Який мінімальний діаметр приймається під час розрахунку мереж гарячого водопостачання?
10. Чому питомі втрати тиску у мережах гарячого водопостачання, за однаковими діаметрами та витратами, будуть більшими, ніж у водяних системах теплопостачання?

11 П'ЄЗОМЕТРИЧНИЙ ГРАФІК

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 самих одиницях – одиницях довжини (зазвичай – у метрах), що дозволяє легше й точніше узгоджувати режими роботи системи з особливостями геометрії її складових. До того ж за результатами побудови п'єзометричного графіка підбирається основне обладнання систем – насосне, оскільки потрібний напір будь-якого насоса³³ визначає саме прийнятий до роботи п'єзометричний графік.

П'єзометричний напір – це висота стовпа рідини, що створює тиск, який дорівнює тиску цієї рідини у 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 динамічного³⁴.

Статичний режим встановлюється у 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 що є одним із втілень закону сполучених судин.

У динамічному режимі внаслідок руху теплоносія тиск весь час втрачається саме в напрямку руху, тому найбільшим тиск (напір) буде на виході

³³ На джерелі тепла – мережного та підживлювального, на насосних станціях, теплових пунктах та в споживачів – підвищувального, розвантажувального, змішувального.

³⁴ 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).

з мережного насоса, а найменшим – на вході в нього³⁵. 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 – це вісь відстаней, що починається з нульових значень. У початковій точці горизонтальної осі зазвичай 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, тобто 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 в курсовому проєкті. Але початковий відлік вертикальної осі завжди приймають не нульовим, а дещо меншим за значення найнижчої позначки місцевості, округлюючи її в менший бік із кроком, кратним 5 м.

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 є однаковим, 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, ніж мінімальний напір, який приймається з умови забезпечення відсутності вакууму в будь-якій точці системи, що гарантується розташуванням напору вище за будь-яку точку системи теплопостачання або підключених до неї споживачів.

2. Статичний напір не повинен перевищувати межу міцності будь-якого елементу системи, включаючи приєднаних абонентів; враховуючи, що саме

³⁵ 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.

обладнання абонентських систем підбирається за меншою межею міцності, 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 напорів³⁶.

Враховуючи запас у 5 м, лінія мінімального статичного напору будується шляхом з'єднання точок, вищих від верхніх точок абонентів (абонентських систем) на 5 м. Аналогічно, лінія максимального статичного напору будується шляхом з'єднання точок, вищих від нижніх точок абонентів (абонентських систем) на 55 м³⁷, оскільки саме в нижніх точках теплоносій під дією власної ваги буде розвивати найбільший тиск або напір³⁸.

Лінія фактичного статичного напору – це горизонтальна пряма лінія, що має повністю розташовуватися між обома обмежувальними лініями. Тобто лінія статичного напору не повинна ніде перетинати ані лінію мінімальних, ані лінію максимальних статичних напорів³⁹.

11.3 Побудова п'єзометричного графіка в динамічному режимі

У динамічному режимі напори в подавальній магістралі завжди більші, ніж на однойменних ділянках зворотної магістралі, тому лінія кожної з магістралей будується окремо й має свої обмеження.

Лінія мінімальних статичних напорів у 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, ніж на 1–2 м, і запас у 5 м перекидає ці відхилення, тому на таких ділянках дозволяється будувати лінію мінімальних статичних напорів у

³⁶ Після побудови графіка обмежувальні лінії можна не відображати.

³⁷ Висота 55 м – це 60 м напору, який має витримувати будь-яке обладнання та компоненти санітарно-технічних систем, мінус 5 м запасу.

³⁸ У складних випадках для систем теплопостачання значної протяжності та/або в разі рельєфу місцевості з великими розбіжностями позначок 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 від нижніх точок тих споживачів, для яких використовується більш міцне обладнання, ніж зазвичай.

³⁹ Допускається лише торкання основною лінією обмежувальної лінії.

зворотної магістралі на 5 метрів вище рівня землі. Але у разі використання надземного прокладання 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 надземного прокладання лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується на 5 метрів вище від осі трубопроводів.

Лінія максимальних напорів зворотної магістралі будується виходячи з тих самих умов, що й лінія максимальних статичних напорів (забезпечення не перевищення межі міцності приєднаних абонентських систем), тому ці дві лінії співпадають і зливаються в одну.

Лінія мінімальних напорів подавальної магістралі для не перегрітого теплоносія⁴⁰ будується за тими ж вимогами, що й лінія мінімальних напорів зворотної магістралі, а тому вони співпадають та зливаються в одну.

Лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується за умови не перевищення межі міцності трубопроводів та обладнання самої системи теплопостачання. Традиційно будь-яка система теплопостачання повинна бути укомплектована 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 метрів вище осі теплотраси, проте за необхідності (складний рельєф, протяжна траса) може бути піднята до рівня 155 м. У останньому варіанті все комплектування теплотраси має повністю відповідати вимогам роботи за тиску 1,6 МПа.

Кожна з ліній фактичних напорів подавальної і 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.

⁴⁰ Перегрітою водою називають воду, що має температуру, вищу за температуру кипіння при атмосферному 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 при тиску 0,79 бар – за температури 94 °С.

11.4 Побудова п'єзометричного графіка з підвищувальними станціями

При спокійному рельєфі місцевості, але великої протяжності теплових мереж виникає необхідність у встановленні насосних підвищувальних підстанцій на подавальній і зворотній лінії. Це пов'язано з тим, що допустимі втрати тиску в подавальному і зворотному трубопроводах виявляються недостатніми для забезпечення оптимальних гідравлічних ухилів, а їхнє збільшення шляхом встановлення мережних насосів, що розвивають великі напори, неможливо за умови міцності трубопроводів та обладнання. При встановленні підвищувальних підстанцій по трасі теплової мережі збільшується загальний напір насосів, що забезпечує циркуляцію води в системі, збільшуються гідравлічні ухили при незмінному положенні верхньої та нижньої меж напорів у подавальному та зворотному трубопроводах.

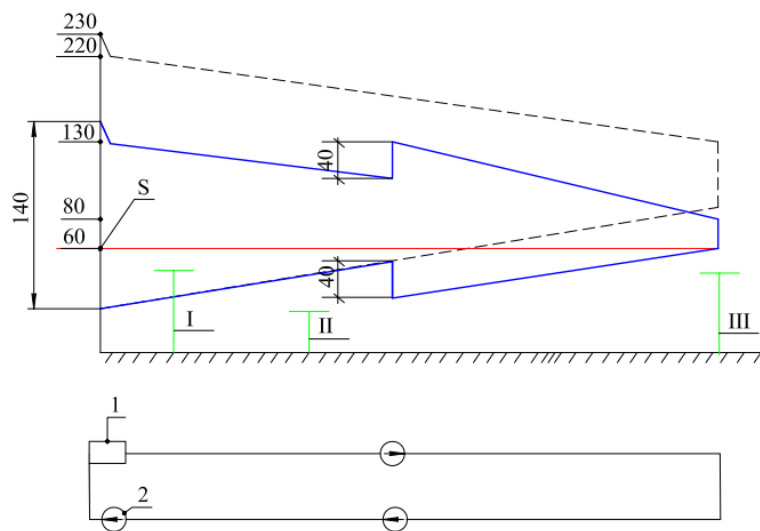


Рисунок 11.1 – П'єзометричний графік з підвищувальною станцією:

1 – котел; 2 – мережний насос

Установка підвищувальних підстанцій дозволяє також збільшити пропускну спроможність діючої системи теплопостачання. На рисунку 11.1 угорі наведено п'єзометричний графік теплової мережі великої протяжності, а внизу показано розташування джерела тепла, трубопроводів та підвищувальних станцій.

11.5 Побудова п'єзометричного графіка з дросельними станціями

За наявності значної різниці геодезичних відміток землі виникає питання статичної лінії, пов'язане з поділом системи теплопостачання на статичні зони. Одна статична зона з низькими геодезичними відмітками, друга – з високими.

Розглянемо принципову схему теплопостачання та п'єзометричний графік району із значною різницею геодезичних позначок. Різниця позначок між верхньою та нижньою зоною становить 40 м, висота споживачів 30 м. Для можливості заповнення водою будівель III та IV, висотою у 30 м, розташованих на позначці 40 м та підтримання статичного рівня у 5 м відмітка статичного рівня має становити 75 м. Однак, залежно від схеми під'єднання систем опалення до теплових мереж через абонентські вводи та типу встановлених нагрівальних приладів, такий напір може бути неприпустимим (рис. 11.2).

При залежному приєднанні абонентських вводів до теплових мереж та при встановлених чавунних нагрівальних приладах максимальне значення становить 60 м.

Вирішенням цього питання є поділ системи теплопостачання на 2 зони з різними рівнями статичних напорів. Верхня зона 75 м, нижня зона 40 м. За такої схеми можна підключити всіх споживачів за залежною схемою, незалежно від типу нагрівальних приладів. Щоб під час відключення мережних насосів рівні статичних тисків встановилися відповідно до прийнятих двох зон, у місці їхнього з'єднання мають розділовий пристрій, який захищає теплову мережу від підвищеного тиску, автоматично розсікаючи її, при зупинці мережевого насоса, на дві гідравлічні незалежні зони: верхню і нижню.

При зупинці мережевого насоса падіння тиску Т2 запобігає регулятору тиску «до себе» п. 7, підтримуючи постійний заданий напір. Після падіння тиску він закривається. Падінню тиску Т1 запобігає зворотний клапан п. 8. Таким чином РД і зворотний клапан розсікають теплову мережу на дві зони, крім цього, РД при динамічному режимі, включеному мережевому насосі, скидає тиск Т2. Для підживлення верхньої зони встановлений підживлювальний насос п. 4, а для підживлення нижньої зони підживлювальний насос п. 3. Напір, що розвивається насосом верхньої зони п. 4, дорівнює різниці гідростатичних напорів верхньої та нижньої зон.

Дросельна станція при гідродинамічному режимі дозволяє підтримувати тиск у зворотному трубопроводі не нижче статичних рівнів верхньої та нижньої зон. Під час побудови цього графіка необхідно враховувати «нескипаність» трубопроводу, що подає, яка залежить від температури теплоносія. За цим графіком ми можемо підключити всіх споживачів за залежною схемою.

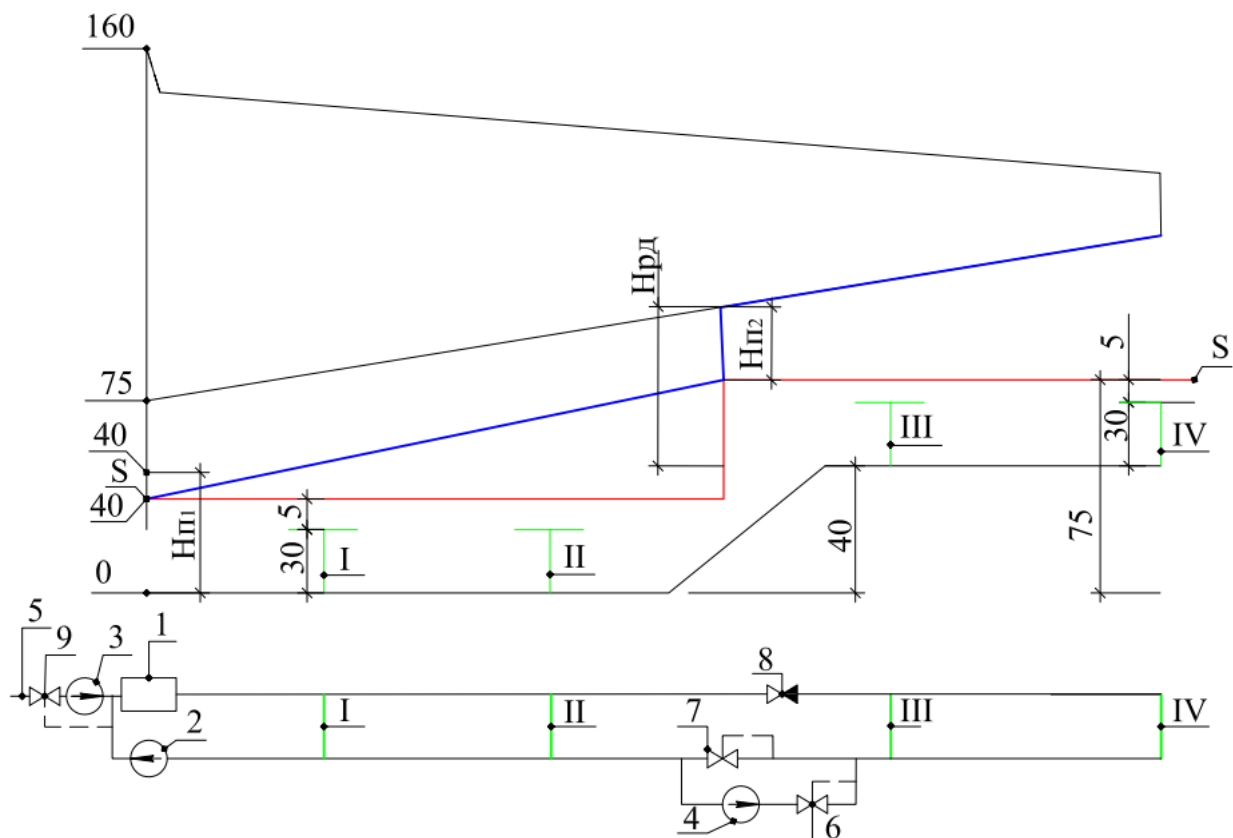


Рисунок 11.2 – П'єзометричний графік із дросельною станцією:

- 1 – котел 2 – мережний насос; 3 – підживлювальний насос нижньої зони;
 4 – підживлювальний насос верхньої зони; 5 – підживлювальна вода;
 6 – регулятор підживлювання верхньої зони; 7 – регулятор тиску «до себе»;
 8 – зворотний клапан; 9 – регулятор підживлювання нижньої зони;
 $H_{п1}$ – напір підживлювального насосу нижньої зони; $H_{п2}$ – напір підживлювального насосу верхньої зони; $H_{рд}$ – напір, на який налаштовані регулятори 6 і 7

Іншим можливим рішенням є підключення частини абонентів за незалежною схемою, що розглядає два варіанти. Перший варіант: встановити статичний рівень по нижній зоні, тоді абонентів верхньої зони підключити за незалежною схемою, у зв'язку з мінімальним наявним натиском у абонента IV. Другий варіант: встановити статичний рівень на позначці верхньої зони, тоді абонентів нижньої зони підключити за незалежною схемою, щоб уникнути великого тиску на Т2 споживачів I та II.

11.6 Побудова п'єзометричного графіка з підкачувальними станціями

Якщо зниження рельєфу території від джерела тепла істотно, тоді може виникнути така ситуація, коли буде необхідно розділяти систему на дві статичні зони: верхню поблизу джерела та нижню на периферії. Такий випадок показано

на рисунку. Щоб знизити тиск у зворотній лінії, у кінцевій частині магістралі в точці встановлена насосна підкачувальна підстанція. Насоси розвивають напір у 40 м. Це дозволяє знизити напір, що розвивається мережевими насосами, до 85 м і відповідно знизити тиск у лінії подачі. Теплова мережа поділена на дві статичні зони: верхню поблизу джерела тепла з п'єзометричним напором в 50 м і нижню в периферійній частині мережі з п'єзометричним напором 50 м. Для поділу мережі при зупинці насосів на дві статичні зони на лінії подачі встановлений автомат розсічки, а на зворотній лінії – зворотний клапан. Після зупинки насосів тиск у трубопроводах починає вирівнюватися і зростає тиск у зворотному трубопроводі на ділянці від насосної підстанції до кінцевої точки. Зростання тиску передається по імпульсній трубці до регулятора, що керує клапаном розсічки, клапан закривається і гідравлічно роз'єднує лінію, що подає на дві зони.

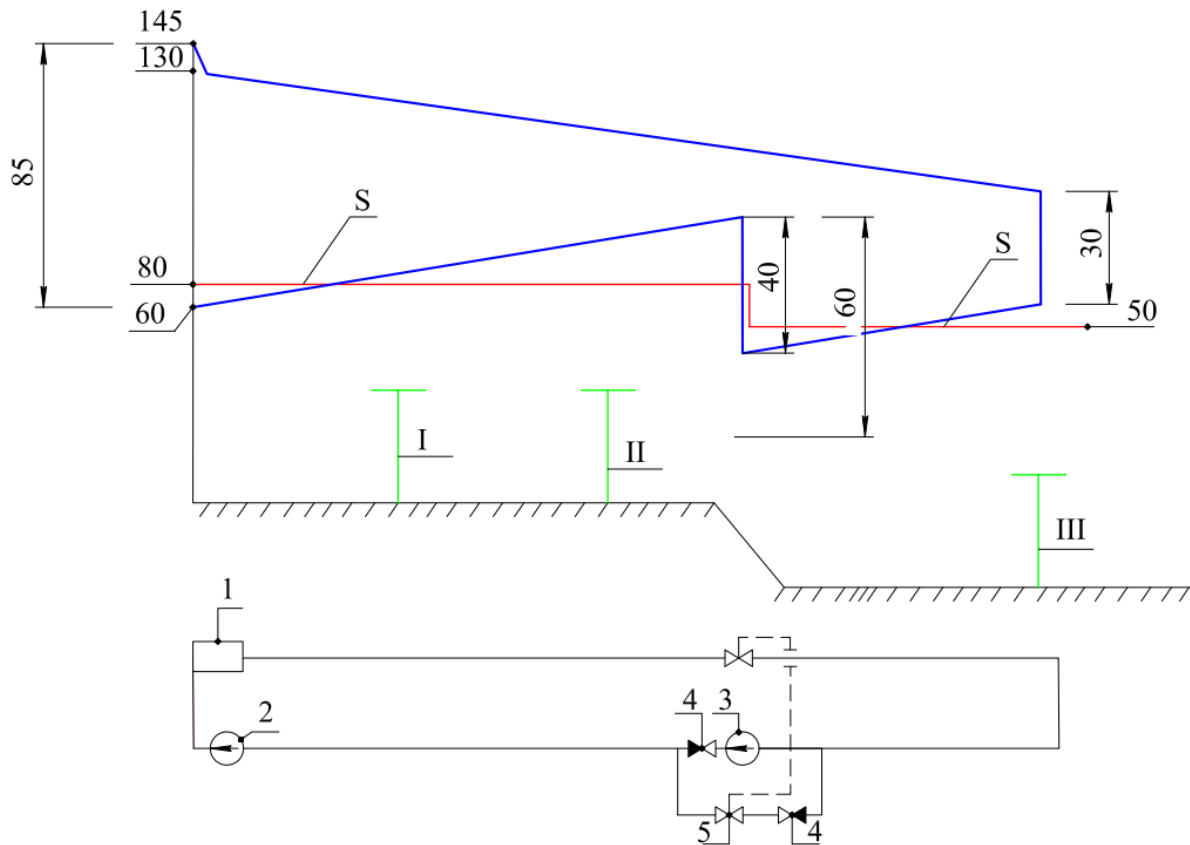


Рисунок 11.3 – П'єзометричний графік з підкачувальною станцією:

1 – котел 2 – мережний насос; 3 – підкачувальний насос; 4 – зворотний клапан; 5 – регулятор підживлювання нижньої зони

Перетіканню води з верхньої зони в нижню запобігає зворотний клапан, встановлений на зворотній лінії. У результаті при статичному режимі мережа буде поділена на дві зони з рівнями s_1-s_1 ; s_2-s_2 . Підтримання статичного рівня верхньої зони забезпечує живильний пристрій джерела тепла. Підтримка статичного рівня нижньої зони забезпечує двоімпульсний дросельний клапан.

Основним імпульсом є тиск у зворотній лінії, дозвільним – тиск у лінії подачі нижньої зони (рис. 11.3).

Питання для самоконтролю

1. В одній теплообмінній системі робочою ріденою є вода, у другій – олія. Чи будуть однаковими рівні рідин у п'єзометрах, установлених на виходах з насосів, якщо манометри в цих точках показують однакові тиски?

2. Чи можна вживати п'єзометри в системах, що працюють з газоподібними середовищами?

3. У яких гідравлічних режимах може перебувати система теплопостачання?

4. Як називається гідравлічний режим системи з моменту ввімкнення мережного насоса?

5. Унаслідок дії яких чинників перехід системи зі статичного стану в динамічний не відбувається одномоментно?

6. Як зміниться витрата теплоносія на джерелі тепла в разі відключення одного зі споживачів, якщо напір, створюваний мережним насосом, залишати незмінним?

7. Що становить нейтральна точка теплової мережі?

8. Наскільки потрібно змінити напір мережного насоса для того, щоб витрата мережної води на виході з джерела теплопостачання зросла вдвічі?

9. Чи будуть у статичному режимі однаковими показання манометрів на вводах до будівель, розташованих на різних позначках місцевості?

10. Чим буде відрізнятися гідравлічний режим мережі з дроселювальною насосною станцією від режиму з одним регулятором тиску або постійним опором, встановленим на місті станції?

12 ТРУБИ Й АРМАТУРА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

12.1 Труби в теплових мережах

Згідно з [1] визначення категорії трубопроводів, арматури, деталей трубопроводів та іншого обладнання теплових мереж, а також розрахунок міцності та навантажень на опори трубопроводів повинен виконуватись виходячи з максимальних параметрів теплової мережі (тиск, температура). Робочий тиск повинен прийматися за тиском по подавальному трубопроводу, при роботі мережевих насосів, з урахуванням рельєфу місцевості, але не менше 1,0 МПа для трубопроводів з діаметром до 500 мм, і теплової потужності 1 000 МВт, і не менше 1,6 МПа для трубопроводів з діаметром понад 500 мм. Робоча температура приймається також по подавальному трубопроводу.

У системах гарячого водопостачання подавальні та циркуляційні трубопроводи приймаються з умов робочого тиску та температури 75 °С у трубопроводі гарячого водопостачання.

Вимоги до труб:

- механічна міцність та герметичність при заданих тисках та температурах;
- малий коефіцієнт лінійного подовження, що забезпечує мінімальну температурну напругу, при змінах температурних режимів;
- антикорозійна стійкість;
- нормативний термічний опір теплової ізоляції, що забезпечує збереження теплоти та температури теплоносія;
- постійні характеристики матеріалів труб при довгостроковому впливі підвищених температур і тисків;
- низька величина коефіцієнта шорсткості внутрішньої поверхні труб;
- відсутність ерозії внутрішньої поверхні труб;
- простота, надійність елементів, що з'єднуються, і деталей трубопроводів;
- невелика вартість, простота монтажу та експлуатації.

Усі існуючі типи труб із різних матеріалів не задовольняють одночасно всім перерахованим вимогам. Труби з полімерних матеріалів мають антикорозійну стійкість, низький коефіцієнт шорсткості стінок, але схильні до великих температурних подовжень, а також схильні до впливу високих температур і тисків.

Згідно з [1] застосовують такі матеріали труб:

- магістральні мережі – сталеві безшовні та електрозварні;
- розподільні мережі з температурою понад 115 °С – сталеві безшовні та

електрозварні;

- розподільні мережі з температурою до 115 °С та з тиском до 1,6 МПа;
- труби з реактопластів (вуглепластика та високотемпературних склопластиківна основі епоксидних смол);
- розподільні мережі з температурою до 90 °С та з тиском до 1,6 МПа – труби із структурного поліетилену РЕ-Х;
- розподільні мережі з температурою до 80 °С та з тиском до 1,6 МПа – труби з поліпропілену ПП-80 або хлорованого полівінілхлориду ХПВХ.

При цьому труби, незалежно від матеріалу, повинні бути попередньо ізольованими і термін експлуатації трубопроводів повинен становити не менше 25 років.

Для систем гарячого водопостачання потрібно використовувати попередньоізольовані труби з полімерних термостійких матеріалів.

Конструкція попередньо ізольованих сталевих труб наведена на рисунку 12.1.

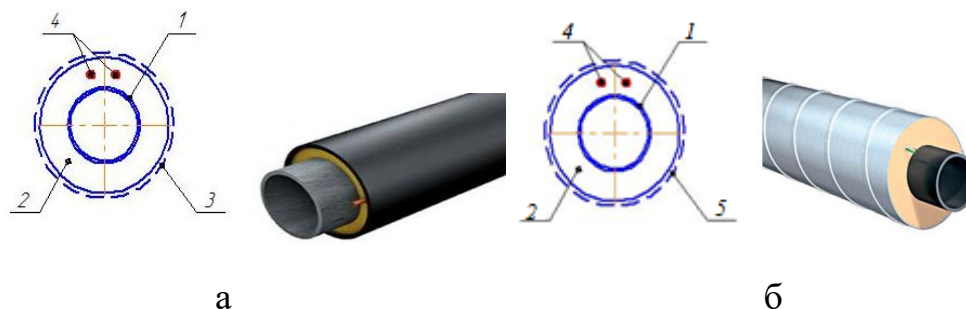


Рисунок 12.1 – Попередньо ізольований трубопровід:

а – для підземного прокладання; б – для надземного прокладання «Спіро»;

1 – сталевий трубопровід; 2 – пінополіуретанова ізоляція;

3 – поліетиленовий захисний шар; 4 – дроти аварійної сигналізації;

5 – захисний шар металевий з оцинкованого листа або з алюмінієвого листа

У конструкції теплової ізоляції для надземного прокладання використовується захисний шар у вигляді металевого листа, оцинкованого або алюмінієвого, порівняно з поліетиленовим шаром для підземного прокладання. Захисний шар із металевого листа захищає теплову ізоляцію від дощу, снігу, потрапляння сонячних променів, які призводять до руйнування теплоізоляційного шару.

Труби КАСАФЛЕКС – система гнучких труб (рис. 12.2), призначених для підземного безканалного прокладання відкритих та закритих високотемпературних систем тепlopостачання, з робочою температурою до 160 °С.

Для низькотемпературних систем теплопостачання з робочою температурою до 95 °С рекомендується застосування труб ІЗОПРОФЛЕКС-А.

Порівняння труб КАСАФЛЕКС із металевими попередньо ізольованими трубопроводами. *Переваги:*

- простота та зниження термінів монтажу;
- самокомпенсовані. Під час прокладання не потрібні компенсатори, відводи, нерухомі опори;
- не схильні до зовнішньої та внутрішньої корозії, їхня пропускна здатність зберігається протягом всього терміну експлуатації;
- дозволяє плавно обходити перешкоди: будови, комунікації, дерева, що окремо стоять.

Недоліки:

- вартість;
- чутливі до механічних ушкоджень;
- тільки для підземного прокладання.

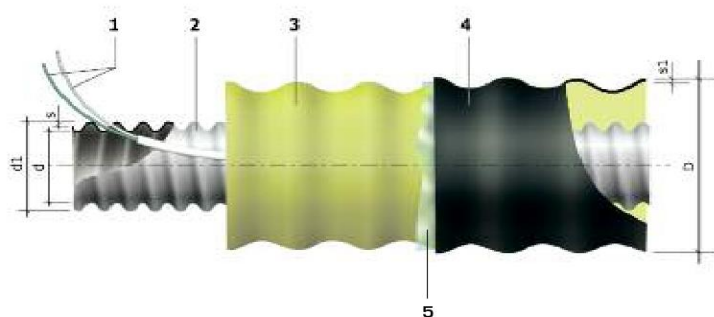


Рисунок 12.2 – Конструкція труб КАСАФЛЕКС:

1 – сигнальний кабель; 2 – напірна гофрована труба з хромо-нікелевої сталі; 3 – теплоізоляція з пінополіізоціанурату; 4 – гофрована захисна оболонка з поліетилену низької щільності; 5 – бар'єрний шар

Труби ІЗОПРОФЛЕКС SDR 11 – призначені для мереж гарячого водопостачання та теплопостачання з максимальним робочим тиском 0,6 МПа та робочою температурою 95 °С.

Конструкція труби ІЗОПРОФЛЕКС наведена на рисунку 12.3.

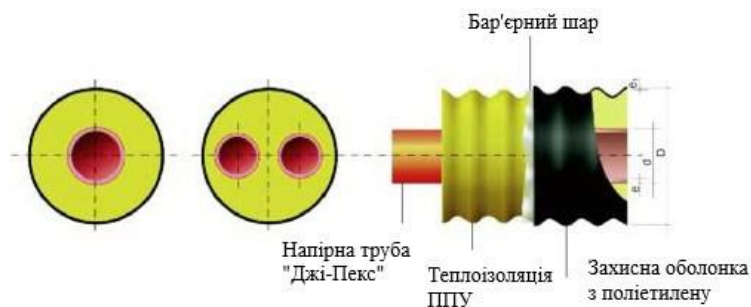


Рисунок 12.3 – Конструкція труби ІЗОПРОФЛЕКС

Труба ІЗОПРОФЛЕКС-А – призначена для мереж гарячого водопостачання та тепlopостачання з максимальним робочим тиском 1,0 МПа та робочою температурою 115 °С.

Конструкція труби ІЗОПРОФЛЕКС А наведена на рисунку 12.4.

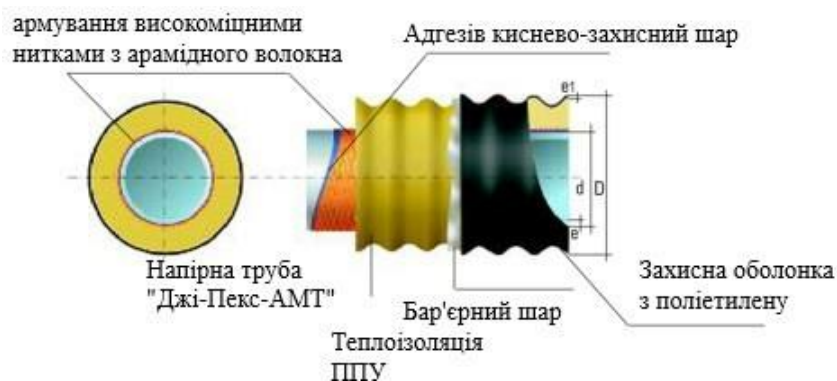


Рисунок 12.4 – Конструкція труби ІЗОПРОФЛЕКС-А

Труба SMITFLEX-P – гнучка попередньо ізольована труба з напірною полімерною трубою, покрита антидифузійним шаром. Призначена для підземного прокладання (канального, безканального) систем тепlopостачання (гарячого водопостачання) з температурою до 95 °С і тиском до 1,0 МПа. (Допускається короткочасне підвищення температури до 116 °С).

Конструкція труби SMITFLEX-P наведена на рисунку 12.5.

Труба SMITFLEX-PV – гнучка попередньо ізольована труба з напірною полімерною трубою, покрита антидифузійним шаром. Призначена для підземного прокладання (канального, безканального) систем тепlopостачання (гарячого водопостачання) з температурою до 80 °С і тиском до 1,0 МПа.

Конструкція труби SMITFLEX-PV аналогічна конструкції труби SMITFLEX-P, яка наведена на рисунку 12.5.

Труби КАСАФЛЕКС, ІЗОПРОФЛЕКС, ІЗОПРОФЛЕКС-А, SMITFLEX-P, SMITFLEX-PV призначені тільки для підземного прокладання теплової мережі.

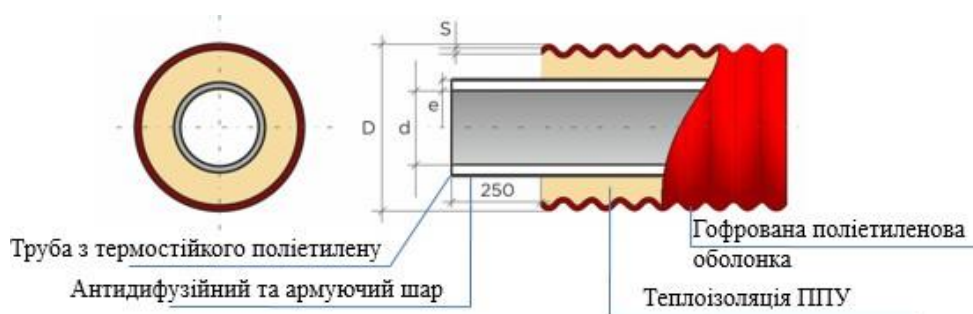


Рисунок 12.5 – Конструкція труби SMITFLEX-P

Необхідно брати до уваги, що при використанні попередньо ізольованих трубопроводів необхідно передбачати встановлення деталей трубопроводів (відводи, трійники, переходи тощо) також попередньо ізольованих. У місці з'єднання трубопроводів із деталями необхідно передбачати теплоізоляцію стику.

12.2 Арматура в теплових мережах

Деякі види арматури наведені на рисунку 12.6.

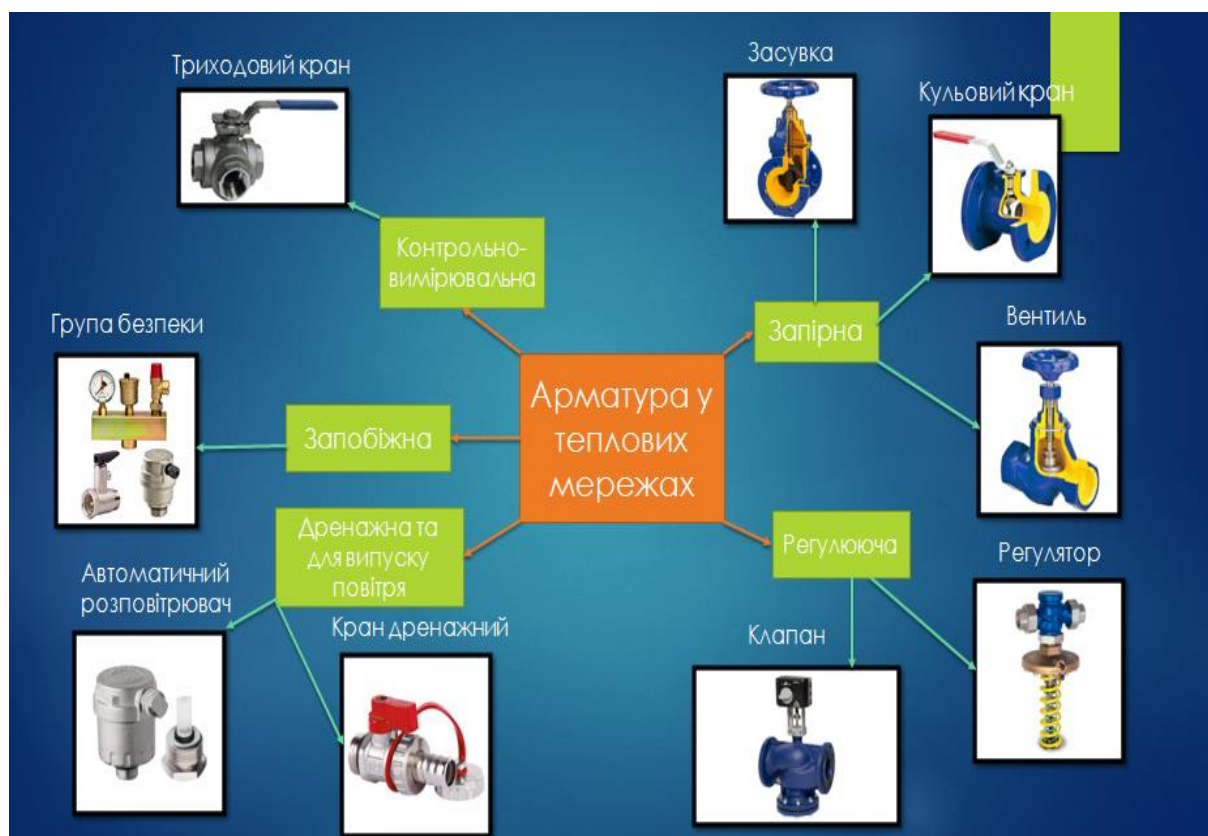


Рисунок 12.6 – Арматура у теплових мережах

12.2.1 Запірна арматура

До запірної арматури відносять: засувки, кульові крани, вентилі. Конструкція засувки наведена на рисунку 12.7; конструкція кульових кранів на рисунку 12.8; конструкція вентиля на рисунку 12.9.

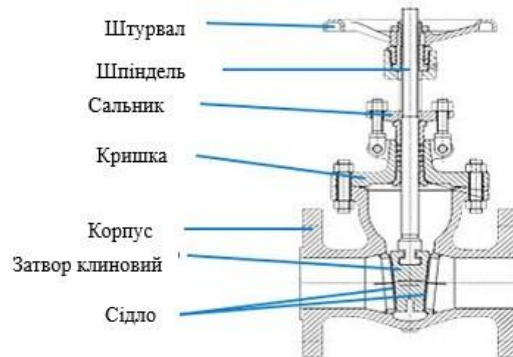
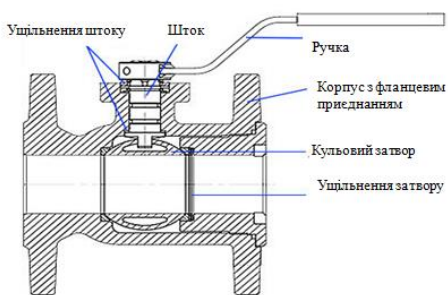
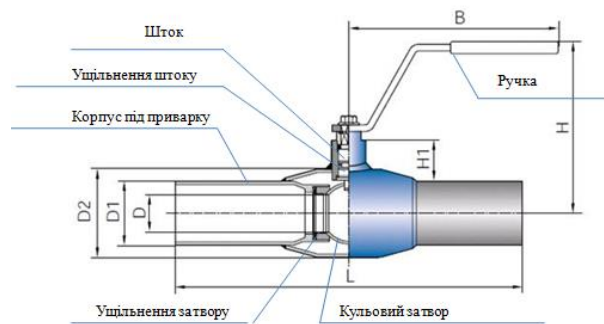


Рисунок 12.7 – Конструкція засувки

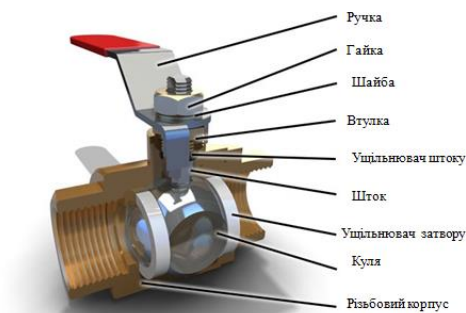
Приєднання засувки до трубопроводів буває тільки – фланцеве з'єднання.



а



б



в

Рисунок 12.8 – Конструкція кульового крана:

а – фланцевий; б – зварний; в – різбовий

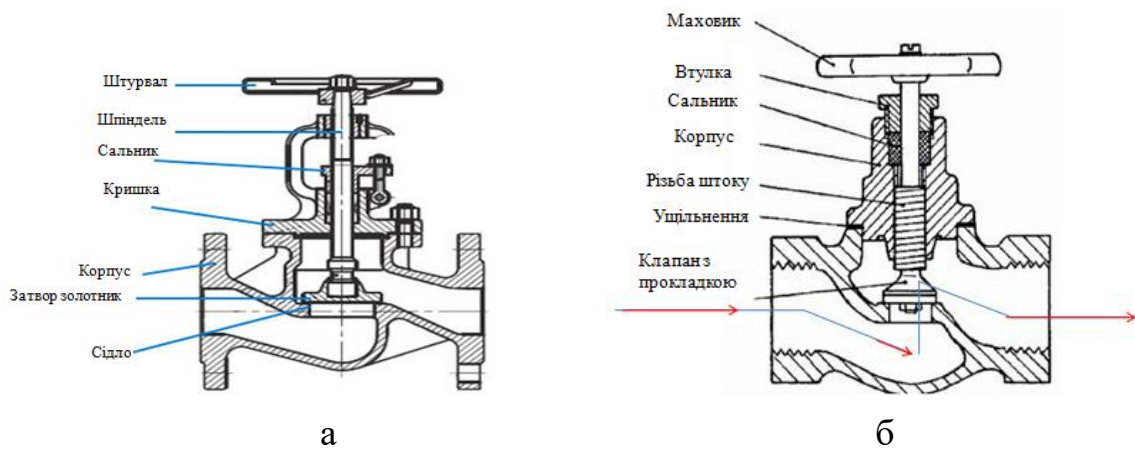


Рисунок 12.9 – Конструкція вентилів:
а – фланцевий; б – різьбовий

Для вентилів вказується напрямок руху води, напрямок повинен бути з низу у верх. Для кульових кранів та засувок напрямок руху є неважливим.

Згідно до вимог [1] запірна арматура передбачається:

1) на виході з джерела теплової енергії, незалежно від параметрів теплоносія та діаметрів трубопроводів;

2) на трубопроводах водяних теплових мереж діаметром 100 мм і більше, на відстані не більше 1 000 м один від одного, з улаштуванням перемичок між подавальними та зворотними трубопроводами для секціонування теплових мереж. При цьому діаметр перемички повинен бути не менше 0,3 діаметра трубопроводу теплових мереж, але не менше 50 мм, на перемичці встановлюється запірна арматура, до і після запірної арматури передбачаються контрольні спускні вентиля діаметром 25 мм. Допускається збільшення відстані між вузлами, що секціонують, для труб із діаметром 400–500 мм – до 1 500 м, для труб з діаметром більше 600 мм – до 3 000 м, а при надземному прокладанні для труб з діаметром понад 900 мм – до 5000 м. На парових теплових мережах та на конденсатопроводах запірну арматуру для секціонування вузлів дозволяється не встановлювати;

3) на вузлах відгалужень розподільних трубопроводів, а також відгалуженнях до будівель;

4) на введеннях у теплові пункти.

Запірна арматура діаметром 500 мм і більше має бути з електроприводом. При підземному прокладанні запірна арматура з електроприводом повинна розміщуватися в камерах з надземними павільйонами або в камерах, що мають природну вентиляцію, що забезпечує параметри повітря для роботи електроприводів обладнання. При надземному прокладанні запірна арматура з електроприводами повинна розміщуватись у павільйонах або мати захист від доступу сторонніх осіб та потрапляння атмосферних опадів. Запірна арматура з

діаметром понад 300 мм і більше має бути з редуктором.

Для запірної арматури у водяних теплових мережах діаметром 500 мм і більше, і з тиском 1,6 МПа і більше або з діаметром 300 мм і більше, і з тиском понад 2,5 МПа, а також на паропроводах діаметром 200 мм і більше і тиском понад 1,6 МПа необхідно передбачати байпаси (обвідні лінії) із встановленою на них запірною арматурою.

На виході з джерела теплопостачання, теплових мережах, а також на введеннях у теплові пункти зазвичай потрібно передбачати запірну сталеву арматуру. Можна передбачати запірну арматуру з латуні та бронзи за температури теплоносія до 200 °С. На вході до теплових пунктів з тепловою потужністю до 0,2 МВт або за температури теплоносія менше 115 °С можна передбачати запірну арматуру з ковкого або високоміцного чавуну.

Забороняється, крім теплових пунктів та систем гарячого водопостачання, використання арматури із сірого чавуну при розрахунковій опалювальній температурі зовнішнього повітря нижче, ніж мінус 10 °С. У приміщеннях теплових пунктів дозволяється установка запірної арматури з ковкого, високоміцного або сірого чавуну. При цьому необхідно забезпечити її захист від зусиль, що згинають. Для теплових мереж використовують або фланцеву або зварну запірну арматуру. Муфтова арматура використовується на теплових мережах з тиском до 1,6 МПа і температурою нижче 115 °С, при використанні водогазопровідних труб.

Арматуру для секціонування вузлів при підземній прокладці варто передбачати в камерах або павільйонах, у доступних для обслуговування місцях. Використовувати запірну арматуру як регулювальну забороняється.

12.2.2 Регулювальна арматура

До неї відносять клапани різного призначення. Регулювальна арматура може бути фланцева, так і муфтова. Встановлюється на джерелах теплопостачання, теплових пунктах, дросельних станціях, тощо.

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 ГВ) та регулятори теплового потоку (систем опалення та вентиляції).

Ручні клапани балансування

Призначення: обмеження максимальної витрати теплоносія на абонентських вводах споживачів.

Недоліки порівняно з автоматичним регулюванням: у разі зміни гідравлічних режимів теплової мережі – змінюються витрати теплоносія.

Переваги порівняно з автоматичним регулюванням – вартість.

Конструкція ручного клапана балансування наведена на рисунку 12.10.

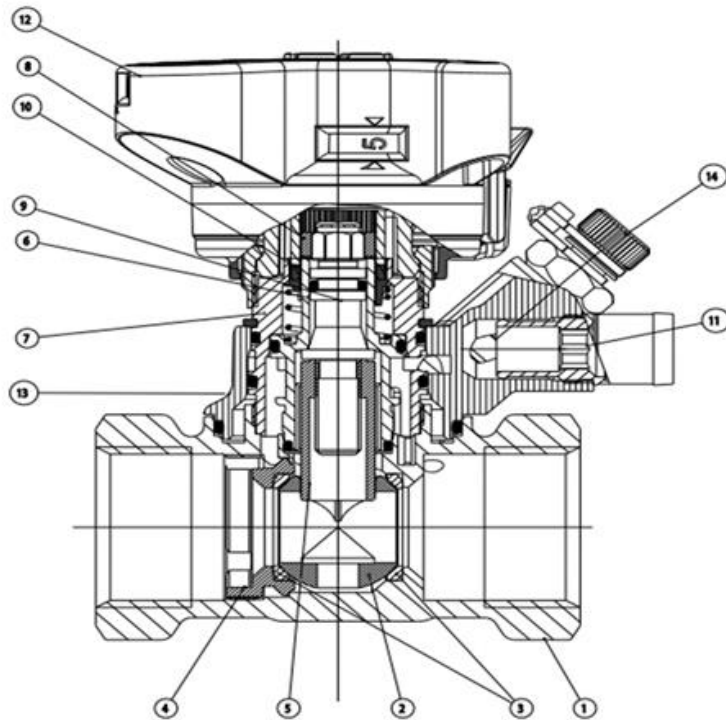


Рисунок 12.10 – Конструкція ручного клапана балансування:

1 – корпус клапана; 2 – кульовий кран; 3 – ущільнення кульового крана; 4 – затискний гвинт; 5 – конус клапана; 6 – ущільнювальна втулка; 7 – горловина клапана; 8 – гвинт налаштування; 8 – шток; 9 – блокатор налаштування; 10 – зливний кран; 11 – налаштовувальна рукоятка; 12 – поворотний блок; 13 – вимірювальний ніпель

Автоматичні клапани балансування

Призначення: регулювання необхідної витрати теплоносія у системах теплопостачання, опалення, при змінах гідравлічних режимів.

Автоматичні клапани обмежують витрати на встановленому рівні і, таким чином, автоматично забезпечують гідравлічне балансування системи.

Автоматичні комбіновані балансувальні клапани (рис. 12.11) можуть також мати інше застосування. Фактично у будь-якій системі, де потрібні автоматичні регулятори витрати або регулювальні клапани, можуть бути

використані клапани. Наприклад: системи теплопостачання, опалення / охолодження чи невеликі ЦТП, ІТП.

Принцип роботи. Автоматичний регулювальний клапан із вбудованим регулятором перепаду тиску. Регулятор перепаду тиску підтримує постійний перепад тиску на регулювальному клапані незалежно від зміни параметрів у системі. Завдяки такій конструкції витрата обмежується необхідним рівнем автоматично, а регулювальний клапан має пріоритет.

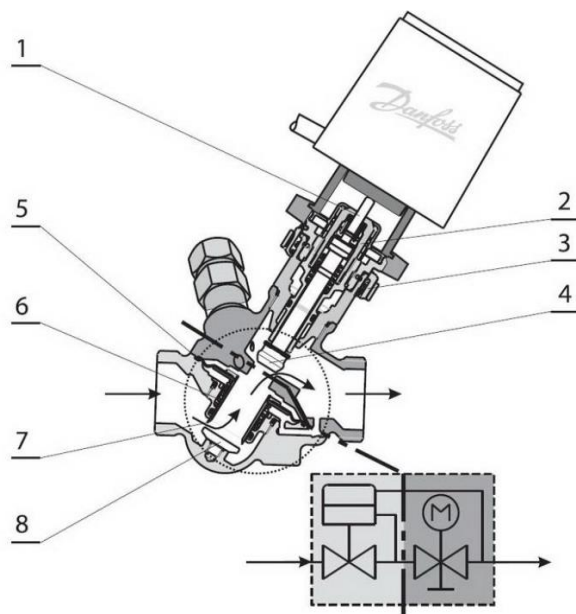


Рисунок 12.11 – Конструкція автоматичного клапана балансування:

1 – шток клапана; 2 – сальникове ущільнення штока клапана; 3 – налаштувальна шкала; 4 – конус клапана; 5 – мембрана; 6 – основна пружина; 7 – конус регулятора перепаду тиску; 8 – сидло регулятора перепаду тиску

Регулятори тиску

Регулятор тиску – це обладнання теплової мережі (ЦТП, ІТП), що підтримує заданий тиск у трубопроводі «до себе», або «після себе», або «перепуску», або «перепаду тиску».

Відповідно регулятор тиску «після себе» підтримує необхідний тиск після регулятора, встановлюється для зниження тиску.

Регулятор тиску «до себе» підтримує необхідний тиск перед регулятором.

Регулятор «перепуску» підтримує стабільний перепад тиску в системі і захищає її від аварійного підвищення тиску.

Регулятор «перепаду тиску» підтримує необхідний перепад тиску на абонентському вводі (ІТП, ЦТП).

Принцип дії регулятора тиску «до себе». Імпульс тиску від вхідного патрубку регулятора передається по вбудованій імпульсній трубці в нижню

порожнину діафрагмового елемент. Друга порожнина діафрагмового елемент взаємодіє з атмосферою. Клапан є нормально закритим та відкривається при підвищенні тиску, підтримуючи його на постійному рівні. Конструкція регулятора тиску «до себе» наведена на рисунку 12.12.

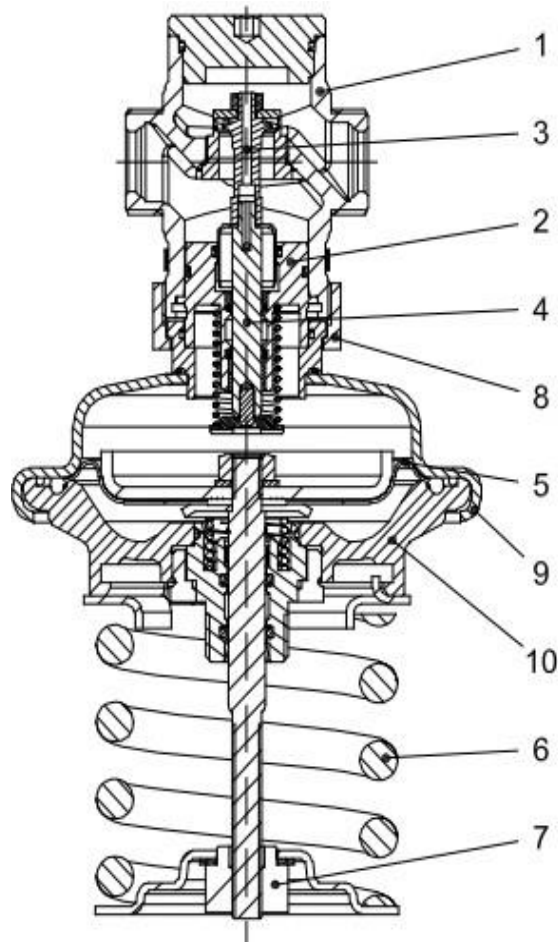


Рисунок 12.12 – Конструкція регулятора тиску «до себе»:

1 – корпус клапана; 2 – вставка клапана; 3 – розвантажений по тиску золотник клапана; 4 – шток клапана; 5 – регулювальна діафрагма; 6 – налаштувальна пружина; 7 – налаштувальна рукоятка; 8 – з'єднувальна гайка; 9 – верхня частина корпусу регулювальної діафрагми; 10 – нижня частина корпусу регулювальної діафрагми

Принцип дії регулятора тиску «після себе». Імпульс тиску після регулятора передається по імпульсній трубці в нижню порожнину діафрагмового блока. Друга порожнина діафрагментного елемента взаємодіє з атмосферою. У разі виникнення різниці тисків на діафрагмі вона прогинається та переміщає пов'язаний із нею через шток конус клапана. Клапан є нормально відкритим і закривається при підвищенні тиску, підтримує його на постійному рівні.

Принцип дії регулятора «перепаду тиску». Імпульси тисків передаються у порожнини діафрагмового елемента по імпульсних трубах або зовнішньої імпульсної трубки і каналу у штоку регулятора. Різниця тисків впливає на регулювальну діафрагму, яка, прогинаючись, переміщає золотник клапана. Клапан закривається зі збільшенням різниці тисків і відкривається при її зниженні, підтримуючи цим перепад на постійному рівні. Регулятор має запобіжний клапан, який захищає регулювальну діафрагму від надто великого перепаду тисків (понад 2,5–3 бар).

Вибір діаметра регуляторів тиску виконується виходячи з поставлених завдань, тисків та пропускної спроможності клапана регулятора тиску.

Регулятор витрати

Автоматичний регулятор постійної витрати призначений для застосування у системах централізованого теплопостачання. Після збільшення витрати понад заданого значення регулятор закриває клапан. Регулятор складається з регулювального фланцевого клапана з дросельним клапаном для завдання витрати та регулювального блока з діафрагмою.

Принцип дії. Середовище, що переміщається, створює перепад тисків на дросельному клапані-обмежувачі. Перепад тисків впливає через імпульсні трубки на регулювальну діафрагму.

Конструкція регулятора витрат наведена на рисунку 12.13.

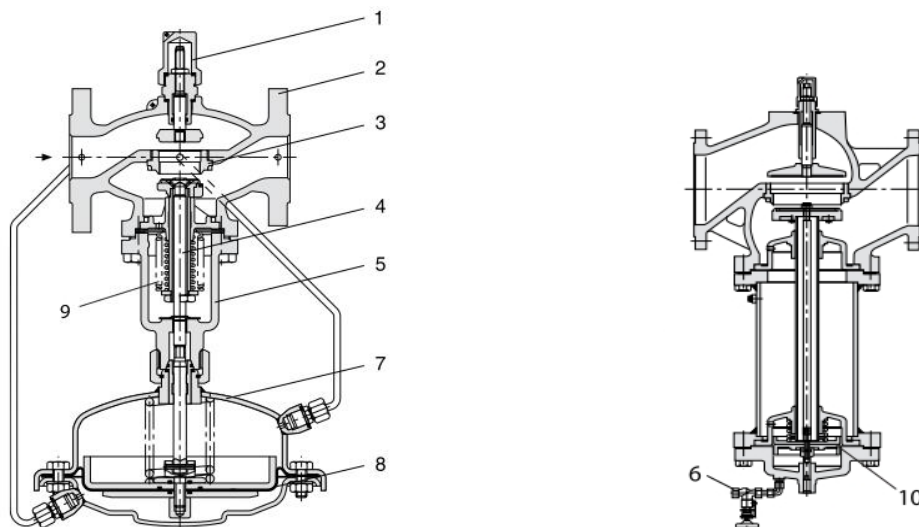


Рисунок 12.13 – Конструкція регулятора витрат:

- 1 – дросельний клапан – обмежувач витрати; 2 – корпус клапана;
- 3 –розвантажений по тиску золотник клапана; 4 – сідло клапана;
- 5 – кришка клапана; 6 – заливальний клапан; 7 – корпус регулювального блока; 8 – регулювальна мембрана; 9 – сильфон розвантаження тиску;
- 12 – мембрана завантаження тиску

Принцип дії регулятора «перепуску». Тиск води від вхідного патрубка регулятора передається імпульсною трубкою в нижню порожнину корпусу регулювальної діафрагми. Тиск впливає з одного боку на діафрагму, а з другого боку йому протидіє зусилля налаштувальної пружини. У разі виникнення різниці цих сил діафрагма прогинається, переміщуючи шток і пов'язаний із ним золотник клапана. Клапан відкривається, коли тиск до нього зростає, та закривається після зниження тиску.

Регулятори температури

Для систем гарячого водопостачання існують регулятори температури «прямої дії» та регулятори, які складаються з контролера, двоходового клапана з електродвигуном та термометра опору.

Конструкція регулятора «прямої дії» наведена на рисунку 12.14.

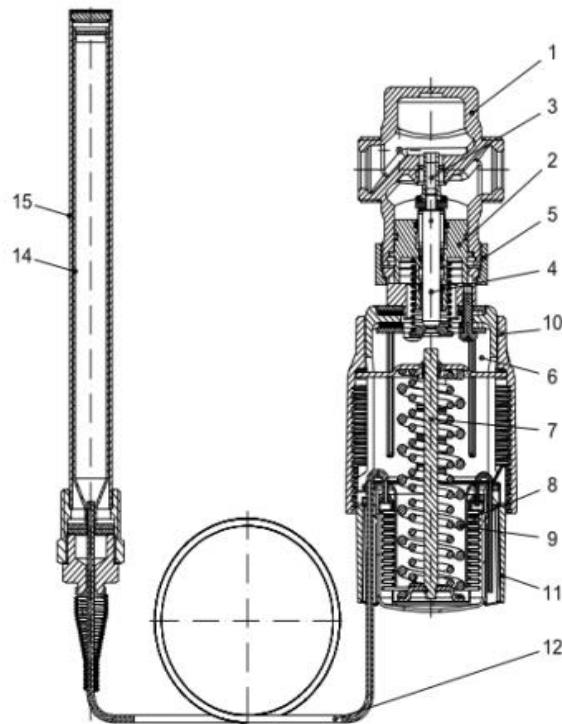


Рисунок 12.14 – Конструкція регулятора «прямої дії»:

- 1 – корпус клапана; 2 – вставка клапана; 3 – розвантажений по тиску золотник клапана; 4 – шток клапана; 5 – з'єднувальна гайка; 6 – термостатичний елемент; 7 – шток термостатичного елемента; 8 – сильфон;
- 9 – налаштувальна пружина; 10 – налаштувальна рукоятка; 11 – шкала налаштування; 12 – капілярна трубка; 13 – захисний шар капіляра;
- 14 – температурний датчик; 15 – захисна гільза

Склад регулятора температури системи гарячого водопостачання, який складається з двоходового (або триходового) клапану з електродвигуном, термометром опору, контролера, наведено на рисунку 12.15.

Склад регулятора температури системи опалення (теплового потоку), який складається з двоходового (або триходового) клапана з електродвигуном, термометрів опору у подавальному (Т1) та зворотному трубопроводі (Т2), термометра опору зовнішнього повітря (Тзп), контролера, наведено на рисунку 12.16.

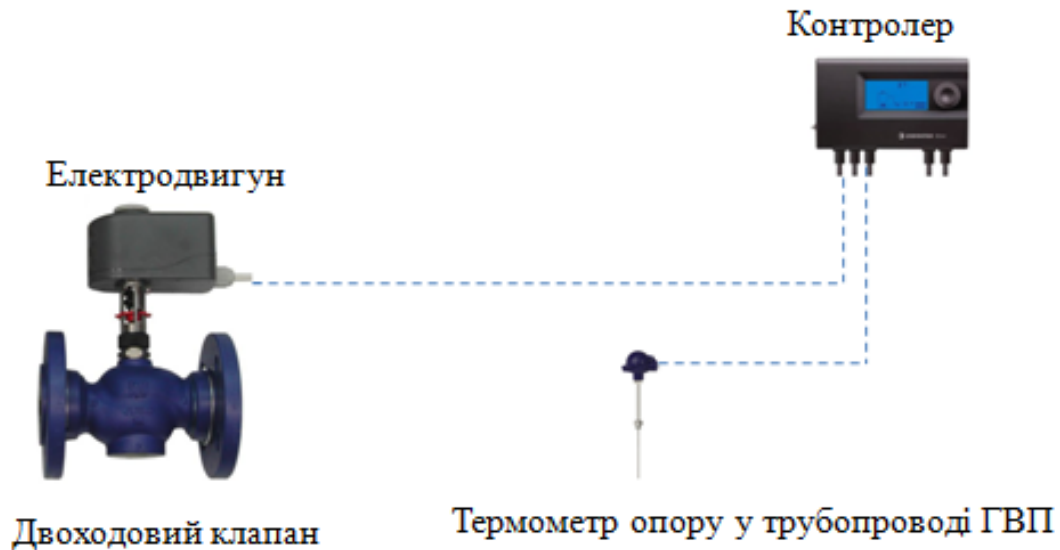


Рисунок 12.15 – Склад регулятора температури системи гарячого водопостачання



Рисунок 12.16 – Склад регулятора температури системи опалення

Відповідно до вимог [1, 4] при новому будівництві та/або реконструкції встановлення регуляторів теплового потоку систем опалення і вентиляції, а також регулятора температури системи гарячого водопостачання є обов'язковою умовою.

12.3 Запобіжні клапани

Призначення: у разі підвищення тиску в системі тепlopостачання (опалення) скидає надлишковий тиск до налаштованого рівня. Конструкція запобіжного клапана наведена на рисунку 12.17.

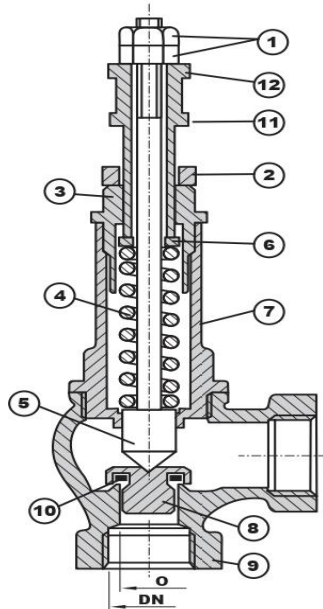


Рисунок 12.17 – Конструкція запобіжного клапану:

1 – гайка кріплення механізму примусового відкриття; 2 – контргайка; 3 – пробка; 4 – пружина; 5 – шток клапана; 6 – упорна втулка; 7 – корпус клапана; 8 – золотник; 9 – різьба, місце приєднання; 10 – прокладка; 11 – регулювальна втулка; 12 – втулка кріплення механізму примусового відкриття

12.4 Контрольно-вимірювальна апаратура

Для встановлення контрольно-вимірювальних приладів (манометрів) використовують триходові крани (рис. 12.18).



Рисунок 12.18 – Триходовий кран, манометричний

Встановлення кульових кранів, вентилів під манометри – заборонено. Конструкція триходового крану дозволяє спустити повітря з-під манометра, а також передбачає встановлення контрольного манометра.

12.5 Пристрої дренажу та випуску повітря

У нижніх точках трубопроводів водяних теплових мереж та конденсатопроводів, а також секційних ділянок трубопроводів мають бути передбачені пристрої для спуску води (дренажі). Розрахунок діаметра спускних пристроїв проводять з часу дренажу трубопроводу, наприклад, для трубопроводів з діаметром до 300 мм час дренажу має становити трохи більше 2 год; при діаметрах 350–500 мм час дренажу має становити трохи більше 4 годин; понад 600 мм час дренажу має становити трохи більше 5 годин.

Спуск води роблять з кожного трубопроводу окремо, з розривом струменя в дренажні прямки або скидні дренажні колодязі, з наступним відведенням води самопливом або з використанням дренажних насосів у систему каналізації. У цьому температурі води має перевищувати 40 °С. Спуск води безпосередньо до камер теплових мереж або на поверхню землі – не допускається.

У нижніх точках паропроводів, а також перед вертикальними ділянками, необхідно передбачати дренажні пристрої.

Крім цього, дренажі передбачаються на прямолінійних ділянках трубопроводів через кожні 400–500 м при попутному ухилі і через кожні 200–300 м при зустрічному ухилі. При тиску пари до 2,2 МПа передбачається один запірний пристрій на дренажі, при тиску більше 2,2 МПа – два послідовно встановлені запірні пристрої.

У верхніх точках теплових мереж передбачають встановлення штуцерів із запірною арматурою для випуску повітря. У запірну арматуру встановлюють автоматичний відвідник повітря (рис. 12.19).



Рисунок 12.19 – Автоматичний повітровідвідник

Діаметр штуцера і запірної арматури вибирають виходячи з діаметра трубопроводу, наприклад: діаметр трубопроводу до 75 мм – повітровідвідник Ду 15 мм; 75÷250 мм – 50 мм; 300÷400 мм – 80 мм і т. д.

12.6 Грязьовики та фільтри

Грязьовик наведено на рисунку 12.20. Сітчастий фільтр на рисунку 12.21.



Рисунок 12.20 – Грязьовик



Рисунок 12.21 – Сітчастий фільтр

Грязьовики встановлюють на подавальному трубопроводі, на введенні в теплові пункти після корінної запірної арматури. На зворотному трубопроводі перед пристроями, що регулюють, насосами, водомірами, діафрагмами, але не більше одного.

Перед іншим обладнанням (теплообмінниками, клапанами, насосами тощо) встановлюють сітчасті фільтри.

Питання для самоконтролю

1. З якого матеріалу повинні бути передбачені труби теплової мережі, якщо температура теплоносія складає 140 °С?
2. Який мінімальний строк експлуатації труб теплових мереж має бути при новому будівництві?
3. Які переваги мають труби КАСАФЛЕКС порівняно зі сталевими попередньо ізольованими трубами?
4. За яких параметрів теплоносія або гарячої води можуть бути використані труби ІЗОПРОФЛЕКС?
5. Які основні вимоги висуваються до труб теплових мереж?
6. Яке має з'єднання з трубопроводами засувка?
7. Чому на вентилях зазначено напрям руху середовища, що переміщується?
8. Які регулятори відносяться до регуляторів активної дії?
9. Які регулятори відносяться до регуляторів пасивної дії?
10. Чому при підключенні манометрів використовують триходові крани, а не вентиля або кульові крани?

13 ТЕПЛОСПОЖИВЧЕ ОБЛАДНАННЯ ТА УСТАТКУВАННЯ

13.1 Класифікація теплообмінних апаратів

Теплообмінним апаратом (теплообмінником) називають пристрій, в якому середовище, яке нагріває, передає свою теплову енергію середовищу, що нагрівається. Ці середовища називають теплоносіями.

Теплообмінники розрізняються:

1) за призначенням: підігрівники, охолоджувачі, конденсатори, випарники, пароперетворювачі і т. д.;

2) за принципом дії: поверхневі та змішувальні;

3) за режимом роботи: безперервної та періодичної дії;

4) за конструкцією: трубчасті, пластинчасті, ребристі, насадкові.

У поверхневих (або безконтактних) теплообмінниках передача тепла відбувається через поверхню теплообміну без контакту між теплоносієм, який гріє, та теплоносієм, який нагрівається. Поверхневі теплообмінники поділяються на рекуперативні, у яких напрямок руху тепла у будь-якій точці поверхні теплообміну завжди залишається незмінним, та регенеративні, у яких напрямок руху тепла до поверхні теплообміну та від неї періодично змінюється. У регенеративних теплообмінниках використовуються теплоємкісні властивості матеріалів, що утворюють поверхню теплообміну та їхню здатність акумулювати й віддавати акумульоване тепло.

Абсолютна більшість рекуперативних теплообмінників відноситься до апаратів безперервної дії, у той час як переважна більшість регенеративних апаратів є пристроями періодичної дії. Виняток складають регенеративні теплообмінники з обертовими частинами, що працюють без перемикань подавання грійного та нагріваного теплоносіїв. Їхнім слабким місцем є ущільнення, що запобігають перемішуванню теплоносіїв. Під час експлуатації ущільнення зношуються і в разі суттєвої різниці тисків між теплоносіями починається їхнє інтенсивне перемішування.

У змішувальних (контактних) теплообмінниках процес теплообміну відбувається сумісно з масообміном за безпосередньої взаємодії між теплоносіями. Визначальною характеристикою апаратів цього типу є поверхня доторкання теплоносіїв, що визначає їхню теплову потужність.

Пароперетворювачі та випарники застосовуються для компенсації або зменшення втрат конденсату (пари) в системі, а також у багатьох технологічних процесах. Пароперетворювачі виробляють пару зниженого тиску від пари підвищеного тиску, зберігаючи при цьому конденсат. Випарники конструктивно схожі на пароперетворювачі, але працюють під нижчим тиском.

Зрошувальні теплообмінники складаються зі змійовиків, зрошуваних зовні рідким теплоносієм (водою), і застосовуються найчастіше як холодильники або конденсатори.

Заглибні теплообмінники складаються зі змійовиків, поміщених у судину з рідким теплоносієм.

Під час проектування тепловикористовувального обладнання постає зазвичай три типи завдань, а саме:

- 1) підбір типового тепловикористовувального пристрою з каталогу;
- 2) розробка нового, відмінного від типових апаратів або серії апаратів (конструктивний розрахунок);
- 3) перевірочний розрахунок наявного обладнання у зв'язку зі зміною режиму його експлуатації та теплової потужності.

13.1.1 Теплообмінні апарати з електропідігрівом

Теплообмінні апарати з електропідігрівом енергетично найменш вигідні, оскільки у процесі перетворення хімічної енергії палива на електричну, а потім на теплову 80 % енергії палива втрачається. Але електропідігрів має також відчутні переваги:

- 1) швидкість включення та виходу на номінальну потужність;
- 2) можливі виділення великої теплової потужності в малому об'ємі за високого рівня температури;
- 3) простота регулювання та висока рівномірність нагріву;
- 4) легкість механізації та автоматизації;
- 5) можливість герметизації робочого об'єму та, як наслідок, створення в ньому надлишкового об'єму, вакууму або захисної атмосфери;
- 6) покращення умов праці.

Електрична енергія перетворюється на теплову одним з чотирьох способів:

- 1) в електронагрівниках опору;
- 2) в електродугових печах;
- 3) у пристроях індукційного нагріву;
- 4) у печах та пристроях діелектричного нагріву.

В електронагрівниках опору електрична енергія перетворюється на теплову внаслідок руху електричного струму. Вони бувають двох основних типів: непрямої дії, коли струм протікає у елементах, що нагрівають з високоомних жаростійких матеріалів, та прямої дії, у яких струм протікає безпосередньо через струмопровідне середовище, що обробляється.

Електродугові печі, в яких електрична енергія перетворюється на теплову під дією електричної дуги, також бувають прямої та непрямої дії. У печах прямої

дії дуга стабілізується між електродами та нагріваним матеріалом, а в печах непрямої дії – між двома електродами.

В установках індукційного нагріву теплота виділяється у нагріваному тілі під дією струму, що індукується в ньому змінним електромагнітним полем.

В установках діелектричного нагріву у виділення теплоти відбувається під дією струмів зміщення, що виникають у неелектропровідному тілі після поміщення його у швидкозмінне електричне поле.

13.1.2 Теплообмінні апарати змішувального типу

За призначенням розрізняють такі типи змішувальних теплообмінних апаратів: кондиціонери, скрубери, конденсатори, змішувальні підігрівники.

За конструкцією теплообмінні апарати змішувального типу поділяються на такі:

1. Пустотілі або безнасадкові колони чи камери.
2. Каскадні апарати, що мають перегородки всередині.
3. Насадкові колони.
4. Струминні змішувальні апарати.
5. Плівкові підігрівники.
6. Пінні апарати.

13.2 Регенеративні апарати

У регенеративних апаратах тепло від нагрівного до нагріваного середовища передається не через теплопровідну стінку, як у рекуператорах, а за допомогою додаткового компонента – насадки, що виготовляється з матеріалів, які мають високу теплоємність.

Регенеративні апарати поділяються на дві групи: з нерухомою насадкою та з рухомою насадкою.

Для здійснення безперервності процесу теплопередачі в регенераторах з нерухомою насадкою необхідно два регенератора, в одному з яких насадка нагрівається нагрівним середовищем (цикл підігріву насадки) у той час, як в іншому нагріта насадка гріє нагріване середовище (цикл охолодження насадки). Потім напрямки руху теплоносіїв змінюються, у результаті чого змінюються й характери процесів у регенераторах.

13.3 Апарати з киплячим шаром

У апаратах з киплячим шаром дрібнодисперсні тверді частки знаходяться у висхідному потоці газу і поведуться як рідина, перебуваючи у псевдозрідженому стані. Ця технологія дозволяє в рази інтенсифікувати процес

теплообміну завдяки турбулізації потоку та збільшенню сумарної площі поверхні контакту речовини часток із газовим середовищем.

Обов'язковою умовою здійснення процесу є досягання і підтримання швидкості газового потоку вищою за швидкість псевдозрідження, але нижчою за швидкості винесення. Робоча швидкість потоку газу зазвичай має вдвічі перевищувати швидкість псевдозрідження.

Теплообмінники з киплячим шаром показують переваги у разі роботи з матеріалами, що відрізняє низький коефіцієнт абразивного зносу.

13.4 Випарні установки

Випарюванням називається процес концентрування розчинів, що полягає у видаленні розчинника шляхом випаровування або кипіння.

Існують випарні апарати безперервної та періодичної дії. Випарні апарати безперервної дії є більш економічними щодо витрачання теплової енергії, оскільки в них не витрачається тепло на розігрів апарата після спорожнення та нового завантаження. Випарні апарати безперервної дії зазвичай є багатокорпусними.

Питання для самоконтролю

1. Переваги й недоліки поверхневих апаратів.
2. Переваги й недоліки змішувальних апаратів.
3. Переваги й недоліки апаратів постійної дії.
4. Переваги й недоліки апаратів періодичної дії.
5. Переваги й недоліки електричних апаратів.

14 ПРОКЛАДАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Способи прокладання теплових мереж бувають:

- підземне прокладання;
- надземне прокладання.

14.1 Підземне прокладання

Підземне прокладання буває:

- каналне;
- безканалне.

Згідно з [1] у містах та інших населених пунктах виконують зазвичай підземне прокладання теплових мереж (безканалне із попередньо ізольованих трубних секцій, у каналах, у тунелях спільно чи роздільно з іншими інженерними мережами).

14.1.1 Канальне прокладання

Канальне прокладання буває:

- непрохідні канали;
- напівпрохідні канали;
- прохідні канали (тунелі);
- технічні підпілля будівель.

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.

Приклад прохідного каналу (тунелю) наведено на рисунку 14.1.

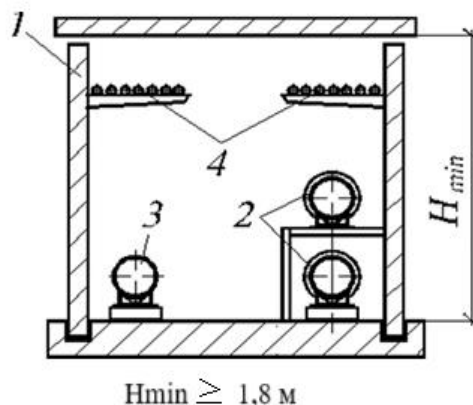


Рисунок 14.1 – Прохідний канал (тунель):

- 1 – конструкція каналу; 2 – теплова мережа; 3 – водопровід;
4 – кабелі зв'язку

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 14.2.

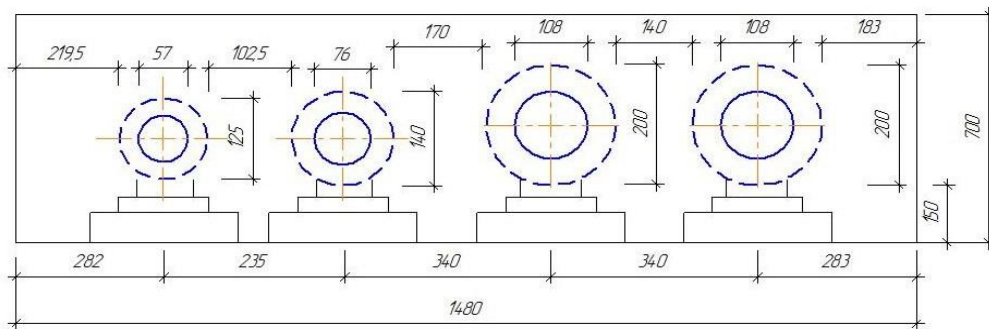


Рисунок 14.2 – Непрохідний канал

Прокладання у непрохідних каналах є найрозповсюдженішим способом. Непрохідні канали виконують зі збірних залізобетонних виробів, за конструктивними рішеннями поділяють на три типи: КЛ, КЛп, КЛс. Непрохідні канали типу КЛ збирають з лоткових елементів та перекривають плитами (рис. 14.3), канали типу КЛп – із лоткових елементів, які опираються на плити (рис. 14.4), канали типу КЛс – із нижніх та верхніх лоткових елементів (рис. 14.5). Номенклатура збірних залізобетонних виробів каналів складається з лоткових елементів та плит перекриття. При прокладанні теплових мереж зазвичай використовують канали типу КЛ, тому що канали типів КЛп і КЛс ускладняють проведення монтажно-зварювальних робіт.

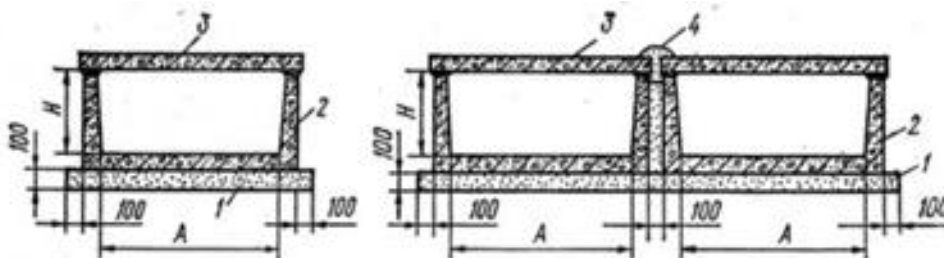


Рисунок 14.3 – Канали типу КЛ:

1 – піщана подушка; 2 – канал; 3 – плита перекриття; 4 – цементна заливка

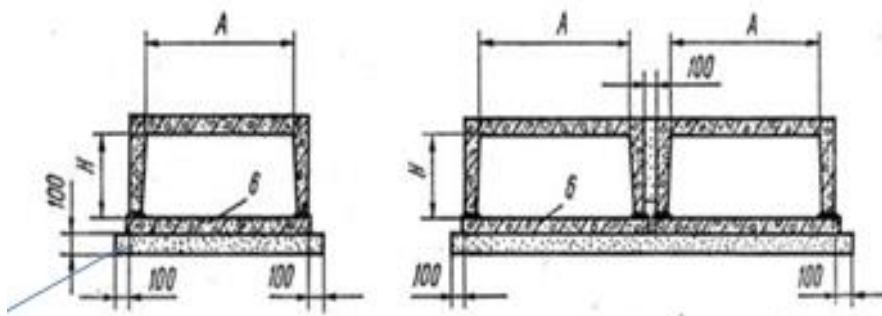


Рисунок 14.4 – Канали типу КЛп

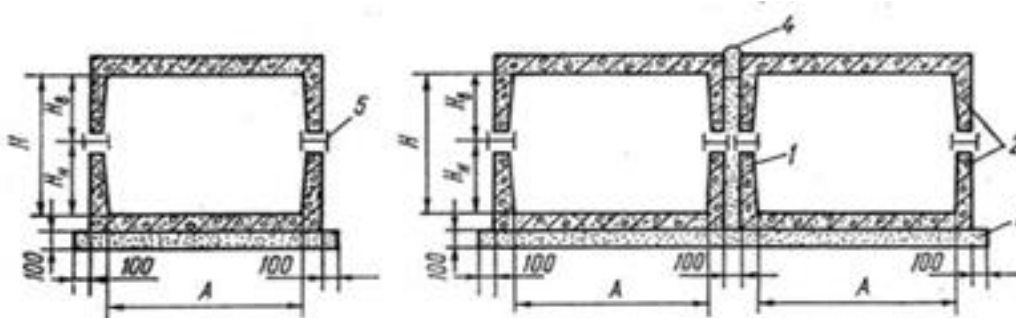


Рисунок 14.5 – Канали типу КЛс

Розміри каналу залежать від кількості трубопроводів, їхнього діаметра (з урахуванням теплової ізоляції), а також відповідно до вимог мінімальних відстаней в просвіті між трубопроводами та будівельними конструкціями каналу.

Згідно з [1] мінімальна глибина прокладання при підземному каналному прокладанні становить 0,5 м від верха плити перекриття до рівня землі, то допускається зменшення глибини до 0,3 м, у місцях введення до споживачів.

Перевагами каналного прокладання порівняно з безканалним прокладанням трубопроводів є можливість зменшити відстань від конструкції теплової мережі до будівельних конструкцій, споруд. Це особливо важливо в обмежених умовах міської забудови.

Відповідно до [1] перетин транзитними тепловими мережами будівель і споруд дитячих дошкільних, шкільних та лікувально-профілактичних закладів не допускається. Прокладання теплових мереж територією названих закладів допускається лише підземне в монолітних залізобетонних каналах із посиленою гідроізоляцією. При цьому обладнання вентиляційних шахт, люків і виходів наверх із каналів у межах території закладу не допускається, запірну арматуру потрібно установлювати за межами зазначеної території.

Підземне прокладання теплової мережі допускається приймати спільно з іншими інженерними мережами:

1) у каналах – з водопроводом, трубопроводами стисненого повітря тиском до 1,6 МПа, мазутопроводами, контрольними кабелями, призначеними

для обслуговування теплових мереж;

2) у тунелях – з водопроводами діаметром до 500 мм, кабелями зв'язку, силовими кабелями напругою до 10 кВ, трубопроводами стисненого повітря тиском не більше 1,6 МПа, трубопроводами напірної каналізації.

Прокладання трубопроводів теплових мереж у каналах і тунелях з іншими інженерними мережами, окрім вказаних, не допускається.

Прокладання трубопроводів теплових мереж варто здійснювати в одному ряді або над іншими трубопроводами інженерних мереж.

У місцях перетину при підземному прокладанні теплових мереж з газопроводами не допускається проходження газопроводів через будівельні конструкції камер, непрохідних каналів і тунелів.

Перетин тепловими мережами за їхнього підземного прокладання в залізобетонних каналах мереж водопроводу, каналізації, дощової каналізації, розташованих над трубопроводами теплових мереж, а також при перетині газопроводів потрібно улаштовувати футляри на трубопроводах водопроводу, каналізації, дощової каналізації і газопроводу завдовжки 3 м з обох сторін від краю будівельної конструкції каналу. На футлярах варто виконувати захисне покриття від корозії.

У місцях перетину теплових мереж за їхнього підземного прокладання в каналах або тунелях із газопроводами на теплових мережах на відстані не більше 15 м з обох боків від газопроводу потрібно встановлювати обладнання для відбору проби на витік газу.

Допускається перетинання тепловою мережею житлових та громадських будівель транзитними водяними тепловими мережами з діаметром теплопроводів до 300 мм включно за умови прокладання мереж у технічних підвалах і тунелях (заввишки не менше 1,8 м) з обладнанням дренажного колодязя в нижній точці на виході з будівлі.

Як виняток допускається перетин транзитними водяними тепловими мережами діаметром 400–600 мм, $P_y \leq 1,6$ МПа житлових і громадських будівель, якщо прокладання здійснюється в прохідних монолітних залізобетонних каналах із посиленою гідроізоляцією або в прохідних тунелях для забезпечення доступу для обслуговування та ремонту. Кінці каналу повинні виходити за межі будівлі не менше ніж на 5 м.

У зоні опалюваних пішохідних переходів, зокрема сумісних із входами в метрополітен, прокладання теплових мереж варто здійснювати в монолітному прохідному залізобетонному каналі, що виходить на 5 м за габарити переходів.

14.1.2 Безканальне прокладання

Безканальне прокладання поділяють на засипне, збірне, лите та монолітне.

Засипне – трубопроводи прокладають на опорах або бетонній основі та засипають теплоізоляційним матеріалом (торф, термоторф, асфальтоізол тощо);

Збірне – тепла ізоляція виконується у вигляді штучних елементів (шкарлуп, сегментів).

Лите – лита тепла ізоляція виконується на трасі шляхом заливання розчину пінобетону, піносилікату або розчинного матеріалу на основі бітуму у форми або опалубки. У литих конструкціях на трубу наносять мастильні матеріали, що дозволяє трубі рухатися в ізоляції при температурних подовженнях.

Монолітне – монолітна ізоляція, це лита ізоляція, яка виконується у заводських умовах, тобто попередньо ізолюваний трубопровід (ПІТ).

Зараз згідно з вимогами [1], для монтажу (ремонту) необхідно передбачати попередньо ізолювані трубопроводи, тобто монолітне прокладання. Інші методи не використовуються, але існують.

Способи монтажу трубопроводів при безканальному прокладанні:

- прокладання холодним способом;
- прокладання з попереднім підігріванням;
- прокладання з попереднім підігріванням та стартовими компенсаторами;
- прокладання з використанням компенсаторів температурних подовжень.

Прокладання холодним способом

Прокладання труб холодним способом (рис. 14.6) є найпростішим способом монтажу. Змонтовані трубопроводи засипаються ґрунтом без попереднього підігрівання. Холодне прокладання використовується переважно в нових житлових районах при прокладанні теплових мереж від ЦТП до будівель. Компенсація температурних подовжень здійснюється за допомогою кутів повороту теплотраси.

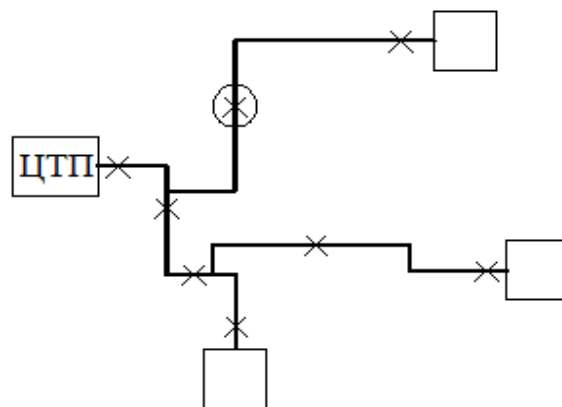


Рисунок 14.6 – Холодне прокладання з Г-подібними компенсаторами

Для зменшення вартості прокладання конфігурацію ТМ вибирають з умови встановлення мінімальної кількості нерухомих опор та камер.

Якщо навантаження на нерухомих опорах з двох сторін рівні, то її називають умовною та не встановлюють. Роль опори виконує навколишній ґрунт. Засувки на відгалуження встановлюють під приварку, а шпindel засувки виводять у колодязь. Таким чином виконують безкамерну врізку відгалужень.

З попереднім підігріванням у відкритій траншеї

За безканального прокладання максимальне напруження в сталевій трубі складає $\sigma_{\max} \approx 150$ МПа.

Для зменшення напруження, якщо $\sigma > \sigma_{\max}$, виконують попереднє підігрівання трубопроводів у відкритій траншеї. Підігрівання здійснюється за допомогою мережної води, пари або електричного струму до середньої температури

$$t_{\text{сер}} = \frac{t_{\max} + t_3}{2} \approx 60 \div 70 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (14.1)$$

де $t_{\max}$ – максимальна температура теплоносія, $^{\circ}\text{C}$;

t_3 – температура зовнішнього повітря, при монтажі, яка дорівнює $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, або більше.

За підігрівання трубопроводів до $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ у відкритій траншеї він вільно подовжується і напруження в трубі не виникають. Трубу в подовженому стані засипають піском і напруження, які виникають при нагріванні від $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ пропорційні різниці температур, а напруження, які виникають за охолодження від $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, також пропорційні $\Delta T = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто за допомогою попереднього підігрівання напруження, яке виникає в сталевому трубопроводі, зменшується майже вдвічі.

Прокладання з попереднім підігріванням та стартовими компенсаторами

Якщо траншею не можна залишити відкритою, її засипають, а відкритими залишають стартові компенсатори. При попередньому підігріванні трубопровід подовжується, стартовий компенсатор зварюється в стиснутому стані і далі труба працює як попередньо нагріта за попереднім методом.

Прокладання з використанням компенсаторів температурних подовжень

Якщо на прямолінійних ділянках трубопроводів теплових мереж підігрівання або використання стартових компенсаторів неможливо, використовується прокладання Г, П та Z – подібними компенсаторами або з осьовими попередньо ізольованими компенсаторами.

Використання Г, П та Z – подібних компенсаторів збільшує довжину конструкції, збільшує вартість будівництва, а також збільшує втрати тиску та теплові втрати, особливо при прокладанні трубопроводів великих діаметрів, але значно зменшує осьові напруження, які виникають у подавальному трубопроводі.

На прямолінійних ділянках переміщення труб змінюється залежно від сил тертя, і зміни температури протягом часу. Тому рекомендується встановлювати нерухомі опори в комбінації з компенсаторами, особливо якщо компенсатори чутливі до перенавантажень. При використанні Г-, П- та Z-подібних компенсаторів існує ризик виникнення однонаправлених переміщень, що викликає навантаження компенсаторів. Цього можливо уникнути шляхом установки нерухомої опори між П-подібними компенсаторами. Отже, для уникнення перевантаження компенсаторів доцільно поділяти теплову мережу на ділянки, незалежними за температурними продовженнями з метою можливості переміщення навантажень на компенсатори.

Мінімальна глибина безканального прокладання, відповідно до [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.

При перетинанні автомобільних доріг, трамвайних колій, при безканальному прокладанні теплових мереж необхідно передбачати футляри.

Допускається безканальне (безфутлярне) прокладання попередньо ізольованих трубопроводів уздовж і поперек проїжджої частини міських вулиць різного призначення за умови обов'язкового влаштування системи аварійної сигналізації та виконання розрахунків на міцність з урахуванням дії постійних і тимчасових навантажень.

Довжину футлярів у місцях перетину приймають зазвичай на 3 м більше розміру споруди, яку перетинають, у кожную сторону, зокрема споруди земляного полотна залізничних і автомобільних шляхів. Під час прокладання теплових мереж у футлярах варто виконувати антикорозійний захист труб теплових мереж і футлярів. У місцях перетину електрифікованих залізничних шляхів і трамвайних колій потрібно виконувати електрохімічний захист. У разі наявності футляру мінімальна глибина прокладання трубопроводу приймається до верха футляру, а не до теплової ізоляції.

Однією з переваг підземного безканального прокладання – це відсутність необхідності встановлювати рухомі опори. Винятком є лише прокладання у футлярах, де необхідно встановлювати пластикові рухомі опори, щоб не ушкоджувалася конструкція теплової ізоляції о поверхню футляра. До недоліків можна віднести те, що на кутах повороту теплотраси може відбуватися зминання (руйнування) конструкції теплової ізоляції шляхом температурних подовжень

трубопроводів. Тому іноді на поворотах теплотраси передбачають встановлення каналів, що дозволяє вільно переміщатися трубі і не впирається в ґрунт.

14.2 Надземне прокладання

Надземне прокладання зазвичай використовується за межами населених пунктів, на території, яка не підлягає забудові або по території промислових підприємств. Надземне прокладання теплових мереж по насипу автомобільних доріг загального користування I, II та III категорій не допускається.

Види надземного прокладання:

- на низьких опорах (рис. 14.7);
- на високих опорах (рис. 14.8);
- по естакадах (рис. 14.9);
- по стінах будівель, на кронштейнах (рис. 14.20).

Для надземного прокладання використовують залізобетонні або металеві конструкції та щогли. Пролітні конструкції для естакад використовують металеві. Будівельні конструкції можуть бути одноярусні, двоярусні та багатоярусні. Прокладання на окремо розташованих опорах (на високих та на низьких) та щоглах використовують під час прокладання невеликої кількості труб від 2 до 4.

Існують типові конструкції окремо розташованих низьких та високих опор з залізобетонних конструкцій. Вони виконуються у вигляді Т-подібної опори або рамами у вигляді П-подібної опори. Для зменшення кількості опор трубопроводи великого діаметра використовують як тримальну конструкцію для прокладання або підвішують на них трубопроводи малого діаметра. Під час прокладання трубопроводів на низьких опорах відстань між низом теплоізоляційної конструкції та поверхнею землі не повинна бути менше 0,35 м, якщо ширина всіх труб до 1,5 м, та не менше 0,5 м, якщо ширина труб більше, ніж 1,5 м.

Прокладання на естакадах є найдорожчим варіантом з надземних способів прокладання. Тому його доцільно використовувати для прокладання великої кількості трубопроводів (не менше 5), а також якщо регулярно необхідно здійснювати над ними нагляд.

Одним з найрозповсюдженіших способів надземного прокладання є прокладання теплових мереж на кронштейнах по стінах будівель. Але це здебільшого використовується на територіях промислових підприємств. У разі значних навантажень від прокладання трубопроводів на кронштейнах потрібно виконувати розрахунок загальної стійкості будівельних конструкцій.

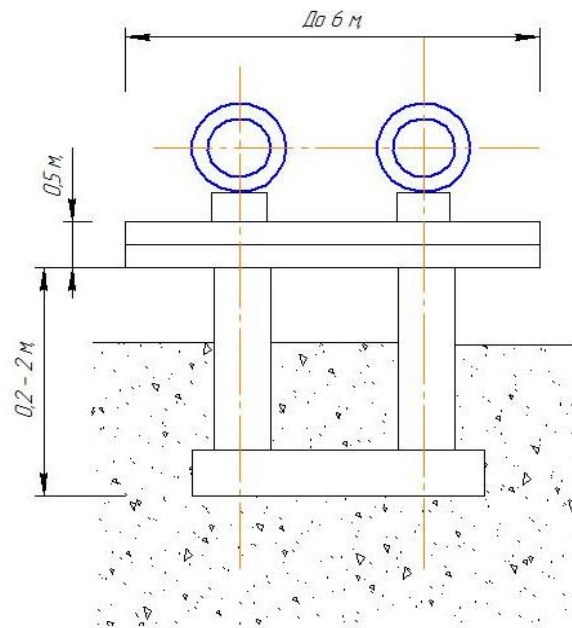


Рисунок 14.7 – Надземне прокладання на низьких опорах

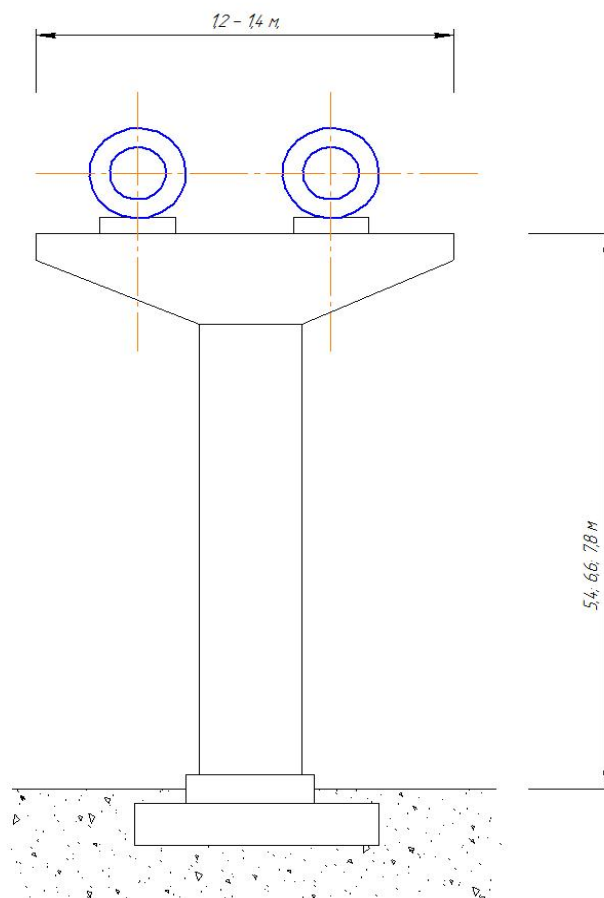


Рисунок 14.8 – Надземне прокладання на високих опорах

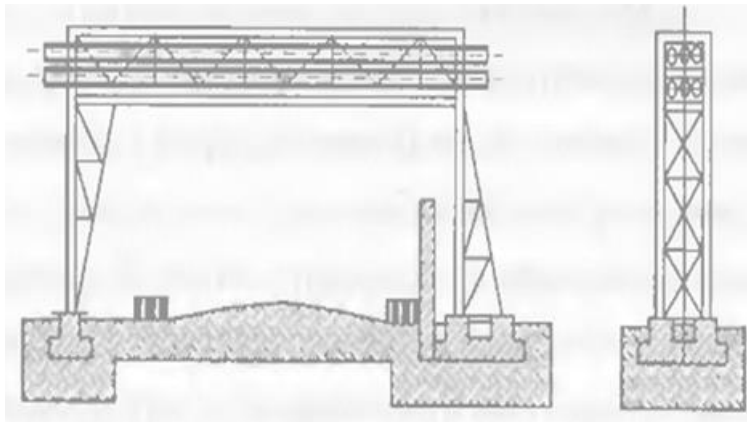


Рисунок 14.9 – Надземне прокладання по естакадах

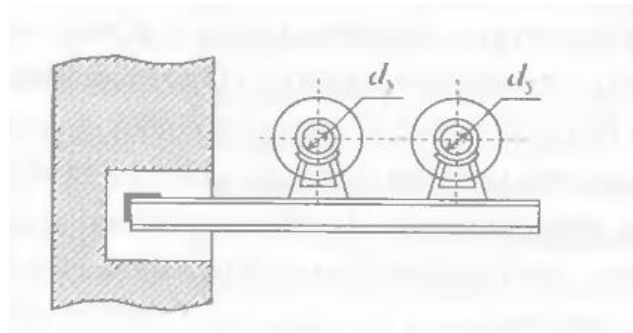


Рисунок 14.10 – Надземне прокладання по стінах будівель на кронштейнах

Теплові мережі, незалежно від способу прокладання та системи теплопостачання [1], не повинні проходити по території цвинтарів, смітників, скотомогильників, місць поховання радіоактивних відходів, землеробних полів зрошування, полів фільтрації та інших ділянок, що становлять загрозу хімічного, біологічного та радіоактивного забруднення теплоносія; не повинні проходити через території дитячих ігрових і спортивних майданчиків та пішохідні доріжки і садово-паркову зону лікувальних закладів.

14.3 Порівняння підземного та надземного прокладання теплових мереж

Недоліки надземного прокладання:

- неестетичність;
- необхідність врахування впливу навколишнього середовища (вітер, сніг тощо).

Недоліки підземного прокладання:

- більша вартість під час проведення монтажних та експлуатаційних робіт;
- менше можливості визначення аварійних ділянок теплової мережі та швидкого усунення аварій.

14.4 Прокладання теплових мереж у складних умовах

Конструктивний спосіб вирішення перетинання теплової мережі з надземними або підземними спорудами визначається особливостями місцевих умов. Якщо допускається тимчасова перерва в роботі споруди на період улаштування перетинання, то допускається вести прокладання відкритим способом. У протилежному випадку перетинання закритим способом може здійснюватись у футлярі, щитовою проходкою або в дюкері.

Діаметри сталевих або залізобетонних футлярів приймають на 100–200 мм більшими за діаметри труб із теплоізоляцією. Прокладання у футлярі залежно від діаметра труб виконується методами проколу (якщо діаметр футляра не перевищує 450–500 мм) або продавлювання (якщо діаметр футляра складає від 800 мм до 1 400 мм).

За проколу ґрунту під перешкодою, гідравлічним домкратом кінець футляра обладнується конічним наконечником з максимальним діаметром на 10–20 мм більшим за діаметр футляра. У разі застосування методу продавлювання наконечник футляру має вигляд усіченого конуса, внаслідок чого у процесі продавлювання ґрунту весь час необхідно виймати ґрунт з передньої частини футляра, що обмежує його мінімальний діаметр. За сумісного прокладання комунікацій різного призначення застосовують щитову проходку, а перетинання з водними перешкодами здійснюють у спеціальних сталевих футлярах, що називаються дюкерами. Діаметр дюкеру може сягати трьох метрів.

Питання для самоконтролю

1. Які недоліки за надземного прокладання теплових мереж?
2. Яка мінімальна висота прохідного каналу?
3. Яка мінімальна висота напівпрохідного каналу?
4. Який має бути передбачений вид прокладання теплових мереж по території дитячих дошкільних закладів?
5. За якого виду підземного прокладання (канального або безканального) допускається менша відстань на просвіт до фундаментів будівель і споруд?
6. Де зазвичай може бути використане надземне прокладання?
7. Яка мінімальна глибина для підземного безканального прокладання?
8. Яка мінімальна глибина для підземного канального прокладання?
9. Що використовують у разі перетинання теплових мереж із водними перешкодами?
10. Що використовують при проходженні теплових мереж під дорогами, за безканального прокладання?

15 ДЕТАЛЮВАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ

15.1 Опори теплових мереж

Залежно від конструкції та вирішуваних завдань всі опорні конструкції теплових мереж поділяються на рухомі та нерухомі.

15.1.1 Рухомі опори

Рухомі опори призначені 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.

Рухомі опори бувають ковзними, котковими, роликowymi, шариковими, підвісними (пружинними або жорсткими).

Ковзні опори застосовуються для будь-яких напрямків переміщення трубопроводів для всіх способів прокладання та для всіх діаметрів труб. До їхніх переваг належать простота, надійність, дешевизна. До недоліків належить найбільший опір переміщенню трубопроводу внаслідок дії сил тертя. Вони бувають високими (140 мм), коли товщина теплоізоляції є більшою за 80 мм, та низькими (90 мм), коли товщина теплоізоляції складає до 80 мм включно. Окрім того, ковзні опори можуть виконуватися як звичайні (електропровідні) та діелектричні (електроізовані). За конструкцією розрізняють ковзні опори зварні та хомутові.

Коткові та роликові опори застосовуються для обпирання труб з умовним діаметром не менше 175 мм за наявності їхнього осевого переміщення та у разі прокладання в тунелях, колекторах, на кронштейнах та на окремо розташованих опорах і естакадах. Реакція роликової опори від тертя порівняно з ковзною зменшується у стільки разів, у скільки радіус цапфи r є меншим за радіус ролика R ($r/R < 1$). Реакція коткової опори є меншою за реакцію ковзної опори, оскільки тертя кочення є меншим за тертя ковзання.

Перевагою коткових та роликових опор є низький рівень опору переміщенню трубопроводу. Недоліком коткових опор є можливість заклинювання за відсутності обслуговування й наявності поперечних переміщень труб. Недоліком роликових опор є можливість руйнування цапфи. Коткові опори бувають однокотковими та двокотковими.

Кульові опори застосовують для труб з умовним діаметром не меншим за 175 мм у разі їхнього поперечного переміщення (під кутом до осі траси) та прокладанні в тунелях, колекторах, на кронштейнах і на окремо розташованих опорах. Їхньою перевагою є можливість застосування за будь-яких переміщень

трубопроводів. Недоліком кулькових опор є те, що вони коштують дорожче за згадані вище.

Ухил i трубопроводів у випадку застосування коткових, роликів та кулькових опор має задовольняти умові

$$i \leq 0,05/R ,$$

де R – радіус котка, ролика або шарика, мм.

Проте мінімальний ухил за будь-яких способів прокладання i для всіх напрямів руху теплоносія має становити не менше 0,002.

Підвісні пружинні опори застосовують для труб з умовним діаметром не меншим за 150 мм у разі їхнього вертикального переміщення. Підвісні жорсткі опори застосовують у випадку надземного прокладання трубопроводів із гнучкими компенсаторами та на ділянках самокомпенсації за умовних діаметрів трубопроводів від 25 мм до 600 мм. Перевагою таких опор є найменший рівень опору за малих переміщень трубопроводів. Недоліком є необхідність значного вертикального габариту для розміщення опори та її кріплення. Для зменшення напруг і перекосів трубопроводів необхідно приймати довжину підвіски l для водяних теплових мереж за умови $l \geq 10\Delta l$, а для паропроводів – за умови $l \geq 20\Delta l$, де Δl – переміщення підвіски, найбільш віддаленої від нерухомої опори.

15.1.2 Нерухомі опори

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 поділяються на лобові, бокові, щитові, хомутові й бугельні.

Лобові опори рекомендується застосовувати в камерах, прохідних і напівпрохідних каналах за зовнішніх діаметрів труб від 108 мм. Щитові опори використовують у камерах, непрохідних каналах та при безканалній прокладці за зовнішніх діаметрів труб від 108 мм. Бокові опори застосовуються за зовнішніх діаметрів труб від 194 мм. Хомутові опори застосовуються зазвичай для закріплення труб на балках, кронштейнах (у випадках прокладання трубопроводів по стінах будівель) за зовнішніх діаметрів труб від 32 мм до 1 020 мм.

Бугельні опори застосовують в таких самих випадках, що й хомутові опори за зовнішніх діаметрів труб від 377 мм до 1 420 мм.

За основним конструкційним матеріалом нерухомі опори бувають сталеві та залізобетонні (щитові).

15.1.3 Визначення розрахункових навантажень на опори труб

Усі зусилля, що діють на опори, за напрямком їхньої дії можна поділити на 2 групи: вертикальні та горизонтальні. Горизонтальні зусилля бувають подовжні або осьові, що діють вздовж осі трубопроводу і виникають внаслідок зміни його лінійних розмірів у процесі зміни температури, та поперечні або бокові, що спрямовані перпендикулярно осі трубопроводу і є наслідком не повної компенсації подовжніх зусиль у компенсаційних пристроях та на ділянках самокомпенсації. Схема навантажень, діючих на опору, зображена на рисунку 15.1.

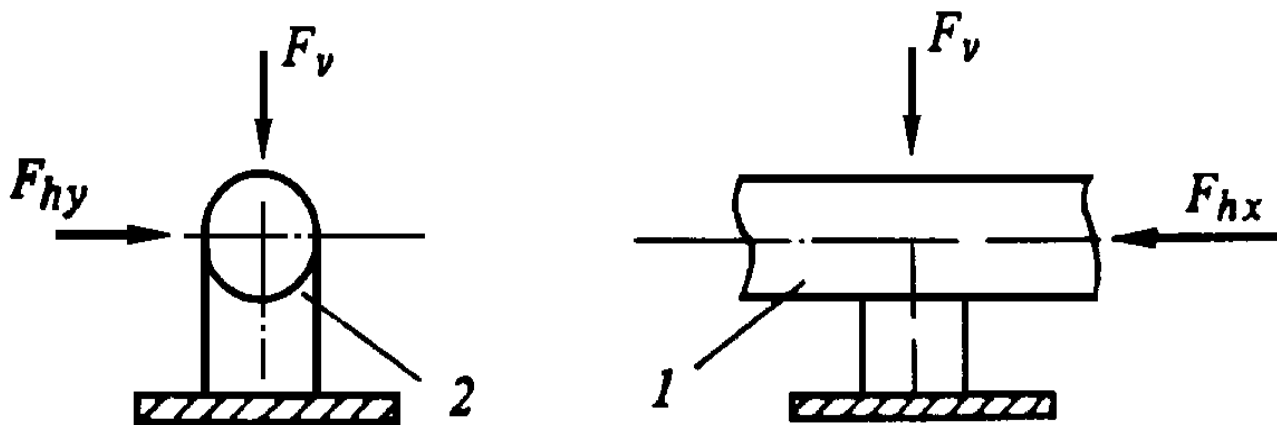


Рисунок 15.1 – Схема навантажень, діючих на опору:

1 – труба, 2 – рухома опора

Вертикальне нормативне навантаження на опору F_v , Н, можна обчислити за формулою

$$F_v = G_v l, \quad (15.1)$$

де G_v – питома вага 1 м трубопроводу у зборі, включаючи теплоізоляційні та захисні конструкції, а також вагу самого теплоносія (для паропроводів враховується вага води під час проведення гідравлічних випробувань), Н/м;

l – прогін між рухомими опорами, м.

Горизонтальні нормативні осьові F_{hx} , Н, та бокові F_{hy} , Н, навантаження від сил тертя на рухомі опори можна обчислити за формулами

$$F_{hx} = \mu_x G_h l; \quad (15.2)$$

$$F_{hy} = \mu_y G_h l, \quad (15.3)$$

де μ_x, μ_y – коефіцієнти тертя в опорах у разі переміщення опори відповідно вздовж осі трубопроводу та під кутом до осі, що приймаються залежно від типу опори;

G_h – вага 1 м трубопроводу в робочому стані, включаючи вагу самої труби, теплоізоляційної конструкції та води для водяних і конденсатних мереж (вага води у паропроводах не враховується), Н/м.

15.2 Компенсаційні пристрої теплових мереж

Компенсаційні пристрої 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.

15.2.1 Компенсація термічних напружень

Повне теплове подовження розрахункової ділянки трубопроводів Δl , мм, визначається за формулою

$$\Delta l = \alpha \Delta t L, \quad (15.4)$$

де α – середній коефіцієнт лінійного розширення, мм/(м · °С), у випадку нагріву від розрахункової температури під час монтажу $t_{\text{мон}}$ до розрахункової температури в процесі роботи $t_{\text{роб}}$, °С (як $t_{\text{мон}}$ приймається розрахункова зимова температура зовнішнього повітря, а як $t_{\text{роб}}$ – максимально можлива температура теплоносія, наприклад, за температурним графіком);

Δt – розрахунковий перепад температур, що дорівнює різниці між $t_{\text{роб}}$ та $t_{\text{мон}}$, °С;

L – відстань між нерухомими опорами на ділянці, де встановлюється компенсатор, м.

Згідно з [1] розрахункове теплове подовження трубопроводів Δx , мм, для визначення розмірів гнучких компенсаторів належить визначати за формулою

$$\Delta x = \varepsilon \Delta l, \quad (15.5)$$

де ε – коефіцієнт, що враховує релаксацію компенсаційних напружень і попереднє розтягування компенсатора у розмірі 50 % від повного теплового видовження Δl за температури теплоносія $t \leq 400$ °С та у розмірі 100 % при температурі теплоносія $t > 400$ °С й приймається за таблицею 15.1.

Таблиця 15.1 – Значення корегувального коефіцієнта ε

Температура теплоносія, °C	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

15.2.2 Види компенсаторів

Усі компенсаційні пристрої можна розділити на компенсатори та ділянки з самокомпенсацією, які використовують природну гнучкість труб на поворотах теплотраси.

Компенсатори розподіляють за принципом дії на радіальні або гнучкі та осьові.

Осьові компенсатори сприймають подовження трубопроводів телескопічним переміщенням труби в трубі (сальникові та муфтові компенсатори) або стисненням пружних вставок (хвилясті або лінзові компенсатори).

До осьових компенсаторів відносять: сальникові (рис. 15.2), лінзові, сильфонні (рис. 15.3).

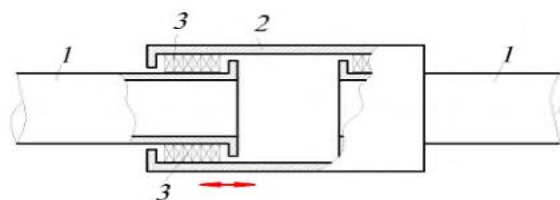


Рисунок 15.2 – Сальниковий компенсатор

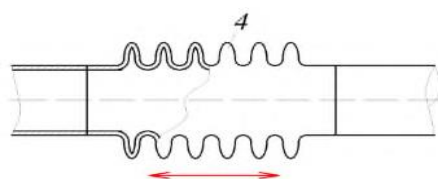


Рисунок 15.3 – Сильфонний компенсатор:

1 – трубопровід; 2 – стакан сальникового компенсатора; 3 – набивка компенсатора; 4 – металева гофра

Радіальні (гнучкі) компенсатори сприймають видовження трубопроводів вигином або крутінням криволінійних ділянок траси або вигином спеціальних еластичних вставок. До радіальних компенсаторів відносять компенсатори кутами повороту теплотраси.

15.3 Вузол теплофікаційний

Конструкція вузла трубопроводів залежить від способу прокладання труб. За будь-якого підземного прокладання 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 показано на рисунку 15.4. Аналогічний вузол для надземного прокладання на високих опорах наведено на рисунку 15.5.

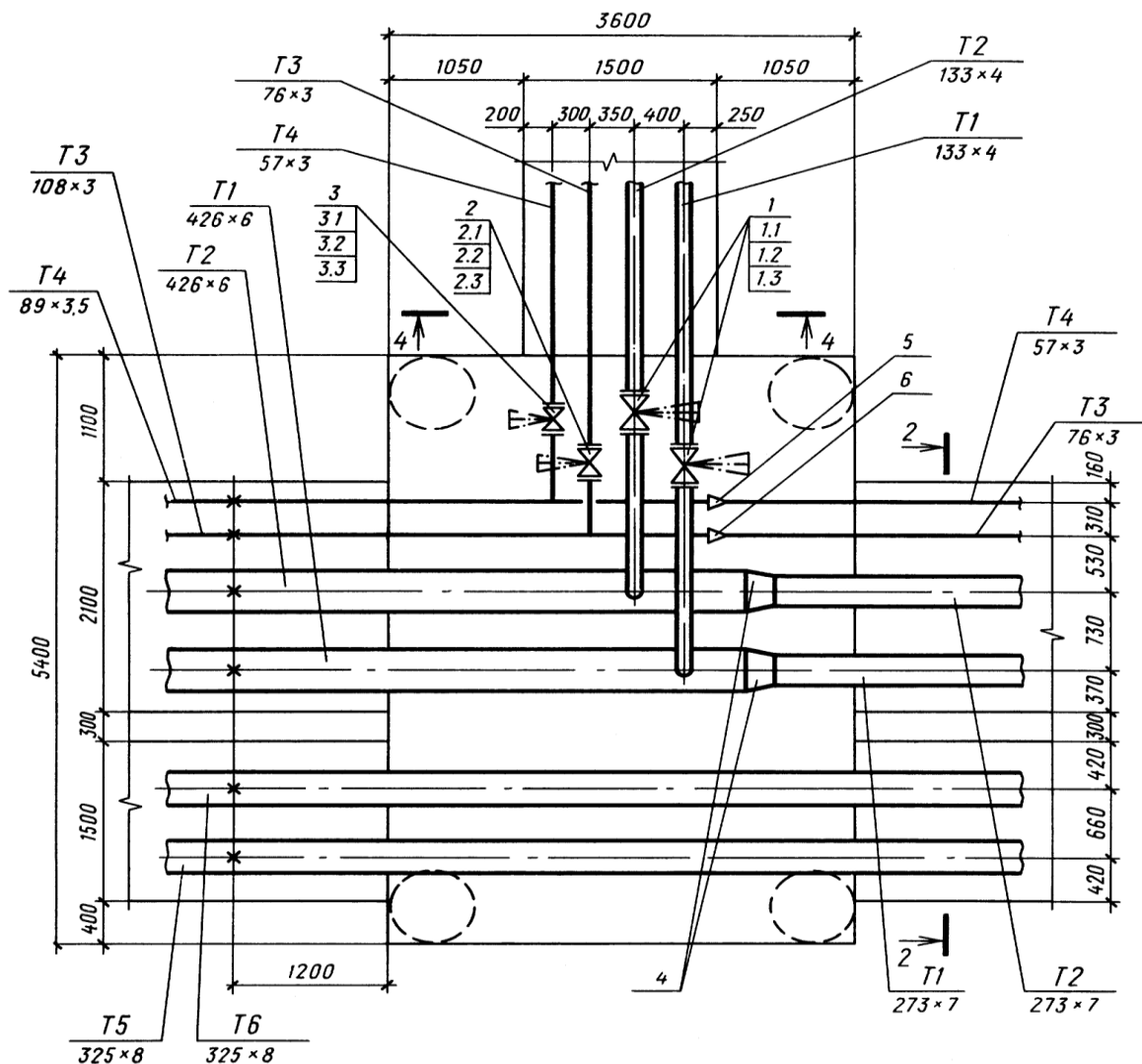


Рисунок 15.4 – Вузол теплофікаційний, підземне прокладання

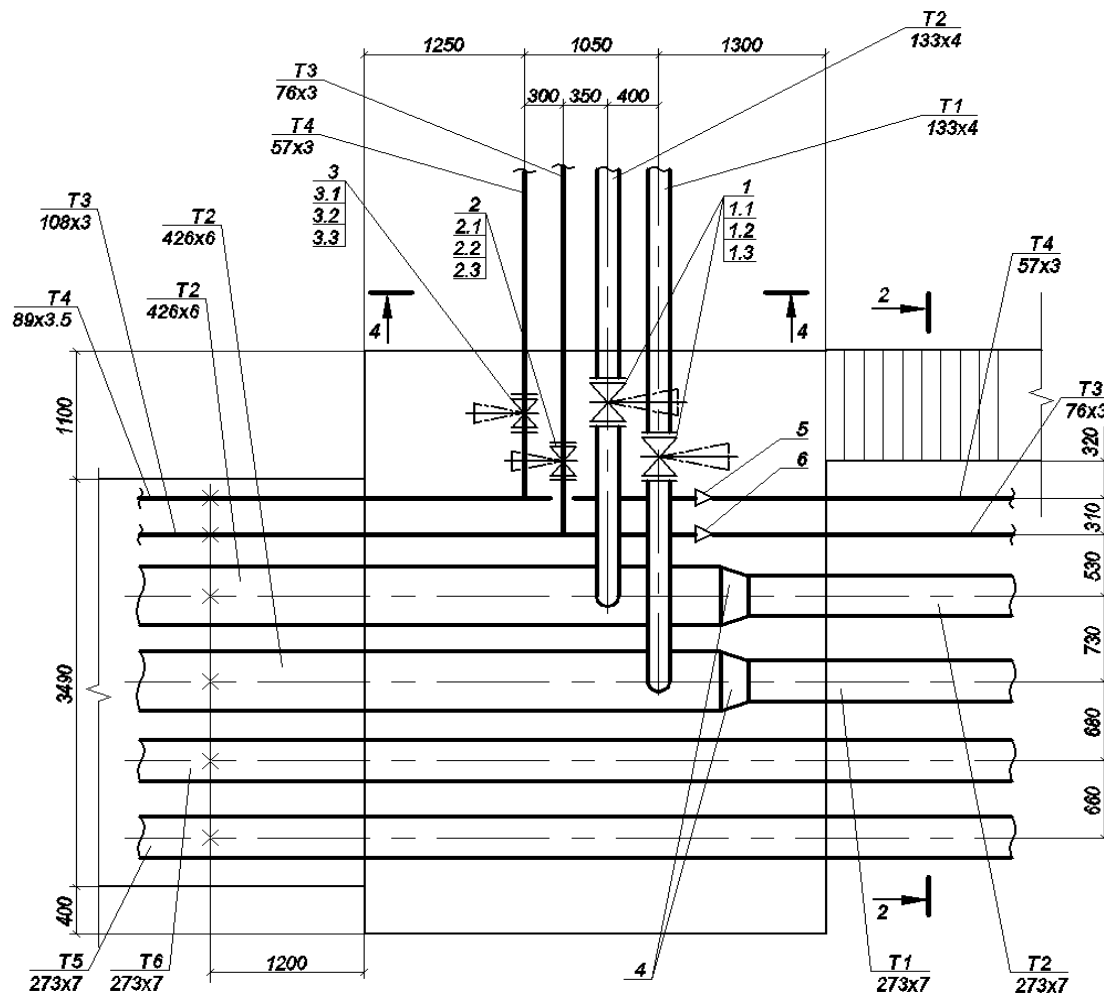


Рисунок 15.5 – Вузол теплофікаційний, надземне прокладання

У випадку надземного прокладання 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 із проміжними майданчиками.

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.

Питання для самоконтролю

1. Призначення рухомих опор.
2. Призначення нерухомих опор.
3. Які бувають нерухомі опори за основним конструкційним матеріалом?
4. Види компенсаторів та їхнє призначення.
5. Недоліки осьових компенсаторів.
6. Як вибирають кількість люків у тепловій камері?
7. Яке обладнання має бути передбачено у вузлі теплофікайному?

16 ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЯ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Теплоізоляція застосовується в системах теплопостачання з метою зменшення втрат тепла в процесі його транспортування та розподілу між споживачами, а також у процесах накопичення та перетворення теплової енергії в теплових акумуляторах і теплообмінних пристроях.

16.1 Види теплової ізоляції

У теплових мережах, теплогенеруючому та теплообмінному обладнанні застосовують декілька видів теплоізоляції.

За конструкцією теплоізоляція поділяється на:

- 1) засипну;
- 2) мастичну;
- 3) підвісну;
- 4) обгорткову;
- 5) монолітну.

За природою теплоізоляційних матеріалів теплоізоляція поділяється на органічну й неорганічну.

За термостійкістю теплоізоляція буває горючою і негорючою.

16.2 Вибір матеріалу теплової ізоляції

Теплоізоляційна конструкція в теплових мережах має підбиратися виходячи з загальних вимог до неї з урахуванням особливостей експлуатації в конкретних умовах роботи. Загальні вимоги до теплоізоляції включають:

1. Низький коефіцієнт теплопровідності, що мінімізує тепловтрати.
2. Міцність, достатню для виключення можливості руйнування теплоізоляції протягом розрахункового періоду за певних умов експлуатації.
3. Максимальну гідрофобність, що виключає можливість істотного збільшення тепловтрат у випадках підвищення вологості середовища, у якому застосовується теплоізоляція.
4. Хімічну інертність та стійкість до агресивної дії хімічних речовин, що можуть контактувати з теплоізоляцією зовні або міститися в середині теплоізованого об'єкта.
5. Відсутність виділення в процесі експлуатації шкідливих, пожежонебезпечних і вибухонебезпечних речовин у концентраціях, що перевищують ГДК.
6. Відсутність виділення у процесі експлуатації хвороботворних бактерій, вірусів і грибків.

Стосовно першого пункту вимог варто зазначити, що підвищення опору теплопередачі та товщини теплової ізоляції обмежується тільки економічною доцільністю, яка визначається співвідношення цін на теплову енергію і теплоізоляційні матеріали.

Вибір матеріалу теплоізоляції за коефіцієнтом теплопровідності для циліндричних об'єктів пов'язаний з їхнім діаметром, оскільки для трубопроводів малих діаметрів необхідно враховувати величину критичного діаметра теплоізоляції $d_{кр}$, що відповідає мінімальному опору теплопередачі циліндричної поверхні⁴¹

$$d_{кр} = 2\lambda_i / \alpha_3, \quad (16.1)$$

де λ_i – теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м · К);

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі до зовнішнього середовища, Вт/(м² · К).

Якщо в умовах обмеженої конвекції вважати найбільш ймовірним значення коефіцієнта $\alpha_3 = 5$ Вт/(м² · К), то з виразу (16.1) легко отримати значення максимально допустимих коефіцієнтів теплопередачі теплоізоляції λ_i для різних діаметрів трубопроводів.

Таблиця 16.1 – Граничні значення коефіцієнта теплопровідності теплоізоляції

d_y	15	20	25	32	40	50	65	80	100
λ_{max}	0,045	0,063	0,08	0,095	0,113	0,143	0,19	0,22	0,27

За нормами [2] за температур до 250 °С допускається застосування теплоізоляції з коефіцієнтом теплопровідності, що не перевищує величину 0,7 Вт/(м² · К).

Коефіцієнт ефективності теплової ізоляції визначає, на яку долю від загального теплового потоку з оголеної поверхні зменшуються тепловтрати завдяки тепловій ізоляції

$$\eta_i = (Q_{ні} - Q_i) / Q_{ні}, \quad (16.2)$$

де $Q_{ні}$ і Q_i – тепловтрати відповідно через неізольовану та ізольовану поверхні, Вт (Вт/м, Вт/м²).

Теплоізоляція трубопроводів та обладнання теплових мереж розраховується згідно з [2], де розглядається 9 варіантів підходів до визначення товщини теплоізоляції залежно від кінцевої мети її використання.

⁴¹ Теплоізоляція трубопроводів, що мають зовнішній діаметр d_3 , менший за критичний, $d_3 < d_{кр}$ буде збільшувати тепловтрати в інтервалі діаметрів від d_3 до $d_{кр}$.

Найпоширенішими для теплових мереж та обладнання систем теплопостачання є такі варіанти підходів:

- за нормованою густиною теплового потоку через ізольовану поверхню;
- за заданою величиною теплового потоку;
- за заданою величиною охолодження (нагріву) речовини в ємкості протягом певного часу;
- за завданням зниження температури теплоносія;
- за заданою кількістю конденсату в паропроводі;
- за температурою поверхні теплоізоляції.

16.3 Розрахунок товщини теплової ізоляції

Розрахунок товщини теплової ізоляції трубопроводів δ_k за нормованою густиною теплового потоку виконують з використанням формули

$$\delta_k = d(B - 1)/2, \quad (16.3)$$

де d – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

B – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару d_i до зовнішнього діаметра трубопроводу, $B = d_i/d$.

Величину B визначають за формулою

$$B = e^{2\pi\lambda_k R_k}, \quad (16.4)$$

де e – основа натурального логарифма;

λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, обумовлена за [2, пп. 2.7 і 3.11], Вт/(м · °C);

R_k – термічний опір шару ізоляції, м² · °C/Вт, величину якого визначають з такого виразу:

$$R_k = R_{\text{tot}} - \sum R_i, \quad (16.5)$$

де R_{tot} – сумарний термічний опір шару ізоляції й інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку, що визначається з виразу

$$R_{\text{tot}} = (t_w - t_e)/(q_e K_1), \quad (16.6)$$

де q_e – нормована лінійна густина теплового потоку, Вт/м, прийнята за [2, додатки 4–8];

t_w – середня за період експлуатації температура теплоносія, яка за розрахункових параметрів теплоносія 150–70 °C і цілорічного режиму роботи теплових мереж може бути прийнята для подавального трубопроводу 90 °C, для

зворотного – 50 °С⁴²; для розподільного та циркуляційного трубопроводу системи ГВ можна прийняти температури відповідно 55 °С і 45 °С;

t_e – середньорічна температура навколишнього середовища; за підземного прокладання трубопроводів – це середньорічна температура ґрунту на глибині закладення трубопроводу, що для більшості міст знаходиться в межах від + 1 °С до + 5 °С;

K_1 – коефіцієнт, що для України приймається таким, що дорівнює 1.

У разі прокладання трубопроводів в тунелях $t_e = 40$ °С; у випадку прокладання в приміщеннях $t_e = 20$ °С; за надземного прокладання на відкритому повітрі t_e приймається, як середня за період експлуатації температура навколишнього повітря.

Види додаткових термічних опорів $\sum R_i$ залежать від способу прокладання теплових мереж.

За надземного прокладання, а також у разі прокладання трубопроводів у тунелях і в технічних підпіллях

$$\sum R_i = R_m + R_{nc} . \quad (16.7)$$

За підземного каналного прокладання

$$\sum R_i = R_m + R_{nc} + (1 + \psi)(R_{is} + R_c + R_{so}) . \quad (16.8)$$

За підземного безканалного прокладання

$$\sum R_i = R_m + \psi R_o + R_{so} . \quad (16.9)$$

У формулах (16.7), (16.8), (16.9):

R_m – термоопір стінки труби, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_m = \ln(d/d_{in})/2\pi\lambda_m , \quad (16.10)$$

де d_{in} – внутрішній діаметр труби, м;

λ_m – теплоємкість матеріалу стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$;

R_{nc} – термоопір граничної поверхні теплоізоляційного (покривного) шару, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_{nc} = 1/[\alpha_e \pi (d + 0,1)] , \quad (16.11)$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплової ізоляції в навколишнє повітря, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$; згідно з [2, дод. 9] за прокладання в каналах $\alpha_e = 8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$; за прокладання в тунелях $\alpha_e = 11 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$; за надземного прокладання

⁴² Більш коректні значення розрахункових температур теплоносія можна отримати з прийнятого для розраховуваної системи теплопостачання температурного графіка за середньої за період експлуатації (опалювальний період, цілий рік) температури зовнішнього повітря.

$$\alpha_e = 29 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)};$$

d – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

R_{is} – термоопір внутрішньої поверхні стінок каналу, що визначається за формулою

$$R_{is} = 1/\alpha_e \pi d_{ie}, \quad (16.12)$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішньої поверхні каналу; приймається $\alpha_e = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$;

d_{ie} – внутрішній еквівалентний діаметр каналу, м, що визначається за формулою

$$d_{ie} = 4F/P, \quad (16.13)$$

де F – площа внутрішнього перетину каналу, м²;

P – внутрішній периметр стінок каналу, м;

R_c – термоопір стінки каналу, що визначається за формулою

$$R_c = \frac{1}{2\pi\lambda_{wl}} \ln \frac{d_{oe}}{d_{ie}}, \quad (16.14)$$

де λ_{wl} – теплопровідність стінки каналу; для стінки із залізобетону можна прийняти $\lambda_{wl} = 2,04 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$;

d_{oe} – зовнішній еквівалентний діаметр каналу, що визначається за зовнішніми розмірами каналу аналогічно d_{ie} , м;

R_{so} – термічний опір ґрунту

$$R_{so} = \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \left(\frac{2h}{d_{oe}} + \sqrt{\frac{4h^2}{d_{oe}^2} - 1} \right), \quad (16.15)$$

де λ_{so} – теплопровідність ґрунту, що залежить від його структури і вологості; за відсутності даних її значення можна приймати приблизно: для вологих ґрунтів вважають $\lambda_{so} = 2 - 2,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$; для сухих ґрунтів $\lambda_{so} = 1,0 - 1,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$;

h – глибина закладення осі теплопроводу від поверхні землі, м;

R_o – додатковий термоопір, що враховує взаємний вплив труб для безканального прокладання, величину якого визначають за такими формулами:

– для подавального трубопроводу

$$R_{o1} = \psi_1 \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \sqrt{\frac{4h^2}{b^2} + 1}; \quad (16.16)$$

– для зворотного трубопроводу

$$R_{o2} = \psi_2 \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \sqrt{\frac{4h^2}{b^2} + 1}, \quad (16.17)$$

де b – відстань між осями трубопроводів, м, прийнята залежно від їхніх діаметрів умовного проходу за таблицею 16.2;

h – глибина закладення осей трубопроводів, м;

ψ – коефіцієнти, що враховують взаємний вплив температурних полів сусідніх теплопроводів і визначаються за формулами

$$\psi_1 = q_{e1}/q_{e2}, \quad (16.18)$$

$$\psi_2 = 1/\psi_1, \quad (16.19)$$

де q_{e1} , q_{e2} – нормовані лінійні густини теплових потоків відповідно для подавального й зворотного трубопроводів, Вт/м (див. формулу (16.6)).

Таблиця 16.2 – Відстані між осями трубопроводів залежно від діаметрів умовного проходу

d_y , мм	50–80	100	125–150	200	250	300	350	400	450	500	600	700
b , мм	350	400	500	550	600	650	700	800	900	1 000	1 300	1 400

На основі розрахунків визнається оптимальна товщина шару теплоізоляційного матеріалу, яка необхідна для зниження теплових втрат до допустимого рівня.

Питання для самоконтролю

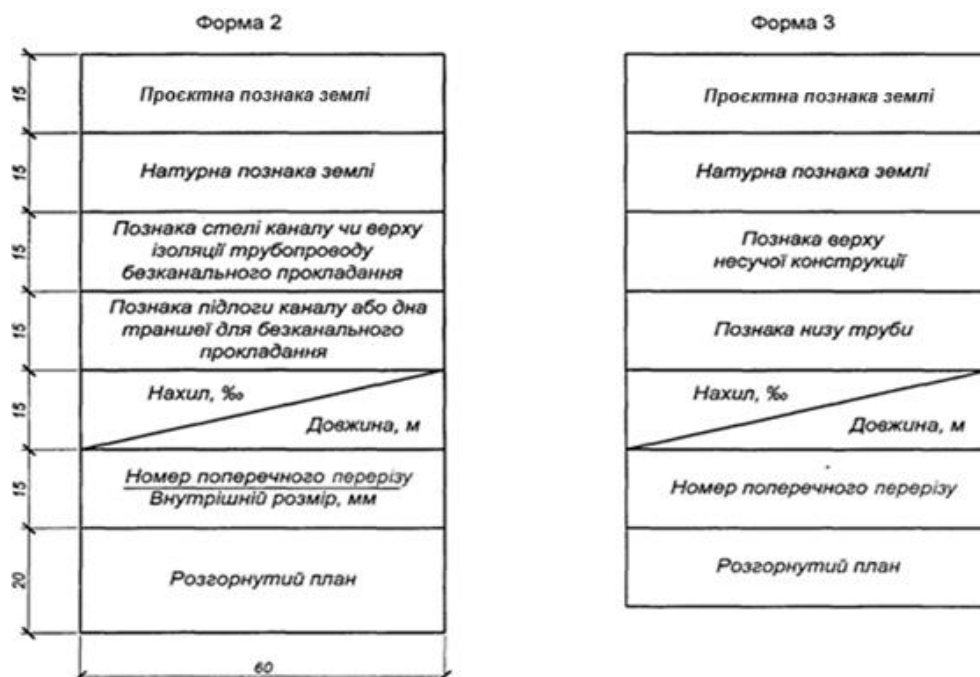
1. Які методи розрахунку теплоізоляції застосовують у системах теплопостачання?
2. Яких додаткових вимог до теплоізоляційної конструкції варто дотримуватися в разі підземного безканального прокладання?
3. Як змінюється мінімально допустимий опір теплоізоляції залежно від діаметра трубопроводу?
4. Чи є потреба в теплоізоляції трубопроводів теплових мереж із полімерних матеріалів?
5. Від чого залежить вибір температур для розрахунку теплоізоляції трубопроводу теплової мережі?

17 ПОЗДОВЖНИЙ ПРОФІЛЬ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

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 прокладання тепломережі: надземного чи підземного, як показано на рисунку 17.1. Форма 2 відповідає підземному прокладанню, а форма 3 – надземному. Якщо на відрізку теплотраси, для якого будується профіль, застосовано обидва способи прокладання, то його розбивають на фрагменти.



Рисунки 17.1 – Таблиця ППТ

ППТ будують у такій послідовності:

1. Виділяють з системи теплопостачання частину, що потребує побудови ППТ.
2. Визначають спосіб прокладання трубопроводів на виділеній частині.
3. Приймають найбільш зручні для користування масштаби по вертикалі та горизонталі з переліку дозволених (див. вище) залежно від загальної довжини фрагменту тепломережі та амплітуди коливань профілю місцевості.
4. За будівельним планом або розрахунковими схемами мереж розбивають таблицю за формою 2 чи 3 (залежно від способу прокладання) 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 з 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 познач 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 познач у першому та другому рядках таблиць за формами 2 та 3 будуть збігатися.
8. Показують на профілі всі інженерні комунікації, що перетинають 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 згідно з ДБН Теплові мережі.
10. Обчислюють нахили (‰) на відрізках профілю теплотраси за формулою

$$N_{\text{від}} = 1\,000 (h_{\text{поч}} - h_{\text{кін}}) / l_{\text{від}}, \quad (17.1)$$

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 винайти за аналогічною формулою

$$h_{\text{кін}} = h_{\text{поч}} \pm N_{\text{від}} l_{\text{від}} / 1\,000. \quad (17.2)$$

Знак операції у формулі (17.2) залежить від характеру зміни познач (підвищення або зниження).

11. Розставляють номери перерізів, відповідних певним відріzkам теплотраси, у шостому рядку таблиці за формою 2 або 3 та внутрішні розміри для канального прокладання за формою 2.

Питання для самоконтролю

1. Призначення поздовжнього профілю.
2. У чому різниця під час складання таблиці за формою 2 та за формою 3?
3. Які масштаби використовують під час побудови поздовжнього профілю?
4. Від чого залежить вибір масштабу?
5. У чому різниця під час складання таблиці за формою 2 для підземного канального та безканального прокладання теплової мережі?

18 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

18.1 Корозія трубопроводів

Незважаючи на неухильне розширення сфери застосування неметалічних труб у системах теплопостачання, металеві труби й дотепер складають переважну частку від загальної кількості трубопроводів, більшість з яких виготовляється з вуглецевих сталей, що піддаються корозії. Загальну класифікацію видів корозії можна подати у вигляді структурної діаграми (рис. 18.1).

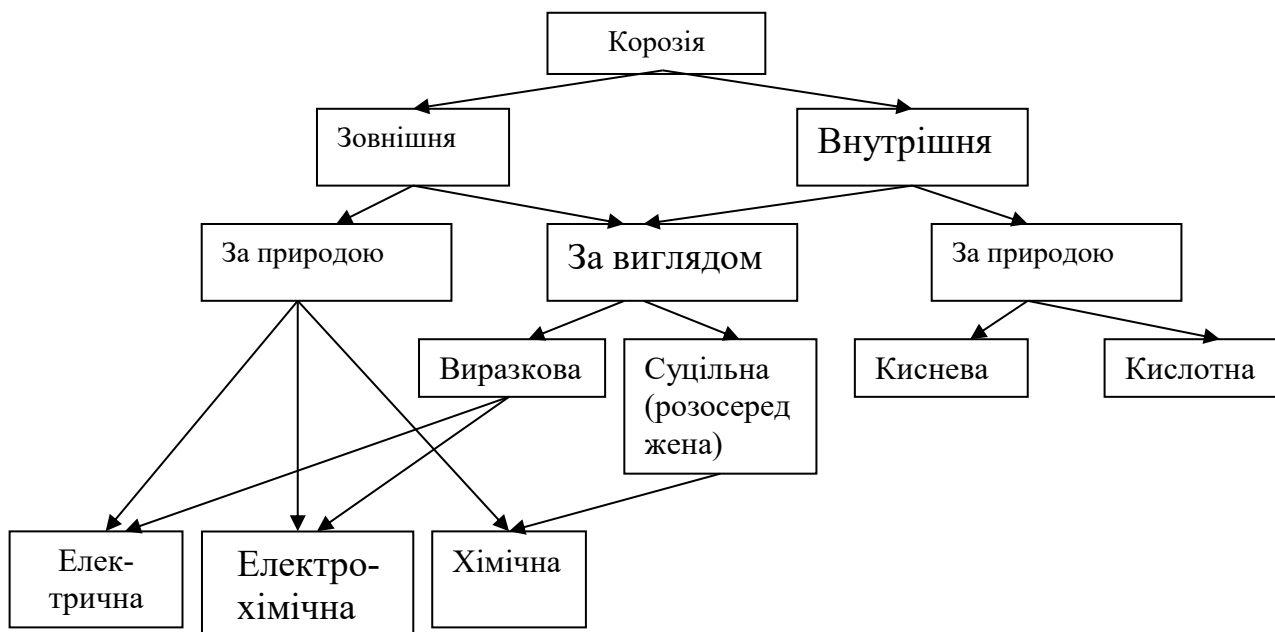


Рисунок 18.1 – Загальна класифікація видів корозії теплових мереж

Методи боротьби з корозією вибираються залежно від переважного її виду, що прогнозується для знову споруджуваних об'єктів теплових мереж, або того, що спостерігається в мережах, які вже експлуатуються.

Види боротьби з корозією можна класифікувати залежно від її виду.

З внутрішньою корозією борються пасивними та активними методами. Пасивні методи – це нанесення захисних покриттів (оцинкування, емалювання). До активних методів відносять деаерацію [22], дегазацію та реагентну обробку води, а також силікатування.

Із зовнішньою корозією так само борються пасивними та активними методами. До пасивних методів, окрім захисних покриттів відносять також використання електроізоляційних вставок на трубопроводах та елементах теплової мережі. До активних методів захисту від зовнішньої корозії відносять зниження корозійної агресивності ґрунту та зменшення зволоження теплоізоляції, а також дренаж, катодний та протекторний захист.

18.2 Гідравлічний удар

Гідравлічним ударом називається хвильовий процес, що виникає у краплинній рідині при раптовій зміні її швидкості. У трубопроводах цей процес супроводжується миттєвими місцевими підвищенням та зниженням тиску, які можуть значно виходити за межі, що наявні при стабільному режимі.

Зараз у теплових мережах існує велика ймовірність явища гідравлічного удару, пов'язана зі збільшенням одиничної теплової потужності, витрати теплоносія, наявності довгих трубопроводів великого діаметра, потужних насосів, пристроїв, що регулюють, тощо. У разі виходу з ладу одного з елементів системи, наприклад, насоса, після його зупинки відбувається різка зміна швидкості води в системі, що супроводжується гідравлічним ударом.

Крім цього, можливість гідравлічного удару виникає на водогрійних котлах, після зміни витрат через нього може статися збільшення температури води в котлі, що призведе до її закипання в мережі, з подальшим остиганням і конденсацією парових бульбашок у потоці води, що супроводжується гідравлічним ударом. Після запуску насосів з нерухомого стану на мережу з відкритими засувками на подавальному і зворотному колекторах виникає хвильовий процес, що супроводжується підвищенням тиску на подавальному колекторі і зниженням напору на зворотному.

Також гідравлічний удар може виникнути у разі різкого закриття або відкриття запірно-регулювальної арматури.

Хвилі по системі поширюються зі швидкістю до 1 000 м/с, з багаторазовим повторенням, поки енергія удару не витратиться на роботу сил тертя та деформації трубопроводів або не буде погашена у спеціальних пристроях, що обмежують поширення хвиль гідравлічного удару. Найбільшу амплітуду має перша хвиля удару, далі хвилі йдуть на зменшення.

Для захисту системи теплопостачання від неприпустимого підвищення тиску під час гідравлічного удару застосовують спеціальні пристрої, які за принципом роботи поділяють на:

- пристрої, що змінюють знак хвилі тисків. До них відносяться зворотні та регулювальні клапани на перемичках, що з'єднують трубопроводи;
- пристрої, що гальмують поширення хвильового процесу, – це газові та повітряні ковпаки;
- пристрої для скидання тиску – це різні зрівняльні резервуари, розривні діафрагми, запобіжні клапани тощо;
- пристрої, що змінюють характеристику джерела збурення. До них відносяться махові колеса на валу насосів, які збільшують момент інерції агрегату, що призводить до збільшення часу роботи насоса від нормального

стану до 0, тобто знижується ударний напір. До цієї групи належать автоматичні швидкодіючі пристрої для увімкнення резервного насоса після вимкнення основного.

Незалежно від гідравлічного удару, що викликає хвильовий процес зміни тиску, після припинення циркуляції води може встановитися підвищений статичний тиск у системі під дією потенційної енергії води в трубопроводах, що знаходяться під тиском.

Для попередження таких режимів у великих теплових мережах передбачається попереднє зниження потенційної енергії систем до припинення циркуляції шляхом дроселювання тиску води на лінії нагнітальної мережевих насосів.

18.3 Надійність централізованих систем теплопостачання

Обладнання централізованих систем теплопостачання (ЦСТ) та їх схеми мають вибиратися з умов забезпечення безперебійного теплопостачання споживачів. Загалом ЦСТ складається з джерела теплопостачання, магістральних теплових мереж із дросельними чи насосними станціями, розподільних теплових мереж із ЦТП чи ТРС та теплоспоживачів із ІТП. Кожна з частин ЦСТ є складною інженерною спорудою, що будуються, проєктуються та експлуатуються різними підприємствами. У зв'язку з цим доцільно встановити для кожної частини індивідуальні показники надійності. Отже, надійність ЦСТ загалом має враховувати окремі показники надійності окремих частин. Під надійністю ЦСТ варто розуміти її здатність та здатність кожної її частини окремо протягом заданого часу та в заданих кількостях забезпечити подачу тепла, теплоносія із заданими параметрами, у заданих режимах споживачеві, за умови виконання експлуатаційного обслуговування, включаючи ремонти всіх елементів, кожної з частин ЦСТ. Надійність ЦСТ складається з безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності, схоронності.

Як показники надійності для кожної частини ЦСТ мають бути встановлені показники, параметри, які можуть бути легко визначені та зафіксовані за допомогою приладів, на межах балансової належності [21]. У зв'язку з тим, що основне завдання системи теплопостачання – це забезпечення теплового комфорту всередині приміщень та забезпечення необхідної температури системи ГВ у будинках різного призначення, то як показники надійності можна прийняти такі:

– допустимі межі відхилень температур повітря всередині приміщень та температури гарячої води для систем ГВ;

– допустиму тривалість зазначених відхилень в інтервалі часу, коли є порушення в роботі однієї або декількох частин ЦСТ;

– допустиму сумарну тривалість таких порушень протягом заданого періоду.

Для розрахунку часу, протягом якого температура всередині приміщень знизиться до мінімального параметра, що нормується, можна використовувати залежність

$$t_{\text{в}} = t_{\text{з}} + \frac{Q_0}{q_o \cdot V} + \frac{t'_{\text{в}} - t_{\text{з}} + \frac{Q_0}{q_o \cdot V}}{e^z \cdot \beta}, \quad (18.1)$$

де $t_{\text{в}}$ – внутрішня температура, яка встановлюється через час z (год), після порушення нормального теплового режиму, °С;

$t_{\text{з}}$ – середня температура зовнішнього повітря, за період порушення теплового режиму, °С;

$t'_{\text{в}}$ – внутрішня температура, яка була у момент порушення теплового режиму, °С;

Q_0 – подача тепла до приміщення, Дж/год;

$q_o \cdot V$ – розрахункові теплові втрати будівлі, Дж/(год · °С);

$e=2,72$ – основа натурального логарифму;

β – коефіцієнт акумуляції будівлі, год, цей коефіцієнт може бути визначений розрахунковим або експериментальним шляхом, короткочасне порушення подачі теплової енергії до будівлі за певний період часу.

Як показники надійності під час проєктування ЦСТ можуть бути використані тривалість часу повного припинення подачі теплоносія споживачеві за розрахункової температури зовнішнього повітря, протягом якого температура всередині приміщень знизиться до мінімально допустимого значення, а також сумарна тривалість таких обмежень протягом року. Безперебійність подачі теплоносія та допустимі межі відхилень параметрів за тиском, температурою та витратою теплоносія на ІТП споживача повинні визначатися для кожної опалювальної будівлі окремо, залежно від її призначення, акумулювальної здатності. Забезпечення необхідних температур повітря всередині приміщень та температури гарячої води у споживача залежить від трьох факторів: 1) наявність у будь-який момент часу необхідної кількості та якості теплоносія на введенні установок, що використовують тепло; 2) справний стан установок, що тепло використовують, теплообмінників і т. д.; 3) ефективність теплоізолювальних будівельних матеріалів (стіни, вікна, двері тощо) та їхній технічний стан.

Причинами відмов, пов'язаних із порушенням міцності елементів, є: перевантаження елементів, внутрішня та зовнішня корозія, заклинювання та

падіння дисків засувки тощо. Послідовність відмов, що виникають, на елементах теплової мережі становить потік випадкових подій – потік відмов. Потік відмови елементів теплопостачання становить однорідний процес Пуассона. Такий процес характеризується стаціонарністю, відсутністю наслідків та ординарністю. Ці умови виконуються для системи теплопостачання.

Стаціонарність – це властивість потоку випадкових подій, коли ймовірність настання певного їхньої кількості на заданому проміжку часу залежить від тривалості проміжку, що розглядається, але не залежить від його зсуву на ту чи іншу величину по осі часу. Стаціонарність порушується при старінні елементів.

Відсутність наслідку означає, що відмови у системі виникають незалежно одна від одної. Ця властивість характерна для теплових мереж, бо якщо одна відмова може спричинити іншу відмову, у системі передбачається захист, що попереджає таке явище.

Імовірність відмов m за період часу t у найпростішому потоці подій визначається законом Пуассона

$$P_m(t) = \frac{(w \cdot t)^m}{m!} \cdot e^{-wt}, \quad (18.2)$$

де $w = w_T \cdot l$, w_T – параметр потоку відмов теплотраси, віднесений до 1 км; l – довжина теплотраси в км;

$m = 0, 1, 2, \dots$. Імовірність того, що за час t не буде жодної відмови, дорівнює

$$P_0(t) = e^{-wt} = P(t). \quad (18.3)$$

Ця ймовірність є функція надійності.

Імовірність відмови роботи системи залежить від часу її експлуатації, наприклад, при порівнянні нової системи терміном експлуатації 0,5 року та системи 10-річної експлуатації, ймовірність відмови системи збільшується в 10,4 рази.

Тому системи теплопостачання, включаючи джерело, теплові мережі, абонентські вводи та системи у міжопалювальний сезон мають проходити поточний та капітальний ремонт. Систему, що пройшла капітальний ремонт, можна віднести до нової. Термін експлуатації теплових мереж, трубопроводів розрахований на 25–30 років.

Для збільшення надійності теплових мереж виробляють секціонування та резервування.

Секціонування пов'язане зі збільшенням кількості пристроїв, що відключають, проте при встановленні більшої кількості запірної арматури на трубопроводах підвищується ймовірність їхнього виходу з ладу. Однак ефект від

зниження величини навантаження, що відключається, у разі відмови значно більше, що в результаті призводить до підвищення надійності системи.

Резервування теплових мереж здійснюється шляхом будівництва перемичок між магістралями. Необхідна міра кільцювання, тобто частка резервованої частини, повинна визначатися розрахунком надійності із задоволенням заданого рівня.

Розрахунок надійності проводять у 2 етапи.

1 етап – обґрунтування необхідного структурного резерву.

2 етап – резерв пропускної спроможності мережі.

У резервованих систем під час відмови окремих елементів виникають аварійні гідравлічні режими, що залишилися працездатними, повинні мати резерв пропускної здатності.

18.4 Відмінність системи тепlopостачання від інших систем енергопостачання

Корінна відмінність закритих систем тепlopостачання від інших систем водопостачання, газопостачання, каналізації – це необхідність повернення теплоносія на джерело тепла.

Тому необхідна єдність всіх складових систем тепlopостачання:

- а) джерел тепла (ТЕЦ, котельні);
- б) теплових мереж;
- в) насосних на теплових мережах;
- г) центральних теплових пунктів;
- д) індивідуальних теплових пунктів;
- е) внутрішньобудинкових систем опалення та вентиляції.

На рисунку 18.2 зображено принципову схему сучасної системи тепlopостачання від джерела тепла до багатоповерхового житлового будинку.

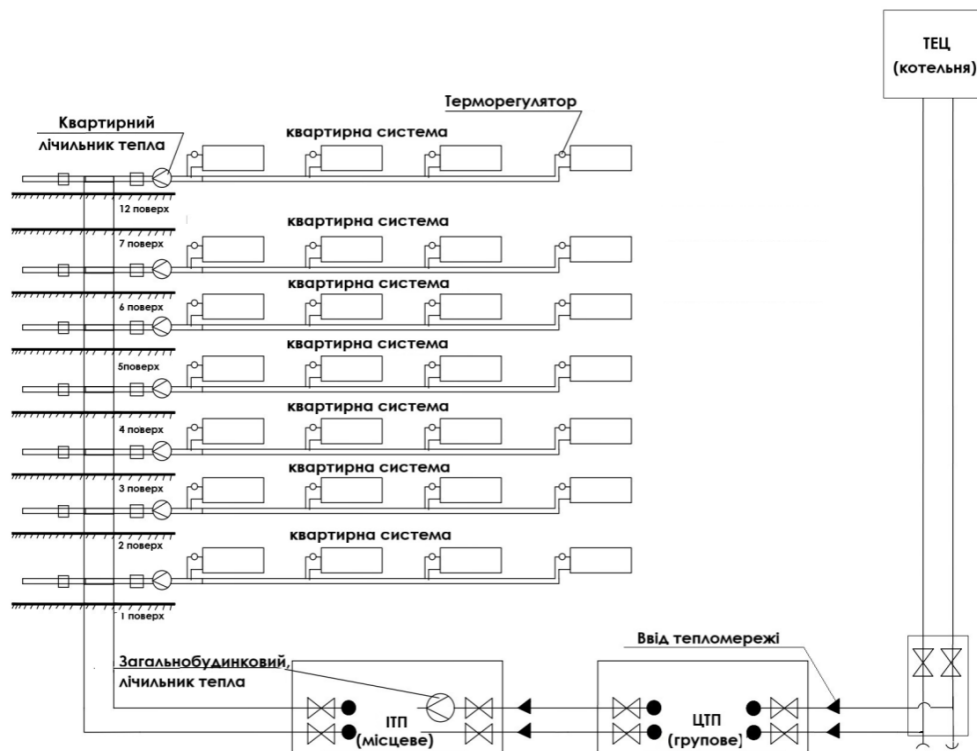


Рисунок 18.2 – Принципова схема ЦСТ

Ця єдність обумовлена необхідністю збереження теплоносія у всій системі теплопостачання.

За своєю конструкцією система теплопостачання є найскладнішою з енергопостачальних, оскільки складається з різних доволі складних підсистем:

- трубопровідної, що транспортує теплоносій (воду або пар);
- підсистеми водопідготовки (хім. обробка, деаерація, дегазація, метод «гідроікс» та ін.);
- «електричної», живлення електроенергії насосів, засувок, клапанів, сигналізації автоматики та захисту;
- «паливопостачальної», що спалює газ, вугілля, мазут, дрова, брикети, пілети, торф, побутове сміття та інші види палива;
- «шлакозоловидаляючої» для видалення шлаків і золи, що утворилася в процесі спалювання;
- підсистеми очищення димових газів (фільтри та спеціальні пристрої);
- підсистеми автоматизації;
- підсистеми пошуку аварійних витоків;
- підсистеми сигналізації та захисту;
- протипожежної підсистеми.

18.5 Основні завдання експлуатаційної діяльності теплопостачальних підприємств

Основним завданням повсякденної експлуатаційної діяльності теплопостачального підприємства (тепломережі) є забезпечення стабільної безперервної подачі теплоносіїв розрахункових параметрів трубопроводами опалення та гарячого водопостачання.

Вирішенню цього основного завдання підпорядковується вся діяльність будь-якої тепломережі будь-якого міста чи населеного пункту незалежно від географічного положення, кількості населення та форми власності підприємства.

Повсякденна експлуатаційна діяльність тепломереж відбувається у таких напрямках:

- щоденний обхід та контроль за станом трубопроводів, арматури, контрольно-вимірювальних приладів тощо;
- виявлення та усунення витоків теплоносіїв (хомути, бандажі, сальники, сальник компенсатор);
- контроль над дотриманням розрахункових параметрів теплоносіїв на введеннях до абонентів (тиск і температура в подавальному та зворотному трубопроводах, перепад тисків на тепловому введенні);
- обслуговування систем, диспетчеризації, автоматизації, контролю витоків у трубопроводах;
- щорічні дворазові планові гідравлічні та теплові випробування всіх трубопроводів системи теплопостачання (магістральних, внутрішньоквартальних та внутрішньобудинкових);
- робота з абонентами, що полягає у встановленні сопла елеватора потрібного розміру або обмежувальних шайб, наглядом за станом внутрішньобудинкової системи опалення, станом конструкцій, що захищають будівель з погляду теплових втрат і т.д.;
- робота з обліку тепла, ця робота полягає у підборі, встановленні та постійному обслуговуванні приладів обліку тепла на всьому шляху його транспортування та споживання, включаючи індивідуальні прилади обліку в кожній квартирі;
- робота з проєктантами, проєктанти до початку проєктування повинні отримати від тепломереж вихідні дані щодо точок підключення та параметрів теплоносіїв, а також особливі умови експлуатації. Всі проєкти теплових мереж, що розробляються, мають бути узгоджені з тепломережею;
- робота з будівельниками, усі будівельні роботи зі спорудження теплових мереж, ЦТП, ІТП та внутрішньобудинкових систем повинні проводитись під постійним технічним наглядом працівників тепломережі.

Виконання всіх етапів цих робіт мають бути оформлені документально. Після завершення будівництва системи теплопостачання мають бути проведені гідравлічні та теплові випробування. Приймання об'єкта має бути проведене у суворій відповідності до чинних нормативів.

Питання для самоконтролю

1. Які бувають види корозії?
2. Які методи відносять до пасивного захисту від корозії?
3. Які методи відносять до активного захисту від корозії?
4. Які пристрої застосовують для боротьби з гідравлічним ударом?
5. З чого складається надійність ЦСТ?
6. Що передбачається для підвищення надійності теплових мереж?
7. Скільки етапів має розрахунок надійності теплових мереж?
8. Які основні завдання має експлуатаційна діяльність теплопостачальних підприємств?

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 проектної документації для будівництва. Основні вимоги до проектної документації. – Чинний від 2024-01-04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 59 с.
12. ДСТУ 9243.7:2023. Система проектної документації для будівництва. Правила виконання архітектурно-будівельних креслень. – Чинний від 2024-01-04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 48 с.
13. Про теплопостачання : Закон України від 2 червня 2005 р. // Відомості Верховної Ради. – 2005. – № 28. – ст. 373.

14. Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання : Закон України від 22 червня 2017 р. // Відомості Верховної Ради. – 2017. – № 34. – ст. 370.

15. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж : затв. М-вом палива та енергетики України від 14.02.2007 наказ № 71. Зареєстровано у Міністерстві юстиції України 5.03.2007 за № 197/13464. – Чинний з 05.03.2007. – Харків : Форт, 2007 – 176 с.

16. Єнін П. М. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі і споруди») : навч. посіб. / П. М. Єнін, Н. А. Швачко. – Київ : Кондор, 2007. – 244 с.

17. Ковальчук В. А. Теплопостачання : навч. посіб. / В. А. Ковальчук, Т. С. Мацнева. – Рівне : НУВГП, 2013. – 300 с.

18. 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.

19. 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.

20. 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.

21. 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.

22. 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.

23. 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.

24. Курсове та дипломне проектування систем теплопостачання : навч.-метод. посіб. у 2-х частинах : 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.

25. Курсове та дипломне проектування систем теплопостачання : навч.- метод. посіб. у 2-х частинах : 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.

26. 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.

27. 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.

Електронне навчальне видання

ТАРАДАЙ Олександр Михайлович,
ГВОЗДЕЦЬКИЙ Олександр Вадимович,
ДЯЧЕНКО Сергій Володимирович

СПЕЦІАЛЬНИЙ КУРС З ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

*(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»)*

Відповідальний за випуск *О. В. Гвоздецький*
Редактор *О. В. Михаленко*
Комп'ютерне верстання *О. В. Гвоздецький*

План 2025, поз. 36Л

Підп. до друку 18.03.2025. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 11,0.

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.