

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПІСЛЯДИПЛОМНОЇ ОСВІТИ
КИЇВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

П.М.Єнін, Н.А.Швачко

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

(ЧАСТИНА І “ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ ТА СПОРУДИ”)

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів



УДК 697.34

ББК 31.3

Є 63

Рецензенти:

А.Ф.Строй – доктор технічних наук, професор, зав. кафедри теплопостачання та вентиляції Полтавського національного технічного університету;

А.В.Власюк – кандидат технічних наук, директор проектного та науково-дослідного інституту по газопостачанню, теплопостачанню та комплексному благоустрою міст України “УкрНДЦінжпроект”;

Ю.К.Росковшенко – кандидат технічних наук, доцент, зав. кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (лист Міністерства освіти і науки України №1.4/18-Г-1329 від 04.12.2006 р.)

Єнін П.М., Швачко Н.А.

Є 63 Теплопостачання (частина I “Теплові мережі та споруди”). Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007, – 244 с.

ISBN 978-966-351-177-1

Розглянуто питання проектування теплових мереж централізованих систем теплопостачання, наведено методи розрахунку систем теплопостачання, теплових мереж та теплових пунктів. Особлива увага надана безканалальному прокладанню попередньоізольованих трубопроводів теплових мереж.

Призначений для студентів вищих навчальних закладів спеціальності «Теплогазопостачання і вентиляція», а також може бути корисним для спеціалістів підприємств і організацій України з теплопостачання незалежно від їх відомчої підпорядкованості.

ББК 31.3
УДК 697.34

ISBN 978-966-351-177-1

© Єнін П.М., Швачко Н.А., 2006

© Кондор, 2006

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ
(ЧАСТИНА І "ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ СПОРУДИ")

Єнін П.М., Швачко Н.А.

Передмова	6
Вступ	7
1. ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	10
1.1. Види теплових навантажень	10
1.2. Розрахунок теплових навантажень на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання	10
1.3. Розрахунок теплових навантажень на технологію	13
1.4. Річні витрати теплоти житловими та громадськими будівлями для житлових районів міста та інших населених пунктів	14
1.5. Сумарні теплові навантаження	14
2. СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	18
2.1. Класифікація систем теплопостачання	18
2.2. Водяні системи теплопостачання	21
2.3. Парові системи теплопостачання	30
2.4. Переваги і недоліки систем теплопостачання	32
2.5. Схеми теплових мереж	34
3. РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	37
3.1. Задачі і види регулювання	37
3.2. Якісне регулювання	40
3.3. Кількісне регулювання	44
3.4. Якісно-кількісне регулювання	47
3.5. Регулювання перепустками	48
3.6. Комбіноване регулювання	50
3.6.1. Температурні графіки для регулювання навантаження опалення при змішаному тепловому навантаженні	52
3.6.2. Температурні графіки для регулювання навантаження на вентиляцію при змішаному тепловому навантаженні	53
3.6.3. Температурні графіки для регулювання навантаження гарячого водопостачання при змішаному тепловому навантаженні	56
3.7. Сумарна витрата води в тепловій мережі	66
4. ТЕПЛОВІ ПУНКТИ	72
4.1. Індивідуальні теплові пункти	72
4.2. Центральні теплові пункти	79
4.3. Вибір схем присьднання систем споживання теплоти до теплових мереж	80
4.4. Обладнання теплових пунктів	86
4.5. Пластинчасті теплообмінники	89
4.6. Автоматизація, контроль та облік в теплових пунктах	96
4.7. Теплові пункти парових систем	101

5. КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	109
5.1. Трубопроводи та арматура	109
5.2. Опори трубопроводів	111
5.3. Компенсатори	114
5.4. Конструювання трубопроводів	117
6. ПРОКЛАДАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	120
6.1. Підземне прокладання теплових мереж в каналах	120
6.2. Надземне прокладання теплових мереж	122
6.3. Безканальне прокладання теплових мереж	124
6.4. Вибір схеми теплових мереж	125
6.5. Проектування трас теплових мереж	129
6.6. Вибір способу прокладання теплових мереж	131
7. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВODІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	135
7.1. Основні задачі і розрахункові залежності	135
7.2. Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж	136
7.3. Гідравлічний розрахунок паропроводів та конденсатопроводів	143
7.4. П'єзометричні графіки та вимоги до гідравлічного режиму теплових мереж...	150
7.5. Вибір схем приєднання систем опалення будівель при складному рельєфі місцевості	155
7.6. Вибір насосів	159
8. ГІДРАВЛІЧНІ РЕЖИМИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	166
8.1. Характеристика гідравлічного режиму водяної теплової мережі	166
8.2. Розрахунок гідравлічного режиму	167
8.3. Змінні гідравлічні режими закритих систем теплопостачання. Гідравлічна стійкість	169
8.4. Розрахунок потокорозподілу в теплових мережах	171
8.5. Насосні підстанції в водяних теплових мережах	172
9. ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	177
9.1. Призначення теплової ізоляції та вимоги до матеріалів	177
9.2. Конструкції теплової ізоляції	178
9.3. Термічний опір ізоляції трубопроводів теплових мереж	180
9.4. Тепловий розрахунок при надземному прокладанні теплових мереж	182
9.5. Тепловий розрахунок при підземному прокладанні теплових мереж у непрохідних каналах	182
9.6. Тепловий розрахунок при безканальному прокладанні теплових мереж	184
9.7. Розрахунок зменшення температури теплоносія по довжині трубопроводу теплової мережі та кількості конденсату, що випадає при транспортуванні насиченої пари.....	186
9.8. Визначення товщини теплової ізоляції	186
9.9. Критичний діаметр теплоізоляції	188

10. БЕЗКАНАЛЬНЕ ПРОКЛАДАННЯ	
ПОПЕРЕДНЬОІЗОЛЬОВАНИХ ТРУБОПРОВОДІВ	192
10.1. Конструкція попередньоізольованих теплопроводів	192
10.2. Взаємодія попередньоізольованих трубопроводів з ґрунтом	193
10.3. Способи монтажу безканального прокладання	
попередньоізольованих трубопроводів	196
10.3.1. Прокладання холодним способом	196
10.3.2. Прокладання з попереднім підігріванням	196
10.3.3. Прокладання з попереднім підігріванням та	
стартовими компенсаторами	198
10.3.4. Прокладання з використанням кутів повороту або	
П - подібних компенсаторів	199
10.3.5. Вибір способу прокладання	200
10.4. Проектування теплових мереж при безканальному	
прокладанні попередньоізольованих трубопроводів	201
10.5. Тепловий розрахунок попередньоізольованих трубопроводів	206
ДОДАТКИ	212
Додаток 1	212
Додаток 2	213
Додаток 3	215
Додаток 4	216
Додаток 5	217
Додаток 6	217
Додаток 7	218
Додаток 8	220
Додаток 9	220
Додаток 10	220
Додаток 11	221
Додаток 12	226
Додаток 13	227
Додаток 14	228
Додаток 15	230
Додаток 16	232
Додаток 17	238
Додаток 18	239
Список літератури	240

ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник призначено для студентів спеціальності “Теплогазопостачання та вентиляція” всіх форм навчання.

Матеріал посібника базується на таких дисциплінах, як “Термодинаміка”, “Тепломасообмін”, “Гідравліка”, “Будівельна теплофізика” та “Опалення”.

В своїй роботі автори намагались на базі теоретичних викладок та рішень інженерних задач розкрити фізико-технічні основи теплопостачання і тим самим підготувати студентів до усвідомленого розуміння нормативної та довідкової літератури, а також до вміння творчо працювати в цій галузі.

На відміну від інших навчальних посібників з теплопостачання даний посібник містить розділ, присвячений безканальному прокладанню попередньоізолюваних трубопроводів, крім того, практично в кожному розділі крім теоретичного матеріалу надані приклади розрахунків. Тому даний посібник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, які займаються проектуванням і експлуатацією систем теплопостачання.

В першій частині посібника розглянуто розділи, які стосуються, в більшій частині, теплових мереж централізованих систем теплопостачання. Великий об'єм матеріалу з теплопостачання зумовив потребу розділити посібник на дві частини. В другій частині автори планують розглянути такі розділи, як “Джерела теплоти”, “Децентралізовані системи теплопостачання”, “Системи гарячого водопостачання”, “Експлуатація та диспетчеризація систем теплопостачання” та “Використання вторинних та відновлюваних енергоресурсів”.

Автори особливо вдячні професору Худенку А.А. за значну роботу з редагування посібника.

Даний навчальний посібник узагальнює викладання курсу “Теплопостачання” в Київському національному університеті будівництва і архітектури та є першою спробою створення сучасного за даною тематикою посібника українською мовою. Тому автори з вдячністю приймуть всі поради та зауваження для покращення змісту посібника.

ВСТУП

Розподілення теплоти через розгалужену систему трубопроводів від джерела теплоти до споживачів називають централізованим теплопостачанням. В сучасних умовах системи централізованого теплопостачання в країнах Північної Європи досягають рівня 60 %, а в країнах колишнього Радянського Союзу – 80% від всіх систем, що подають теплоту до житлових та виробничих приміщень в містах та населених пунктах.

Однією з головних переваг систем централізованого теплопостачання є можливість використання таких видів палива, які є оптимальними з техніко-економічної точки зору та забезпечують більшу екологічну чистоту навколишнього середовища. Система централізованого теплопостачання на базі комбінованого виробництва теплової та електричної енергії на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) – це ефективна технологія, яку доцільно використовувати для забезпечення зростаючих потреб в одержанні цих двох видів енергії та зменшення загального об'єму шкідливих викидів в атмосферу.

В жовтні 1997 року Рада Міністрів ЄС прийняла стратегічне рішення, яке передбачає широке впровадження комбінованого виробництва теплової та електричної енергії. Комбіноване виробництво теплоти є однією з небагатьох технологій, що дозволяє вирішити проблему енергоефективності за досить невеликий термін. Одночасне зменшення шкідливих викидів в атмосферу при комбінованому циклі в порівнянні з роздільним виробництвом електричної та теплової енергії сягає значної величини.

Централізованому теплопостачанню, а також комбінованому виробництву теплоти та електроенергії притаманні такі переваги:

- гнучкість у використанні різних видів палива;
- зменшення проблем, пов'язаних з ліквідацією відходів;
- висока ефективність;
- висока екологічність;
- зменшення забруднення атмосферного повітря;
- висока рентабельність.

При роздільному виробництві теплової та електричної енергії електричну енергію виробляють на конденсаційних станціях, де більше 60% теплоти втрачається в атмосферу з димовими газами та в градирнях з охолоджувальною водою. Більшу частку теплової енергії, яка втрачається, можна використовувати шляхом подачі гарячої води або пари для теплопостачання будівель та виробничих процесів, що дозволило б збільшити ефективність використання палива.

При порівнянні децентралізованого виробництва теплоти з централізованим на базі комбінованого виробництва теплової та електричної енергії слід брати до уваги економічні та екологічні переваги останнього, особливо з використанням ефективних технологій очищення димових газів, а також можливість використання теплоти, яка втрачається, використання біомаси та інших низькопотенційних джерел теплоти.

Отже, централізоване теплопостачання має багато переваг, але умови його широкого застосування в різних регіонах та країнах відрізняються, що пояснюється не тільки кліматичними умовами, а й іншими факторами:

- доступністю місцевих ресурсів (газ, вугілля, нафта, гідроенергія);
- конкуренцією між газопостачальниками та підприємствами централізованого теплопостачання;
- капіталовкладення в системи централізованого теплопостачання є довгостроковими та вигідними для суспільства, що часто не відповідає прагненню приватних корпорацій щодо швидких доходів.

Так, наприклад, перехід від індивідуальної системи опалення до централізованої значно впливає на зменшення рівня забруднення атмосфери в містах. Досягнення аналогічного ефекту без використання системи централізованого теплопостачання потребує великих капіталовкладень в нові технології.

Виходячи з вищенаведених переваг виробництва теплової енергії на ТЕЦ і централізованого теплопостачання, можна дійти висновку, що такі системи будуть ще довгий час визначати стратегічний напрямок у розвитку теплоенергетики багатьох країн світу. При цьому для збереження високої ефективності постає задача забезпечення доставки теплової енергії до споживача з найменшими втратами. Основними засобами транспорту теплоти при централізованому теплопостачанні є сталеві труби з різними видами теплової ізоляції, а переважаючим способом прокладання трубопроводів в містах є підземне прокладання. Ці трубопроводи з необхідним спорядженням утворюють теплові мережі.

В Україні одна з найвищих у світі насиченість міст тепловими мережами. Загальна протяжність теплопроводів в нашій державі становить близько 47 тисяч кілометрів у двотрубному обчисленні. На балансі підприємств комунальної теплоенергетики України перебуває 20,8 тисяч кілометрів теплових мереж у двотрубному обчисленні діаметром від 50 до 800 мм.

Близько 80 % сучасних теплових мереж прокладені в непрохідних залізобетонних каналах з ізоляцією у вигляді мінеральної вати. Канали в більшості не захищені від проникнення ґрунтової та іншої води, що призводить до значних втрат теплової енергії, корозійного пошкодження теплопроводів і аварійного відключення споживачів. Загальні втрати теплової енергії в діючих мережах систем централізованого теплопостачання становлять в середньому 30 %, а у деяких регіонах досягають 40 %. Термін безаварійної експлуатації таких теплових мереж не перевищує 10–15 років.

Зазначені обставини значною мірою є причиною того, що в Україні витрата теплоти на опалення об'єктів рівної площі в 2–3 рази більша, ніж у країнах Західної Європи.

Головним напрямком науково-технічного прогресу у галузі централізованого теплопостачання є застосування нових теплоізоляційних матеріалів, конструкцій і технологій теплоізоляційних робіт. Надійну та ефективну роботу трубопроводів теплових мереж можливо забезпечити, якщо:

- основний теплоізоляційний шар забезпечує теплові втрати, не більші за нормативні, і не має у своєму складі речовин, що викликають посилення зовнішньої корозії трубопроводів;
- фізичні і хімічні характеристики тепло-, гідро- і антикорозійних шарів не змінюються протягом нормативного терміну роботи;

- міцність конструкції трубопроводу забезпечує надійність роботи підземного трубопроводу;
- досягнуто високого рівня індустріальності виготовлення теплоізоляційних трубопроводів в заводських умовах, що забезпечує можливість контролю якості продукції, яка виробляється;
- впроваджено технологію будівельно-монтажних робіт, яка забезпечує можливість контролю якості робіт при прокладанні трубопроводів.

Найвищу ефективність з точки зору економії паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) і збільшення терміну безаварійної експлуатації теплових мереж забезпечує застосування теплоізоляційних матеріалів з покращеними характеристиками і прогресивною технологією виробництва попередньоізоляційних трубопроводів в заводських умовах.

1. ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1. Види теплових навантажень

В системах теплопостачання теплота витрачається на опалення, вентиляцію, кондиціювання повітря, гаряче водопостачання будівель, а також на технологічні процеси на промислових підприємствах.

Теплові навантаження на опалення та вентиляцію суттєво змінюються протягом опалювального періоду, оскільки залежать від температури зовнішнього повітря та інших метеорологічних факторів (сонячна радіація, швидкість і вологість повітря тощо). Ці теплові навантаження називають сезонними.

Сезонне теплоспоживання має такі особливості:

- теплове навантаження змінюється залежно від температури зовнішнього повітря;
- річні витрати теплоти, які залежать від метеорологічних особливостей поточного року в районі теплопостачання (холодна чи тепла зима), мають значні коливання;
- зміна теплового навантаження на опалення протягом доби не значна;
- теплове навантаження на вентиляцію змінюється протягом доби.

Теплові навантаження на гаряче водопостачання та технологічні процеси промислових підприємств протягом року залишаються без суттєвих змін, практично не залежать від температури зовнішнього повітря, тому їх називають цілорічними. Тільки деякі технологічні процеси (сушіння зерна, фруктів, консервація сільськогосподарських продуктів та інші) пов'язані із сезонним споживанням теплоти.

Теплові навантаження на гаряче водопостачання протягом року змінюються мало, але мають значну нерівномірність протягом доби та за днями тижня. На рис. 1.1 наведено орієнтовний графік витрати теплоти на гаряче водопостачання житлового району для двох днів тижня.

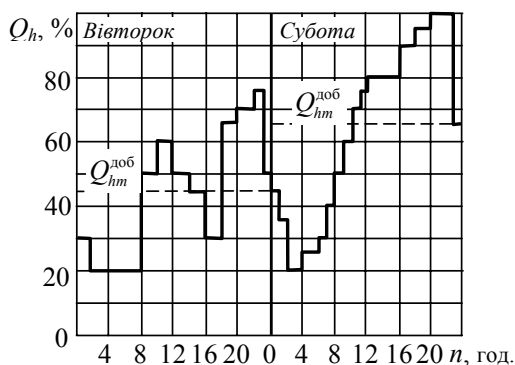


Рис. 1.1. Добовий графік витрати теплоти на гаряче водопостачання для житлового району
 $Q_{hm}^{доб}$ – середня витрата теплоти на гаряче водопостачання протягом доби

1.2. Розрахунок теплових навантажень на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання

Максимальні теплові навантаження на опалення $Q'_{o \max}$, вентиляцію $Q'_{v \max}$ та гаряче водопостачання $Q_{h \max}$ житлових, громадських та виробничих будівель при проектуванні систем теплопостачання слід приймати за відповідними проектами.

Теплові навантаження при відсутності проектів опалення, вентиляції та гарячого водопостачання будівель та споруд визначають:

- для підприємств – за укрупненими відомчими нормами, які затверджені у відповідному порядку, або за проектами аналогічних підприємств;
- для житлових районів міст та інших населених пунктів за методикою, яка наведена в будівельних нормах [31].

Так, теплові навантаження житлових районів міст та інших населених пунктів, Вт, можна визначати за формулами:

- максимальне теплове навантаження на опалення житлових і громадських будівель

$$Q'_{o\max} = q_o A(1 + K_1), \quad (1.1)$$

де q_o – укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення 1 м² загальної площі житлових будівель, Вт/м² (дод. 5) [31];

K_1 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських будівель, при відсутності даних слід приймати $K_1=0,25$ [31];

A – загальна площа житлових будівель, м²;

- максимальне теплове навантаження на вентиляцію громадських будівель

$$Q'_{v\max} = K_1 K_2 q_o A, \quad (1.2)$$

де K_2 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських будівель, при відсутності даних слід приймати: для громадських будівель, які побудовані до 1985 р., $K_2=0,4$; після 1985 р. $K_2=0,6$;

- середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель

$$Q_{hm} = \frac{1,2mc(a_n + b_n)(55 - t_c)}{24 \cdot 3,6} \quad (1.3)$$

або
$$Q_{hm} = q_h m; \quad (1.4)$$

- максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель

$$Q_{h\max} = 2,4Q_{hm}, \quad (1.5)$$

де q_h – укрупнений показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину, Вт (дод. 6);

m – кількість мешканців;

c – теплоємність води, приймається рівною 4,187 кДж/(кг·°С);

a_n – норма витрати води на гаряче водопостачання за добу при температурі 55°С на одну людину, яка мешкає в будівлі з гарячим водопостачанням, приймається залежно від комфортності будівлі відповідно [29], л;

b_n – норма витрати води на гаряче водопостачання в громадських будівлях при температурі 55°С, приймається в розмірі 25 л за добу на 1 людину [29];

1,2 – коефіцієнт, який враховує тепловтрати трубопроводів системи гарячого водопостачання;

t_c – температура холодної (водопровідної) води в опалювальний період (при відсутності даних приймається рівною 5°С).

Теплові навантаження на опалення та вентиляцію окремо розташованих будівель можна приблизно розрахувати через питомі теплові характеристики на опалення та вентиляцію за формулами [14, 17]:

- максимальне теплове навантаження на опалення для житлових, громадських та виробничих будівель, Вт

$$Q'_{o\max} = a_i q_{op} \beta_t V_3 (t_b - t'_o); \quad (1.6)$$

- максимальне теплове навантаження на вентиляцію для громадських та виробничих будівель, Вт

$$Q'_{v\max} = q_v V_3 (t_b - t'_o), \quad (1.7)$$

де q_{op} , q_v – питомі теплові характеристики будівлі на опалення та вентиляцію, Вт/(м³·°C), визначають в залежності від призначення будівлі та її об'єму за додатками 1, 2, 3;

V_3 – об'єм будівлі за зовнішніми обмірами, м³;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °C;

t'_o – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °C;

β_t – температурний коефіцієнт, який враховує різні кліматичні зони та використовується, коли розрахункова температура зовнішнього повітря відрізняється від –30°C (дод. 4);

a_i – коефіцієнт, який враховує витрату теплоти на підігрівання зовнішнього повітря, яке надходить в будівлю за рахунок інфільтрації через нещільності в огороженнях, приймають рівним 1,05-1,1.

Середні та максимальні теплові навантаження на гаряче водопостачання Q_{hm} , Q_{hmax} будівель слід визначати за нормами витрати гарячої води у відповідності з будівельними нормами [29].

Середні теплові навантаження для житлових районів населених пунктів на опалення та вентиляцію за опалювальний період, Вт, визначають за співвідношеннями [31]:

$$Q_{om} = Q'_{o\max} \frac{t_b - t_{om}}{t_b - t'_o}, \quad (1.8)$$

$$Q_{vm} = Q'_{v\max} \frac{t_b - t_{om}}{t_b - t'_o}, \quad (1.9)$$

де t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі (при відсутності даних приймається для житлових будівель рівною 18°C, для виробничих будівель 16°C), °C;

t'_o – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °C;

t_{om} – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °C.

Середнє і максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових районів населених пунктів в неопалювальний період, Вт, визначаються за формулами:

$$Q_{hm}^s = Q_{hm} \frac{t_h - t_c^s}{t_h - t_c} \beta, \quad (1.10)$$

$$Q_{hmax}^s = 2,4 \cdot Q_{hm}^s, \quad (1.11)$$

де t_c – температура водопровідної води в опалювальний період, приймається 5°C ;

t_c^s – температура водопровідної води в неопалювальний період, приймається 15°C ;

t_h – температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, приймається 55°C ;

β – коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати гарячої води в неопалювальний період, порівнюючи з опалювальним періодом; приймається для житлово-комунального сектора $\beta=0,8$ (для курортів $\beta=1,2-1,5$); для промислових підприємств $\beta=1,0$.

Тривалість опалювального періоду для житлових та громадських будівель визначається за кількістю днів з температурою зовнішнього повітря нижче за 8°C . Для будь-якої температури зовнішнього повітря t_3 протягом опалювального періоду, що відрізняється від розрахункової, теплові навантаження на опалення та вентиляцію визначають за формулами:

$$Q_o^t = Q'_{o\max} \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o}, \quad (1.12)$$

$$Q_v^t = Q'_{v\max} \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o}, \quad (1.13)$$

де t_b – температура внутрішнього повітря будівлі, $^\circ\text{C}$;

t'_o – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, $^\circ\text{C}$.

1.3. Розрахунок теплових навантажень на технологію

Максимальні теплові навантаження на технологію слід приймати за проектами промислових підприємств. Споживання теплоти на технологічні потреби може бути підраховане за середньодобовими та максимально годинними витратами теплоти. Для цього повинна бути надана інформація про кількість годин роботи технологічних споживачів протягом доби (цілодобова, змінна чи короткочасна робота), крім того мають бути побудовані добові графіки теплових навантажень за годинами для кожного типу споживачів та по всьому підприємству в цілому. Для визначення річних теплових навантажень необхідні дані про можливі коливання добових витрат теплоти на технологічні потреби протягом року [20, 37, 39].

Можна орієнтовно підрахувати теплове навантаження на технологічні потреби в залежності від кількості продукції, яка випускається, та питомого теплового навантаження на одиницю продукції за формулою:

$$Q_{\text{тех}} = Q_{\text{то}} + q_{\text{т}} N_{\text{пр}}, \quad (1.14)$$

де $Q_{\text{то}}$ – теплове навантаження промислового підприємства, яке не залежить від кількості продукції, яку випускає підприємство, Вт;

$q_{\text{т}}$ – питоме теплове навантаження на одиницю продукції, яка випускається, Вт;

$N_{\text{пр}}$ – кількість продукції, яку випускає підприємство.

Річна витрата теплоти на технологічні потреби $Q_{\text{тех}}^p$, кДж, визначається за кількістю годин роботи технологічного обладнання цеху за зміну $Z_{\text{тех}}$ і кількістю змін за рік n_3 :

$$Q_{\text{тех}}^p = 3,6 Q_{\text{тех}} Z_{\text{тех}} n_3, \quad (1.15)$$

де $Q_{\text{тех}}$ – середнє теплове навантаження на технологічні процеси, Вт.

1.4. Річні витрати теплоти житловими та громадськими будівлями для житлових районів міста та інших населених пунктів

Річні витрати теплоти житловими та громадськими будівлями для житлових районів міста та інших населених пунктів визначаються за середніми витратами теплоти та тривалістю її споживання, кДж, за формулами [31]:

- на опалення

$$Q_o^p = 24 \cdot 3,6 \cdot Q_{om} \cdot n_o, \quad (1.16)$$

- на вентиляцію

$$Q_v^p = 3,6 \cdot Z \cdot Q_{vm} \cdot n_o, \quad (1.17)$$

- на гаряче водопостачання

$$Q_{hm}^p = 24 \cdot 3,6 \cdot [Q_{hm} \cdot n_o + Q_{hm}^s \cdot (n_{hp} - n_o)], \quad (1.18)$$

де Q_{om} , Q_{vm} – середнє теплове навантаження на опалення та вентиляцію за опалювальний період, Вт, що визначаються за формулами (1.8-1.9);

Q_{hm} , Q_{hm}^s – середні теплові навантаження на гаряче водопостачання за опалювальний та неопалювальний періоди, Вт;

n_o – тривалість опалювального періоду, кількість діб, яка відповідає періоду з середньою температурою зовнішнього повітря 8°C та нижче, приймається за додатком 7;

Z – середня за опалювальний період кількість годин роботи системи вентиляції громадських будівель за добу (при відсутності даних приймається рівною 16 годинам);

n_{hp} – розрахункова кількість діб роботи системи гарячого водопостачання за рік (при відсутності даних приймається 350 діб).

1.5. Сумарні теплові навантаження

Дослідження характеру зміни теплових навантажень протягом року надзвичайно важливе для визначення витрат палива, раціонального використання обладнання джерела теплоти, а також для техніко-економічних розрахунків при проектуванні та експлуатації системи теплопостачання.

Сумарні максимальні розрахункові (годинні) та річні теплові навантаження об'єкта теплопостачання на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання та технологію визначають шляхом додавання теплових навантажень за всіма видами споживання по всіх групах абонентів (житлових і громадських будівель та промислових підприємств).

Сумарне максимальне теплове навантаження об'єкта теплопостачання визначається за формулою:

$$\sum Q_{\max} = Q'_{o\max} + Q'_{v\max} + Q_{h\max} + Q_{\text{тех}}. \quad (1.19)$$

Сумарна річна витрата теплоти визначається за формулою:

$$\sum Q^p = Q_o^p + Q_v^p + Q_{hm}^p + Q_{\text{тех}}^p. \quad (1.20)$$

Характер зміни теплових навантажень протягом року наочно ілюструється графіком за тривалістю опалювального періоду (рис. 1.2). Для його побудови необхідно мати інформацію про тривалість стояння температур зовнішнього повітря в заданій місцевості [3]. За такими графіками можна визначати витрати теплоти за різних умов (зовнішній температурі та інше) і обчислити сумарне теплове навантаження. Річна витрата теплоти на річному графіку навантаження виглядає як площа між віссю абсцис і лінією теплового навантаження у відповідному масштабі. Слід враховувати, що теплове навантаження гарячого водопостачання і технологічне навантаження на річному графіку мають умовний характер, бо мало залежать від температури зовнішнього повітря. Порядок побудови графіка наведено в [12].

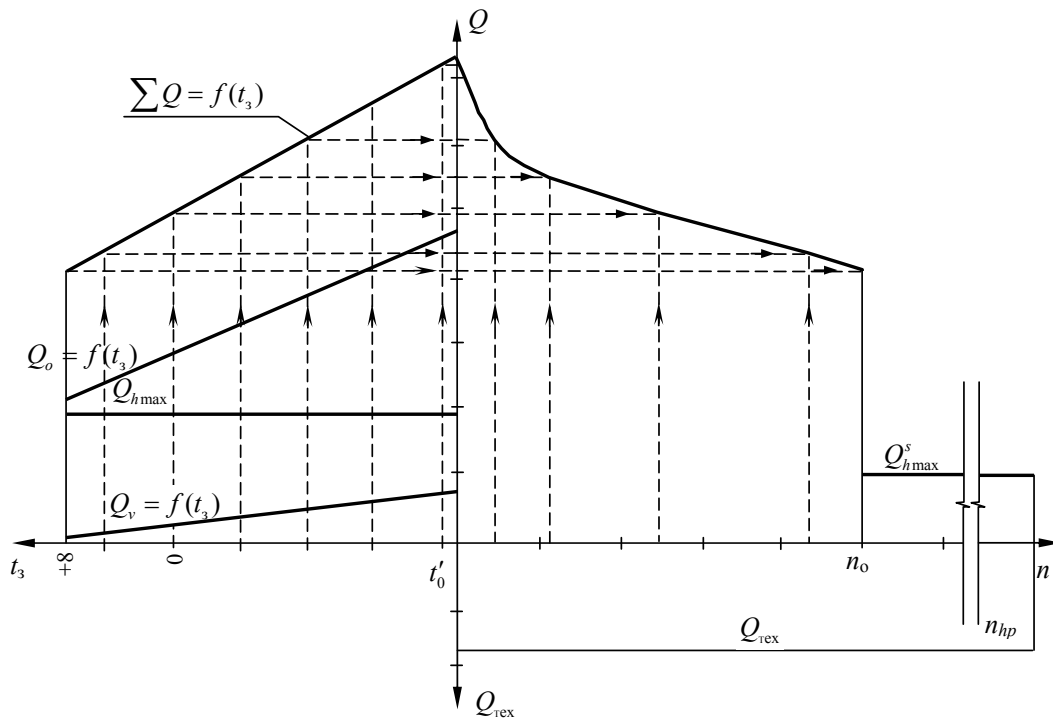


Рис. 1.2. Графік змін теплових навантажень та графік витрати теплоти відповідно тривалості опалювального періоду

Приклад 1.1.

Визначити теплові навантаження на опалення та гаряче водопостачання 9-ти поверхового житлового будинку, який проектується в м. Миколаєві. Об'єм будівлі за зовнішніми обмірами $V = 22000 \text{ м}^3$, будинок розраховано на 400 мешканців.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення для м. Миколаєва $t'_o = -20^\circ\text{C}$. Розрахункова температура внутрішнього повітря будівлі $t_b = +18^\circ\text{C}$.

За додатком 1 питома теплова характеристика будівлі на опалення $q_{\text{оп}} = 0,43$ Вт/(м³·°C). За додатком 4 коефіцієнт $\beta_i = 1,17$, $\alpha_i = 1,07$.

Максимальне теплове навантаження будівлі на опалення за формулою (1.6):

$$Q'_{\text{оmax}} = \alpha_i q_{\text{оп}} \beta_i V_z (t_b - t'_o) = 1,07 \cdot 0,43 \cdot 1,17 \cdot 22000 \cdot (18 + 20) = 450033 \text{ Вт} = 450,0 \text{ кВт};$$

За додатком 6 укрупнений показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину $q_h = 334$ Вт.

Середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання за формулою (1.4):

$$Q_{hm} = q_h \cdot m = 334 \cdot 400 = 133600 \text{ Вт} = 133,6 \text{ кВт}.$$

Максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання за формулою (1.5):

$$Q_{h\text{max}} = 2,4 Q_{hm} = 2,4 \cdot 133,6 = 320,6 \text{ кВт}.$$

Сумарне максимальне теплове навантаження будівлі за формулою (1.19):

$$\sum Q = Q'_{\text{оmax}} + Q_{h\text{max}} = 450,0 + 320,6 = 770,6 \text{ кВт}.$$

Приклад 1.2.

Визначити теплові навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання житлового району багатоповерхової забудови, який проектується в м. Києві. Район розраховано на 40000 мешканців.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення для м. Києва $t'_o = -22^\circ\text{C}$. Розрахункова температура внутрішнього повітря у будівлі $t_b = +18^\circ\text{C}$.

За даними Житлового кодексу України норма загальної житлової площі становить 21 м² на людину.

Загальна житлова площа району:

$$A = 21 \cdot 40000 = 840000 \text{ м}^2.$$

За додатком 5 укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення $q_o = 76,2$ Вт/м². Коефіцієнти $K_1 = 0,25$; $K_2 = 0,6$.

Максимальне теплове навантаження на опалення житлових і громадських будівель житлового району за формулою (1.1):

$$Q'_{\text{оmax}} = q_o A (1 + K_1) = 76,2 \cdot 840000 \cdot (1 + 0,25) = 80,01 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 80,01 \text{ МВт}.$$

Максимальне теплове навантаження на вентиляцію громадських будівель житлового району за формулою (1.2):

$$Q'_{v\text{max}} = q_o \cdot A \cdot K_1 \cdot K_2 = 76,2 \cdot 840000 \cdot 0,25 \cdot 0,6 = 9,60 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 9,6 \text{ МВт}.$$

Середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель району за формулою (1.4):

$$Q_{hm} = q_h \cdot m = 407 \cdot 40000 = 16,28 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 16,28 \text{ МВт}.$$

Максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання за формулою (1.5):

$$Q_{h\max} = 2,4 Q_{hm} = 2,4 \cdot 16,28 = 39,07 \text{ МВт.}$$

Сумарне максимальне теплове навантаження житлового району за формулою (1.19):

$$\sum Q = Q'_{o\max} + Q'_{v\max} + Q_{h\max} = 80,01 + 9,6 + 39,07 = 128,68 \text{ МВт.}$$

Контрольні запитання

1. Які особливості мають сезонні споживачі теплоти?
2. Як виглядає добовий графік споживання теплоти на гаряче водопостачання житлового району?
3. Як визначити теплові навантаження житлових, громадських та виробничих будівель на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання?
4. Як визначити теплові навантаження житлових районів міст за укрупненими показниками?
5. Як визначити теплове навантаження на технологічні потреби?
6. Як визначити річні витрати теплоти?

2. СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

2.1. Класифікація систем теплопостачання

Система теплопостачання складається з джерела теплоти, теплової мережі, вузлів управління, транспортування та розподілу теплоти (насосні перекачувальні станції, теплові пункти тощо) та систем споживання теплоти. Системи теплопостачання класифікують залежно від: джерела теплоти; виду теплоносія; способу подачі води на гаряче водопостачання; кількості трубопроводів; способу забезпечення споживачів теплою і т. ін.

Залежно від джерела теплоти системи теплопостачання поділяють на:

- **централізовані** на базі комбінованого виробництва теплової та електричної енергії на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) – теплофікаційні;
- централізовані від районних опалювальних та промислово-опалювальних котелень;
- **децентралізовані** від малих котелень, індивідуальних джерел теплоти та інше;

Перевагами систем централізованого теплопостачання є:

- можливість використання різних, в тому числі і низькосортних видів палива;
- зменшення витрат палива;
- зменшення кількості обслуговуючого персоналу і зниження у зв'язку з цим експлуатаційних витрат;
- поліпшення стану повітряних басейнів міст внаслідок ефективного застосування фільтрів для очищення димових газів;
- можливість широкого застосування автоматики для контролю і регулювання параметрів теплоносія;
- розвантаження міського і залізничного транспорту від зайвих перевезень палива;
- вивільнення площ, зайнятих малими котельнями і чисельними складами палива;
- зменшення небезпеки пожеж.

До недоліків централізованих систем теплопостачання слід віднести:

- необхідність спорудження та експлуатації теплових мереж, що веде до збільшення вартості систем теплопостачання;
- потребу в коштах та металі для випереджаючого вкладання їх у джерела теплопостачання і теплові мережі з урахуванням перспектив розвитку району, який обслуговується;
- теплові втрати при транспортуванні теплоти.

За видом теплоносія системи теплопостачання поділяють на **водяні** і **парові**. Водяні системи теплопостачання використовують для теплопостачання сезонних споживачів теплоти та гарячого водопостачання, а в деяких випадках і для технологічних процесів.

В системах централізованого теплопостачання для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання житлових, громадських і промислових будівель слід використовувати теплоносій у вигляді перегрітої води. Пару використовують для теплопостачання технологічних споживачів, які її потребують. Використання пари як теплоносія для си-

стем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання промислових підприємств допускається при техніко-економічному обґрунтуванні [31].

Переваги водяних систем тепlopостачання:

- можливість транспортування води на більшу відстань, ніж пари;
- нескладність приєднання систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання до водяних теплових мереж;
- можливість центрального регулювання теплових навантажень;
- вода має більшу теплоємність, ніж пара, та більшу акумулюючу здатність;
- більший термін безаварійної роботи систем опалення і вентиляції.

Недоліки водяних систем тепlopостачання:

- витрати електроенергії на транспортування теплоносія;
- значно підвищений гідростатичний тиск внаслідок значної густини води.

Переваги парових систем тепlopостачання:

- можливість використання пари не тільки для санітарно-технічних споживачів, а і для технологічних потреб;
- швидкий прогрів та охолодження систем парового опалення, що доцільно використовувати для приміщень із періодичним опаленням;
- пара має невелику об'ємну масу, що дозволяє не враховувати в парових системах опалення гідростатичний тиск і дає можливість використати пару як теплоносій в багатопверхових будинках, а також при складному рельєфі місцевості району тепlopостачання;
- відсутність витрати електроенергії на транспортування пари;

Недоліки парових систем тепlopостачання:

- значні втрати теплоти паропроводами внаслідок високої температури пари;
- неможливість підтримувати нормативну температуру на поверхні опалювального пристрою;
- неможливість транспортування пари на тривалу відстань (більше 5 км);
- термін експлуатації парових систем опалення значно менший, ніж водяних, внаслідок інтенсивної корозії внутрішньої поверхні конденсатопроводів;
- складність збору та повернення конденсату.

Залежно від способу подачі теплоти на гаряче водопостачання водяні системи поділяють на *закриті* та *відкриті*. У закритих водяних системах тепlopостачання воду з теплових мереж використовують для нагрівання в підігрівачах поверхневого типу водопровідної води, яка подається в систему гарячого водопостачання. У відкритих водяних системах тепlopостачання гаряча вода з теплової мережі безпосередньо подається до водорозбірних пристроїв місцевої системи гарячого водопостачання.

Залежно від кількості трубопроводів від джерела теплоти до споживачів системи тепlopостачання поділяють на *однотрубні*, *двотрубні* та *багатотрубні*.

За способом забезпечення споживачів тепловою енергією відрізняють *одноступеневі* та *багатоступеневі* системи тепlopостачання. В одноступеневих системах тепlopостачання споживачів теплоти безпосередньо приєднують до теплових мереж (рис. 2.1). Вузли приєднання споживачів теплоти до теплових мереж називають тепловими

пунктами. В тепловому пункті кожного будинку встановлюють (при необхідності) підігрівачі гарячого водопостачання, елеваторні або насосні вузли змішування, арматуру, контрольно-вимірювальні пристрої для регулювання параметрів та витрати теплоносія для місцевих опалювальних та водорозбірних пристроїв, а також лічильники води та теплоти. Якщо до теплового пункту приєднано один будинок або частину будинку чи технологічну установку, то його називають індивідуальним тепловим пунктом (ІТП). Безпосереднє приєднання опалювальних пристроїв до теплових мереж обмежене межами допустимих тисків в теплових мережах, бо високий тиск, який потрібний для транспортування теплоносія до кінцевих споживачів, є небезпечним для опалювальних пристроїв. Внаслідок цього одноступеневі системи використовують для теплопостачання обмеженої кількості споживачів від котельні з невеликою довжиною теплових мереж.

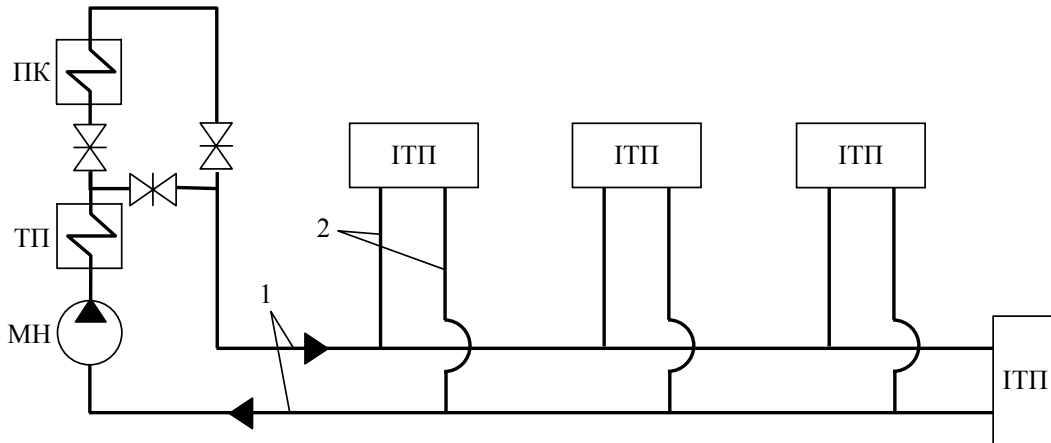


Рис. 2.1. Схема одноступеневої системи теплопостачання

1 – магістральні трубопроводи; 2 – відгалуження; ІТП – індивідуальний тепловий пункт; ТП – теплофікаційний підігрівач; ПК – піковий котел; МН – мережний насос.

В багатоступеневих системах теплопостачання (рис. 2.2) між джерелом теплоти та споживачами розміщують центральні теплові пункти (ЦТП), в яких параметри теплоносія можуть змінюватись залежно від потреб місцевих споживачів теплоти. У центральних теплових пунктах можуть бути встановлені насоси та підігрівачі, регульовальна, запірні та запобіжна арматура, контрольно-вимірювальні пристрої, які призначені для забезпечення групи споживачів в кварталах або районах теплотою з потрібними параметрами. За допомогою насосів та підігрівачів магістральні трубопроводи (перший ступінь) відповідно частково або повністю гідравлічно ізолюються від розподільних мереж (другий ступінь). З центрального теплового пункту теплоносій з допустимими або установленими параметрами для місцевих систем теплоспоживання по загальних або окремих трубопроводах другого ступеня подається до індивідуальних теплових пунктів (ІТП) кожного будинку. В індивідуальному тепловому пункті здійснюється лише підмішування зворотної води, яка повертається після місцевих опалюваль-

них установок, а також регулювання витрати води на гаряче водопостачання та облік витрати теплоти. Повна гідравлічна ізоляція теплових мереж першого та другого ступенів підвищує надійність теплопостачання та збільшує дальність транспортування теплоносія. Багатоступеневі системи теплопостачання з центральними тепловими пунктами дозволяють зменшити кількість підігрівачів систем гарячого водопостачання, циркуляційних насосів та регуляторів температури, які встановлюють в індивідуальних теплових пунктах при використанні одноступеневої системи теплопостачання. В ЦТП можливе встановлення пристроїв для обробки водопровідної води для запобігання корозії трубопроводів в системах гарячого водопостачання. Спорудження ЦТП дозволяє зменшити експлуатаційні затрати та кількість обслуговуючого персоналу.

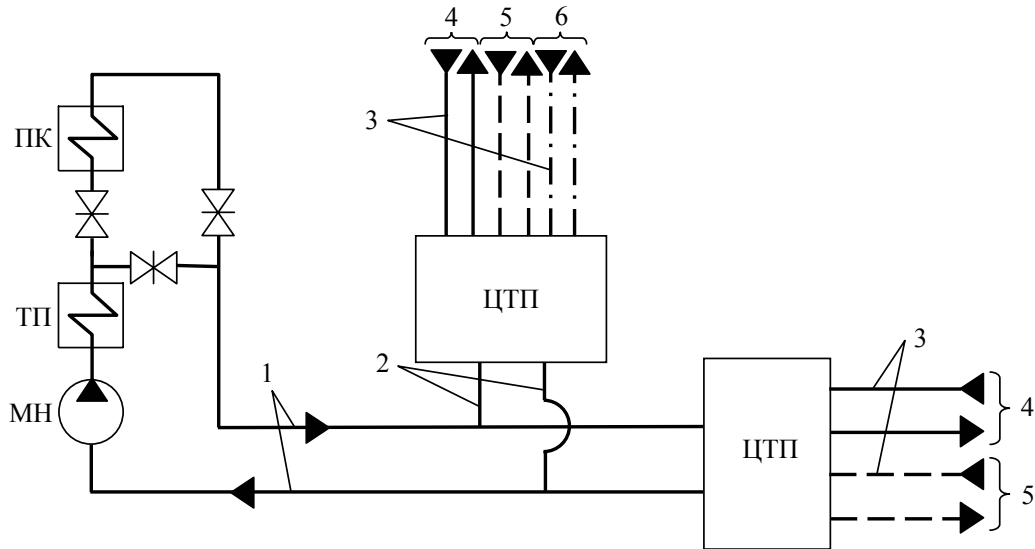


Рис. 2.2. Схема двоступеневої системи теплопостачання

1 – магістральні трубопроводи; 2 – відгалуження; 3 – розподільчі мережі; 4 – теплові мережі опалення та вентиляції; 5 – теплові мережі гарячого водопостачання; 6 – теплові мережі технологічних потреб.

2.2. Водяні системи теплопостачання

Ефективність водяних систем теплопостачання визначається схемою приєднання споживачів до теплових мереж. Схеми приєднання систем опалення за гідравлічним зв'язком з тепловими мережами поділяють на *залежні* та *незалежні*.

В залежних системах приєднання теплоносія в опалювальні пристрої подається безпосередньо з теплових мереж. Таким чином, теплоносій з теплових мереж циркулює в місцевій системі опалення. Внаслідок цього тиск в місцевих системах опалення визначається режимом тиску в зовнішніх теплових мережах.

В незалежних системах приєднання теплоносія з теплової мережі подається до поверхневого підігрівача для нагрівання води, яка циркулює в системі опалення. Таким чином, мережна вода та вода, яка циркулює в системі опалення, не змішуються, відтак тепла мережа і система опалення повністю гідравлічно ізолювані. Гідравлічна ізоляція теплоносіїв в тепловому пункті використовується для захисту місцевих систем опа-

лення від впливу високого чи низького тисків в теплових мережах, при яких можливе руйнування опалювальних пристроїв або спустошення місцевих систем опалення.

На рис. 2.3. залежне приєднання опалювальних пристроїв наведено на схемах *а*, *б*, *в*. При залежному приєднанні місцевих систем опалення слід намагатися використувати обладнання, яке має найменшу вартість. Головний недолік залежного приєднання споживачів – це вплив тиску в теплових мережах на опалювальні пристрої місцевих систем опалення. Тому залежні місцеві системи опалення використовують в умовах, коли тиск в теплових мережах не перевищує міцності опалювальних пристроїв. Залежне приєднання за схемою *а* використовують в системах тепlopостачання промислових підприємств, а якщо температура мережної води в подавальному трубопроводі не перевищує 95-105°C, то і в системах опалення житлових та громадських будівель. В таких схемах мережна вода з подавального трубопроводу теплової мережі безпосередньо подається в опалювальні пристрої, а охолоджена вода після опалювальних пристроїв повертається в зворотний трубопровід теплової мережі.

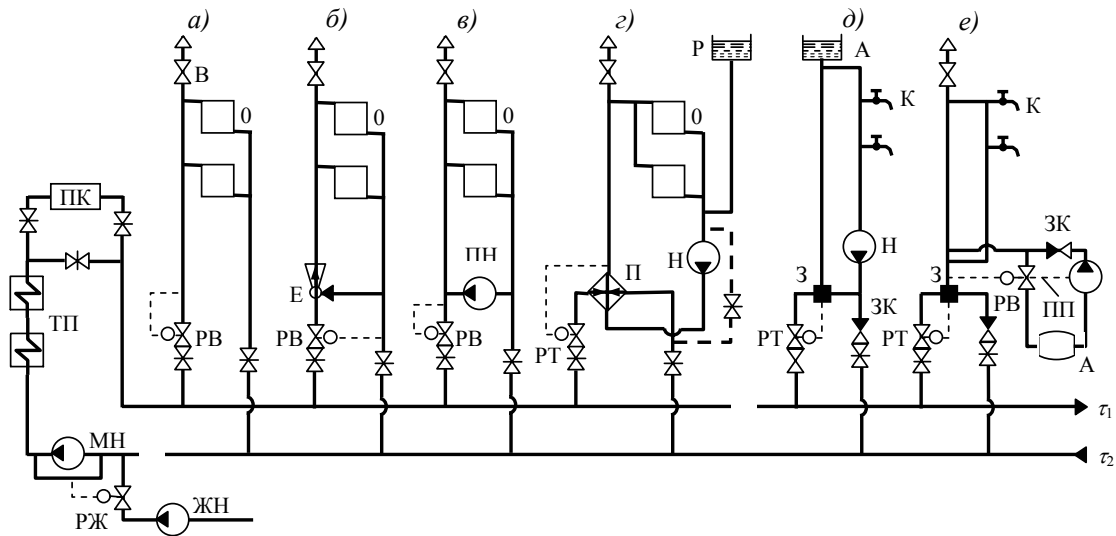


Рис. 2.3. Схеми приєднання систем опалення та гарячого водопостачання в двотрубних водяних системах тепlopостачання

Залежні схеми приєднання систем опалення: а – без змішування; б – зі змішуванням за допомогою елеватора; в – з насосним змішуванням; г – незалежна схема приєднання системи опалення; схеми приєднання системи гарячого водопостачання: д – з верхнім баком-акумулятором; е – з нижнім баком-акумулятором;

О – опалювальний пристрій; Р – розширювальний бак; А – акумулятор; К – водорозбірний кран; Е – елеватор; Н – циркуляційний насос; З – змішувач; ПК – піковий котел; ТП – теплофікаційний нагрівач; МН – мережний насос; ЖН – живильний насос; РЖ, РВ, РТ – регулятори живлення, витрати, температури; ЗК – зворотний клапан; ПП – пусковий пристрій насоса; τ_1 , τ_2 – подавальний та зворотний трубопроводи; В – пристрій для випуску повітря; П – підігрівач; ПН – підмішувальний насос системи опалення.

Якщо температура мережної води в подавальному трубопроводі теплової мережі більша за 95-105°C і різниця тисків в подавальному та зворотному трубопроводах достатня (0,1-0,15 МПа) для нормальної роботи елеватора, то системи опалення приєднують за схемою *б* (рис. 2.3, *б*). Необхідна температура води, яка подається до опалювальних пристроїв, підтримується за допомогою елеваторного підмішування охолодженої води із зворотного трубопроводу системи опалення до високотемпературної мережної води з подавального трубопроводу. Таку схему використовують для підключення систем опалення житлових та громадських будівель.

Схема *в* використовується замість схеми *б*, якщо різниця тисків в подавальному та зворотному трубопроводах в тепловому пункті не достатня для нормальної роботи елеватора. Використання насоса покращує регулювання витрати води, яка циркулює в системі опалення, особливо в теплий період опалювального сезону, коли для опалення потребується кількісне регулювання “перепустками”. Також для підключення систем опалення за залежною схемою використовують схеми з насосом на подавальному або зворотному трубопроводі теплового пункту. Першу використовують при недостатньому тиску в подавальному трубопроводі для заповнення системи опалення, другу - для зменшення тиску в системі опалення.

Незалежне приєднання системи опалення за схемою *г* використовують для підключення абонентів до теплової мережі, якщо тиск в тепловій мережі неприпустимо високий. За незалежною схемою також підключають окремі багатоповерхові будівлі, для яких тиск теплоносія в теплових мережах недостатній для заповнення опалювальних пристроїв на верхніх поверхах. Підключення за незалежною схемою захищає систему опалення від підвищення або аварійних коливань тиску в тепловій мережі. Циркуляція води в системі опалення здійснюється за допомогою циркуляційного насоса. Підживлення ізольованого контура системи опалення здійснюється очищеною та деаерованою водою з теплової мережі через перемичку між зворотним трубопроводом теплової мережі та системою опалення. Схема незалежного приєднання системи опалення складніша, ніж залежного, а обладнання теплового пункту значно дорожче.

Калорифери системи вентиляції приєднують до теплових мереж за залежною схемою, якщо калорифери встановлені на верхніх поверхах будівлі, то для попередження кипіння високотемпературного теплоносія в калорифері допускається підмішування води із зворотного трубопроводу.

Системи гарячого водопостачання у відкритих системах теплопостачання приєднують безпосередньо, а в закритих – за допомогою поверхневих водоводяних підігрівачів. У відкритих системах теплопостачання найбільш розповсюджені схеми (рис. 2.3 *д*, *е*) з баками-акумуляторами та без них. Протягом опалювального періоду температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі змінюється від 60 до 150°C, а в зворотному – від 30 до 70°C. До водорозбірних пристроїв вода повинна подаватись з температурою 60°C, що досягається шляхом змішування води з подавального та зворотного трубопроводів. Коли водорозбір на гаряче водопостачання зменшується відносно розрахункового, вода за допомогою насоса (схема *д*) подається до змішувача, де змішується з гарячою водою з теплової мережі та іде на зарядження верхнього бака-акумулятора. Акумулятор заповнюється під тиском води із зворотного трубопроводу, а

насос призначено для відтворення втрат напору в місцевій системі гарячого водопостачання.

В системі гарячого водопостачання з нижнім баком-акумулятором за схемою *e* зарядження акумулятора здійснюється безпосередньо з теплової мережі. Керування зарядженням та розрядженням акумулятора здійснюється за допомогою регулятора витрати, дросельної шайби та пускового пристрою для включення насоса. При зменшенні водорозбору тиск збільшується, відкривається клапан регулятора витрати і частка води зливається зі стояка системи гарячого водопостачання в акумулятор. При відновленні розрахункового водорозбору гарячої води тиск зменшується, регулятор витрати закривається та зарядження акумулятора припиняється. При максимальному водорозборі акумулятор автоматично переключається на розрядження. Імпульсом для розрядження акумулятора є зменшення тиску, в результаті чого пусковий пристрій включає насос та поповнює недостачу гарячої води в системі гарячого водопостачання водою з акумулятора.

В закритих системах тепlopостачання місцеві системи гарячого водопостачання гідравлічно ізольовані від теплових мереж (рис. 2.4 *a, б, в*). Гідравлічна ізоляція мережної та місцевої водопровідної води у відкритій системі тепlopостачання гарантує захист місцевих систем гарячого водопостачання від виносу шламу з систем опалення. При паралельному підключенні підігрівачів системи гарячого водопостачання (схема *a*) витрата мережної води на нагрівання водопровідної води на гаряче водопостачання регулюється за допомогою регулятора температури РТ у відповідності з навантаженням на гаряче водопостачання та незалежно від навантаження на опалення. Одноступеневий підігрівач не забезпечує глибокого охолодження мережної води, крім того, не використовується теплота зворотної води після системи опалення, яка має достатньо високу температуру протягом опалювального періоду (40-70°C), для нагрівання водопровідної води майже до 60°C. Внаслідок неповного використання теплоти теплоносія в тепловому пункті спостерігається збільшення витрати мережної води, яка складається з розрахункової витрати на опалення та максимальної витрати теплоносія для нагрівання води на гаряче водопостачання. Збільшення витрати мережної води потребує збільшення діаметра труб, що збільшує вартість теплової мережі. Але незалежне регулювання витрати теплоти на гаряче водопостачання виключає зменшення витрати теплоти на опалення при максимальних водорозборах. Тому паралельне приєднання підігрівачів використовують при значній частці теплового навантаження на гаряче водопостачання $Q_{h,max} / Q'_{o,max} \geq 1$, а також в будівлях з невеликою сумарною витратою теплоти, коли спрощення приготування гарячої води та затрати на обладнання теплового пункту економічно доцільніші за перерозподіл теплоносія.

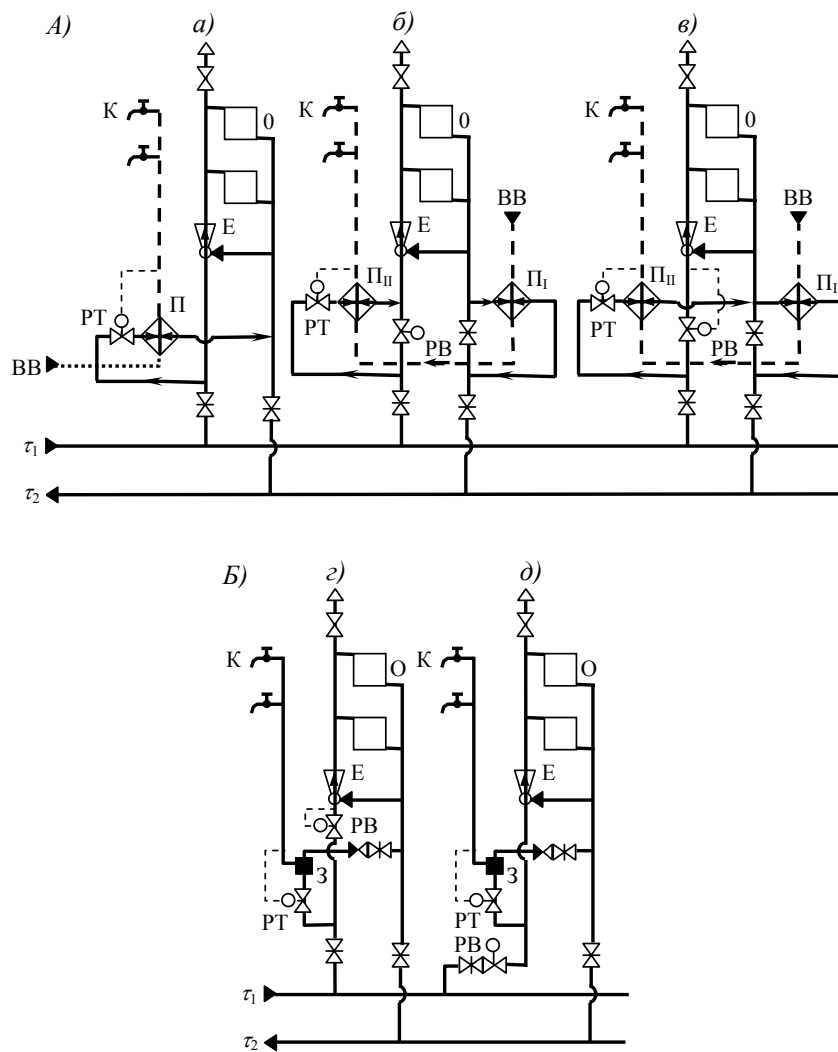


Рис. 2.4. Схеми приєднання систем гарячого водопостачання в двотрубних водяних системах тепlopостачання

А – в закритих системах: а – паралельна схема приєднання підігрівачів; б – двоступенева послідовна схема приєднання підігрівачів; в – двоступенева змішана схема приєднання підігрівачів; Б – у відкритих системах: г – безпосередня схема з незв'язаним регулюванням витрати теплоти на опалення та гаряче водопостачання; д – зі зв'язаним регулюванням витрати теплоти на опалення та гаряче водопостачання;

К – водопровідний кран; О – опалювальний пристрій; Е – елеватор; П – підігрівач; З – змішувач; ВВ – водопровідна вода; РВ – регулятор витрати; РТ – регулятор температури; П_I, П_{II} – перший та другий ступені підігрівача.

При підключенні підігрівача системи гарячого водопостачання тільки до подавального трубопроводу перед системою опалення витрата теплоти на опалення зменшується при максимальних навантаженнях на гаряче водопостачання. Для зменшення впливу гарячого водопостачання на опалення рекомендується встановлювати підігрівачі системи гарячого водопостачання перед підключенням системи опалення в житлових та громадських будівлях при невеликих відношеннях теплових навантажень $Q_{h\max}/Q'_{o\max} \leq 0,2$. В містах, де використовують централізовані системи гарячого водопостачання, таку схему підключення не використовують.

На схемі *б* наведена двоступенева послідовна схема приєднання підігрівачів, де другий ступінь підігрівача Π_{II} підключається до подавального трубопроводу перед системою опалення, а перший ступінь Π_I – до зворотного трубопроводу після системи опалення. Мережна вода з подавального трубопроводу теплової мережі подається частково до регулятора температури системи гарячого водопостачання РТ, а частково до регулятора витрати РВ системи опалення. За регулятором витрати мережна вода після другого ступеня Π_{II} змішується з мережною водою, яка подається до елеватора. Після системи опалення теплоносії подається на перший ступінь підігрівача системи гарячого водопостачання Π_I для нагрівання водопровідної води, яка подається в систему гарячого водопостачання. Водопровідна вода попередньо підігрівается в першому ступені, а потім догрівається до норми (60°C) в другому ступені підігрівача. При максимальній температурі мережної води після системи опалення (70°C) та середньому навантаженні на гаряче водопостачання водопровідна вода практично нагрівається до норми в першому ступені, додаткового підігрівання в другому ступені не потрібно. В цьому випадку другий ступінь повністю розвантажується, регулятор температури РТ закривається і вся мережна вода подається через регулятор витрати РВ та систему опалення, внаслідок чого система опалення отримує більше теплоти, ніж її розрахункове значення. Якщо температура мережної води після системи опалення нижча за максимальну ($30-40^{\circ}\text{C}$), а попереднє підігрівання води в першому ступені підігрівача стає недостатнім, то для догрівання води вмикається другий ступінь підігрівача, в який подається лише додаткова витрата мережної води на нагрівання води для гарячого водопостачання.

Особливістю схеми *б* є принцип **зв'язаного** регулювання. Регулятор витрати РВ підтримує постійну витрату мережної води на тепловий пункт незалежно від навантаження гарячого водопостачання та стану регулятора температури РТ. Тому при збільшенні навантаження гарячого водопостачання регулятор РТ відкривається та пропускає через другий ступінь підігрівача потрібну кількість мережної води, на це значення зменшується витрата теплоносія, яка проходить через регулятор РВ до системи опалення. Таким чином, зв'язане регулювання використовують для вирівнювання добової нерівномірності теплового навантаження. При максимальному навантаженні гарячого водопостачання зменшується температура теплоносія в системі опалення та система опалення отримує менше теплоти, ніж розрахункове значення. Недоотримання теплоти в системі опалення при максимальному водорозборі на гаряче водопостачання компенсується за рахунок теплоакumuлюючої здатності огорожуючих конструкцій будівлі та через збільшення витрати теплоти на опалення при зменшенні навантаження системи

гарячого водопостачання. Отже, при будь-яких співвідношеннях теплових навантажень споживачів попереднє підігрівання водопровідної води в першому ступені підігрівача здійснюється за рахунок зворотної води після системи опалення, внаслідок чого зменшується теплове навантаження другого ступеня підігрівача та додаткова витрата мережної води на гаряче водопостачання через другий ступінь підігрівача.

Зменшення витрати теплоносія на теплові пункти дозволяє зменшити діаметри трубопроводів і відповідно вартість теплових мереж та витрати коштів на їх обслуговування, а також використання схеми *б* забезпечує додаткове охолодження мережної води в зворотному трубопроводі теплових мереж, якщо порівнювати з іншими схемами приєднання підігрівачів. Повернення мережної води з меншою температурою поліпшує ефект теплофікації, бо для підігрівання мережної води із зворотного трубопроводу достатньо відборів пари з меншим тиском, а також збільшує можливість використання інших низькопотенційних ресурсів на ТЕЦ. Двоступеневі послідовні схеми підключення підігрівачів використовують в житлових, громадських та промислових будівлях при відношенні теплових навантажень $0,2 \leq Q_{h\max}/Q'_{o\max} \leq 1$ при регулюванні відпуску теплоти за підвищеним графіком температур.

Перевагою двоступеневої змішаної схеми *в* є незалежність витрати теплоти на опалення від потреби теплоти на гаряче водопостачання, що забезпечується шляхом установки регулятора витрати та температури за принципом *незв'язаного* регулювання. Коливання навантаження гарячого водопостачання при незв'язаному регулюванні порушують рівномірність добового графіка теплового навантаження. Внаслідок цього сумарна витрата мережної води на тепловому пункті, порівнюючи зі схемою *б*, збільшується, але вона значно менша, ніж при використанні паралельної схеми *а*, тому що використовується теплота теплоносія після системи опалення для нагрівання водопровідної води в першому ступені підігрівача. Схему *в* використовують при відношенні навантажень $Q_{h\max}/Q'_{o\max} = 0,2-1,0$ при регулюванні відпуску теплоти за опалювальним графіком, а також при використанні електронних регуляторів витрати теплоти на опалення незалежно від графіка регулювання. Схеми встановлення регуляторів витрати для систем з незв'язаним та зв'язаним регулюванням у відкритих системах теплопостачання наведено на рис. 2.4 *г, д*.

Водяні системи теплопостачання, в яких системи гарячого водопостачання приєднуються за допомогою водоводяних підігрівачів, називають закритими. Внаслідок того, що в закритих системах безпосередній водорозбір з теплової мережі не здійснюється, витік води через нещільності з'єднань трубопроводів та обладнання незначний, тому вода, яка циркулює в закритих системах, має постійну кількість та якість. Закриті системи існують тільки багатотрубні: дво-, три- і чотиритрубні.

Двотрубні закриті системи складаються з подавального та зворотного трубопроводів. По подавальному трубопроводу нагріта мережна вода з температурою t_1 транспортується від джерела теплоти до споживача. По зворотному трубопроводу охолоджена мережна вода з температурою t_2 повертається від споживачів до джерела теплоти для повторного нагрівання. Двотрубні системи мають меншу вартість, ніж багатотрубні, їх використовують для подачі теплоти одночасно для систем опалення, вентиляції та

гарячого водопостачання. Приєднання технологічних споживачів допускається за умови запобігання потрапляння забруднення в теплові мережі.

В промислових районах, де існує велике технологічне теплове навантаження з підвищеними параметрами, або якість води в теплових мережах не відповідає вимогам виробничих процесів, рекомендується використовувати три- та чотиритрубні теплові мережі. В чотиритрубних теплових мережах дві труби використовують для подачі теплоти для систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, температуру мережної води в подавальному трубопроводі підтримують у відповідності з опалювально-побутовим графіком регулювання відпуску теплоти. Інші дві труби теплових мереж використовують для подачі теплоносія до технологічних споживачів промислового підприємства, температура мережної води в подавальному трубопроводі другої пари трубопроводів підтримується постійною протягом року. Чотиритрубні системи розповсюджені також при підключенні споживачів теплоти до центральних теплових пунктів житлових мікрорайонів. Після центральних теплових пунктів споруджують окремі теплові мережі для подачі теплоти в системи опалення і вентиляції та окремі для систем гарячого водопостачання. Повна гідравлічна ізоляція різнорідних споживачів у чотиритрубних системах спрощує подачу теплоти і регулювання сезонних та цілорічних теплових навантажень.

В тритрубних системах по одному подавальному трубопроводу подається теплота для систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, а по другому на технологічні потреби або по одному подавальному трубопроводу забезпечується навантаження системи опалення, а по другому – системи гарячого водопостачання (рис. 2.5). Режим регулювання теплових потоків у цих трубопроводах встановлюють аналогічно чотиритрубним тепловим мережам, але замість двох зворотних трубопроводів споруджується тільки один. У порівнянні з чотиритрубною, тритрубна система не дає значної економії коштів. Однак залежний гідравлічний режим у зворотному трубопроводі викликає коливання тисків біля елеваторів, що при відсутності регуляторів витрати викликає розрегулювання подачі теплоти на опалення, тому тритрубні системи використовують рідко.

Відкриті водяні системи відрізняються простим обладнанням для змішування мережної води з метою використання в системі гарячого водопостачання. Але значна витрата мережної води на гаряче водопостачання суттєво збільшує витрату на підживлення теплових мереж. Відкриті системи споруджують як однотрубними, так і багатотрубними. Основним типом відкритих систем, як і закритих, є двотрубні водяні системи. Три- і чотиритрубні відкриті теплові мережі використовують з тією ж метою, що і закриті багатотрубні системи.

У відкритих двотрубних системах теплопостачання різнорідних споживачів при незалежних схемах приєднання систем опалення покращується якість води, яка надходить в систему гарячого водопостачання. Мережна вода, що подається до водорозбірних пристроїв, не забруднюється продуктами корозії та шламом, який міститься в трубопроводах та опалювальних пристроях системи опалення.

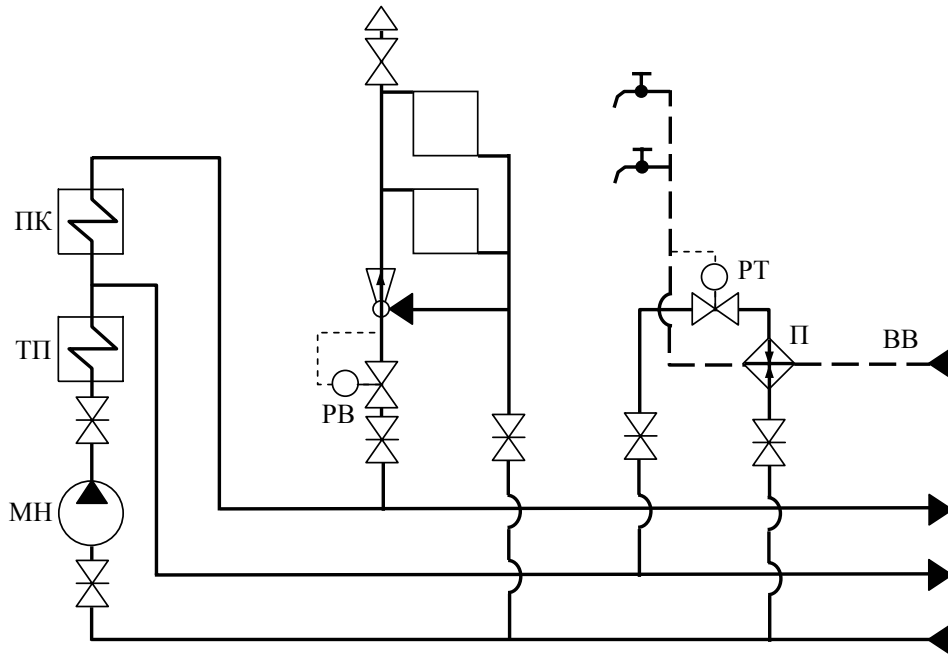


Рис. 2.5. Схема тритрубно́ї закрито́ї системи теплопостачання

ПК – піковий котел; ТП – теплофікаційний підігрівач; МН – мережний насос; ВВ – водопровідна вода; РТ – регулятор температури; ПВ – регулятор витрати; П – підігрівач системи гарячого водопостачання.

При сумісній подачі теплоти на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання в однотрубних теплових мережах необхідно, щоб вся мережна вода розбиралась в системах гарячого водопостачання. Приєднання споживачів до однотрубних теплових мереж наведено на рис. 2.6. За схемою *а* вода на гаряче водопостачання подається із системи опалення. Постійна температура підтримується за допомогою регулятора температури РТ за рахунок підмішування частки води безпосередньо з теплової мережі. На вводі в тепловий пункт витрата мережної води підтримується постійною за допомогою регулятора витрати РВ, тому при малому водорозборі або при його відсутності тиск в системі гарячого водопостачання підвищується, що призводить до відкриття регулятора тиску РД та зливання надлишку води в акумулятор. При збільшенні водорозбору на гаряче водопостачання до максимального значення тиск в місцевій системі падає, регулятор тиску РД закривається та за допомогою пускового пристрою вмикається насос для подачі недостатньої кількості води з акумулятора. За схемою *б* мережна вода на гаряче водопостачання подається після підігрівача системи опалення та частково через регулятор РТ безпосередньо з теплової мережі. Недостача води при максимальному водорозборі поповнюється з водопроводу автоматично, бо при зменшенні тиску в системі на лінії водопроводу відкривається зворотний клапан. В схемі *в* потрібна температура в системі регулюється за допомогою регулятора РТ шляхом змішування мережної води та холодної води з водопроводу. Однотрубні системи доцільно використовувати в ку-

рортних та південних містах з великим споживанням води на гаряче водопостачання, а також як транзитні теплові мережі від ТЕЦ до міста з метою економії коштів.

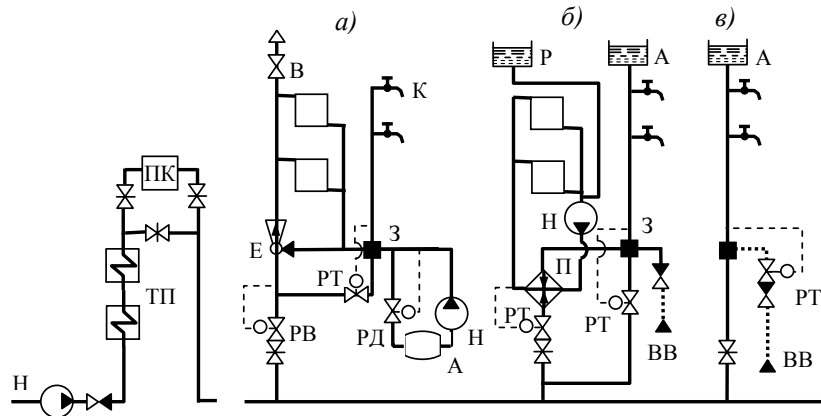


Рис. 2.6. Схеми приєднання систем опалення та гарячого водопостачання в однотрубних водяних системах тепlopостачання

a – залежна схема приєднання системи опалення та системи гарячого водопостачання з нижнім баком-акумулятором; *б* – незалежна схема приєднання системи опалення та системи гарячого водопостачання з верхнім баком-акумулятором; *в* – система гарячого водопостачання з верхнім баком-акумулятором;

ПК – піковий котел; ТП – теплофікаційний підігрівач; РД – регулятор тиску; Н – насос; А – акумулятор; Р – розширювальний бак; ВВ – водопровідна вода; З – змішувач; П – підігрівач; РВ – регулятор витрати; РТ – регулятор температури; В – пристрій для випуску повітря; Е – елеватор.

2.3. Парові системи тепlopостачання

Парові системи тепlopостачання поділяють на однотрубні та багатотрубні, високого та низького тиску, з поверненням та без повернення конденсату. Системи опалення приєднують до парових мереж як за залежними, так і за незалежними схемами, системи гарячого водопостачання приєднують, головним чином, за допомогою підігрівачів поверхневого та змішувального типів.

В системах з поверненням конденсату (рис. 2.7) регулювання витрати пари на опалення промислової будівлі здійснюється вручну за допомогою крана для регулювання РК. Витрата пари на вентиляцію, гаряче водопостачання та технологію регулюється автоматично регуляторами. Конденсат після споживачів поступає через конденсатовідвідник до бака збору конденсату. Повернення конденсату до джерела теплоти здійснюється за допомогою конденсатних насосів через напірний конденсатопровід.

Системи без повернення конденсату (рис. 2.8) використовують рідко. Споживачів теплоти в таких схемах приєднують безпосередньо за залежною схемою. Конденсат після опалювальних пристроїв (рис. 2.8, *a*, *б*) охолоджується до потрібної температури водопровідною водою та використовується на гаряче водопостачання. Для швидкого приготування гарячої води використовують безпосереднє змішування холодної води в

аккумуляторних ємностях або струминних підігрівачах (рис. 2.8, в) та інжекторах. Системи без повернення конденсату використовують на невеликих промислових підприємствах, якщо збір та повернення конденсату недоцільні внаслідок значної розгалуженості збірних конденсатопроводів та складності очищення забрудненого конденсату.

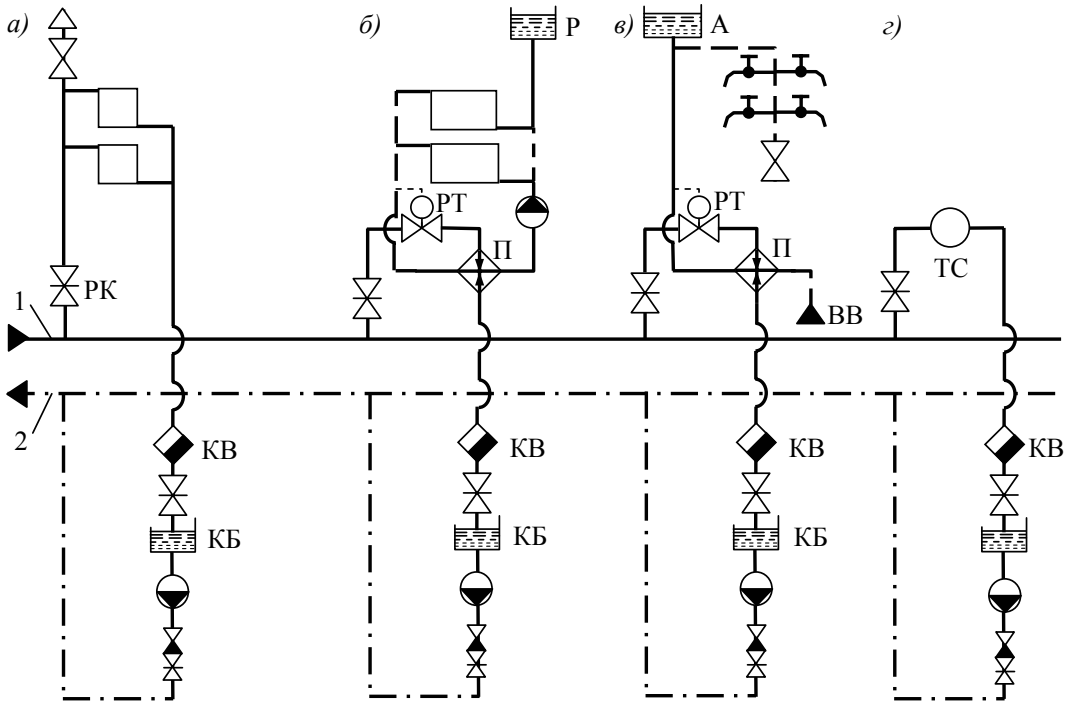


Рис. 2.7. Однотрубна парова система теплопостачання з поверненням конденсату

Схеми приєднання: а – системи опалення за залежною схемою; б – системи опалення за незалежною схемою; в – системи гарячого водопостачання; г – технологічних споживачів;

1 – паропровід; 2 – конденсатопровід;

РК – регулюючий кран; КВ – конденсатовідвідник; КБ – бак збору конденсату; П – підігрівач; РТ – регулятор температури; А – акумулятор; Р – розширювальний бак; ТС – технологічний споживач.

Кількість трубопроводів в парових системах теплопостачання залежить від характеру роботи промислового підприємства, його потужності та призначення. Багатотрубні паропроводи використовують для подачі пари, яка має значні витрати та різні параметри, а також для безаварійного теплопостачання виробництва, яке не допускає перерви в роботі.

Збір та повернення конденсату виконується за відкритою та закритою схемами. У відкритих схемах збору конденсату конденсат від споживачів за рахунок надлишкового тиску за конденсатовідвідником подається до відкритого бака збору конденсату, який сполучається з атмосферою. За вимогами будівельних норм [31] системи збору та повернення конденсату до джерела теплоти слід передбачати закритими, при цьому надлишковий тиск в збірних баках конденсату повинен бути не меншим за 0,005 МПа.

Відкриті системи збору та повернення конденсату слід передбачати при витраті конденсату, який повертається на джерело теплоти менше за 10 т/год., та відстані до джерела теплоти до 0,5 км.

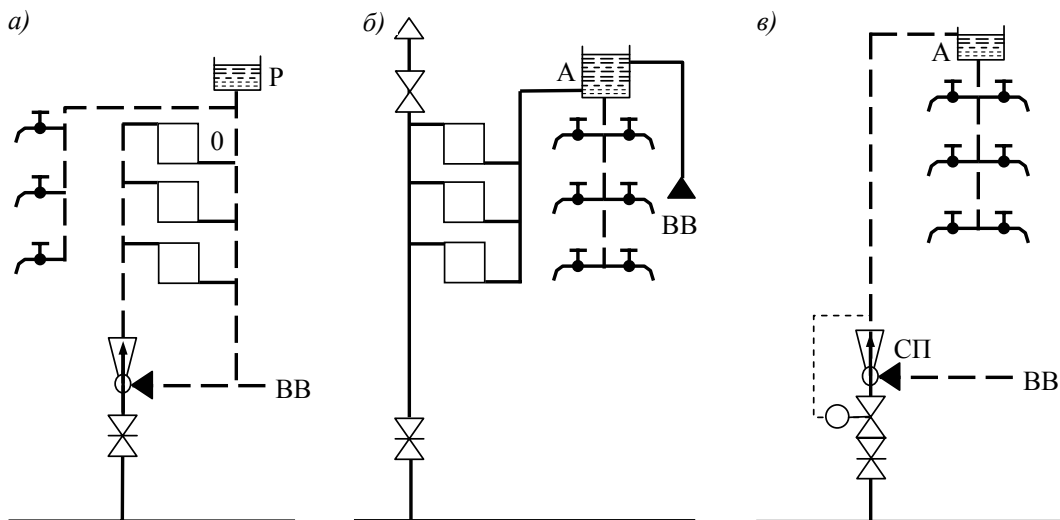


Рис. 2.8. Однотрубна парова система тепlopостачання без повернення конденсату

Схеми приєднання: а – системи водяного опалення та гарячого водопостачання; б – системи парового опалення та гарячого водопостачання; в – системи гарячого водопостачання;

Р – розширювальний бак; А – акумулятор; СП – струминний підігрівач; ВВ – водопровідна вода.

2.4. Переваги і недоліки систем тепlopостачання

Вибір між відкритою та закритою системами тепlopостачання здійснюється з урахуванням норм якості холодної та гарячої води, а також затрат на обладнання джерела теплоти та теплових пунктів.

Головна перевага відкритих систем тепlopостачання – це висока ефективність теплофікації завдяки максимальному використанню низькопотенційних джерел теплоти на ТЕЦ для нагрівання великої кількості живильної води. В закритих системах тепlopостачання живлення теплових мереж не перевищує 0,75 % від об'єму мережної води, який міститься в системі, тому можливість утилізації теплоти скидної води та продувки на ТЕЦ значно нижча, ніж у відкритих системах. Але для підготування води для підживлення теплової мережі у відкритих системах потрібно значно збільшити потужність обладнання для хімоводоочищення та деаерації. Теплові пункти відкритих систем тепlopостачання мають простіше обладнання та значно меншу вартість, ніж теплові пункти закритих систем, тому що у відкритих системах замість підігрівачів встановлюють тільки змішувачі систем гарячого водопостачання. На гаряче водопостачання у відкритих системах використовується мережна деаерована вода, тому місцеві системи гарячого водопостачання значно менше кородують, ніж в закритих системах тепlopо-

стачання. Відкриті системи відрізняються значною нестабільністю гідравлічних режимів внаслідок зміни витрати мережної води в теплових мережах. У відкритих системах тепlopостачання якість мережної води не завжди відповідає санітарним нормам внаслідок того, що промивка систем опалення недостатня та рівень деаерації живильної води не завжди повний. Підключення системи опалення за незалежною схемою у відкритих системах тепlopостачання значно поліпшує якість води в системі гарячого водopостачання.

Залежна схема приєднання систем опалення не потребує установлення теплообмінників і тому має меншу вартість, ніж незалежна схема. Отже, залежна схема має такі недоліки:

- при недостатньому тиску в тепловій мережі, який не забезпечує нескипання води, та значній температурі теплоносія в елеваторах виникає кипіння води, яке супроводжується механічними вібраціями труб;
- при пошкодженні теплових мереж спустошуються не тільки теплові мережі, а і системи опалення.

При приєднанні систем опалення в ІТП або ЦТП за незалежною схемою ці недоліки повністю усуваються. При аваріях на магістральних теплових мережах квартальні теплові мережі та місцеві системи опалення залишаються заповненими водою, що скорочує термін ліквідації аварії.

Вода як теплоносіє має значні переваги перед паром. Використання водяного теплоносія підвищує ефективність теплофікації та централізованого тепlopостачання за рахунок використання низькопотенційної теплоти на ТЕЦ, відсутності втрат конденсату та його збереження на ТЕЦ або в котельні. Завдяки зменшенню теплових втрат в теплових мережах воду можливо транспортувати на значно більшу відстань, ніж пар. Висока теплоакумулююча здатність води та простота залежного приєднання споживачів забезпечили широке розповсюдження водяних мереж у тепlopостачанні.

Недоліки водяного теплоносія пояснюються: великою густиною, що викликає додаткові витрати електроенергії на перекачування теплоносія та створення великих тисків для заповнення опалювальних пристроїв, підвищеною чутливістю теплових мереж до витоків води і аварій та малою швидкістю руху по трубах. Завдяки високій швидкості руху та невеликій густині пари, парові мережі в аварійних умовах протягом тривалого часу можуть працювати без порушень режимів тепlopостачання. При виборі теплоносія потрібно виходити з навантажень та призначення теплоносія. В системах, де переважає технологічне навантаження, яке потребує високотемпературного теплоносія, допускається використовувати пар у якості спільного теплоносія. Але слід завжди намагатися використовувати воду як теплоносіє, а якщо технологічні процеси потребують використовувати пар, то потрібно враховувати можливість отримання пари з мережної води.

Переваги і недоліки однотрубних та багатотрубних теплових мереж залежать від кліматичного поясу, водних та ґрунтових умов, багатьох інших особливостей району тепlopостачання, які повинні бути докладно вивчені при оцінюванні економічних показників системи тепlopостачання.

2.5. Схеми теплових мереж

В системах централізованого теплопостачання теплова енергія у вигляді гарячої води або пари транспортується від ТЕЦ або котельень до споживача спеціальними трубопроводами, що називають тепловою мережею.

Теплові мережі поділяють за призначенням на:

- магістральні – від джерела теплоти до кожного мікрорайону або підприємства;
- розподільні або міжквартальні – від магістральних мереж до кварталів міста;
- внутрішньоквартальні мережі – до окремих будівель;
- відгалуження від розподільних (або магістральних) мереж до теплових пунктів споживачів теплоти.

Схеми транспортування теплоти від джерела теплоти до споживачів залежать від виду теплоносія, розміщення джерел теплоти і споживачів та характеру зміни теплового навантаження. На проектування теплових мереж значно впливає теплова потужність джерела теплоти та перспективи розвитку району теплопостачання. Схема теплових мереж, крім високої економічності затрат, повинна відповідати сучасним вимогам до терміну роботи та надійності експлуатації. Залежно від конфігурації схеми теплових мереж поділяють на радіальні та кільцеві.

Якщо споживачі допускають короточасні перерви в теплоспоживанні, достатні для ліквідації аварій на теплових мережах, то рекомендується використання радіальних схем теплових мереж (рис. 2.9).

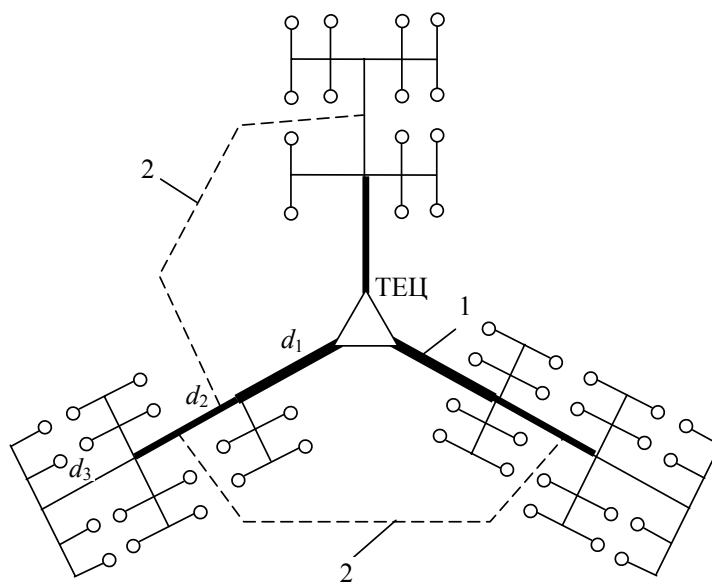


Рис. 2.9. Радіальні теплові мережі

1 – магістральні трубопроводи; 2– перемички

Радіальні теплові мережі споруджують з поступовим зменшенням діаметрів труб від джерела теплоти. Такі теплові мережі також називають тупиковими, вони мають меншу вартість, ніж кільцеві, а також простіші в експлуатації. При аваріях на головних

ділянках теплових мереж теплопостачання поза аварійною ділянкою припиняється. Якщо споживачі не допускають припинення подачі теплоти для резервування теплопостачання на аварійній ділянці, можливе використання радіально-кільцевих мереж, які відрізняються від радіальних використанням перемичок між магістралями. Резервування за допомогою перемичок в більшості випадків виявляється малоефективним внаслідок недостатньої пропускної здатності перемичок, які мають менший діаметр, ніж діаметр магістралі.

Парові мережі проектують, в основному, радіальними на території промислових підприємств, де теплове навантаження зосереджене на невеликій відстані та допускаються короточасні перерви в теплопостачанні. Прокладання конденсатопроводів для повернення конденсату до джерела теплоти вирішується, виходячи з місцевих умов та особливостей технологічного процесу.

Водяні теплові мережі відрізняються значною кількістю відгалужень та розподілом теплового навантаження на великій території. Значна аварійність водяних теплових мереж висуває високі вимоги до надійності теплопостачання. Перемички в радіально-кільцевих мережах для водяного теплоносія більш доцільні, ніж для пари, тому що за допомогою перемичок вирішується подача мережної води на гаряче водопостачання під час ремонтних робіт на початкових ділянках теплових мереж протягом неопалювального періоду.

Кільцеві теплові мережі (рис. 2.10) мають більшу вартість та об'єднують декілька джерел теплоти з метою оптимального розподілення теплового навантаження по теплових станціях та завантаження найбільш потужних та економічних котельних агрегатів. Техніко-економічні дослідження показали, що додаткові затрати на спорудження кільцевої теплової мережі з труб постійного діаметра найчастіше компенсуються зменшенням капітальних вкладень на установлення менших сумарних резервних теплових потужностей на ТЕЦ.

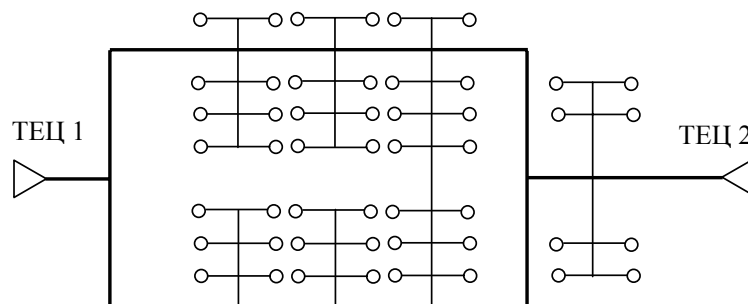


Рис. 2.10. Кільцева тепла мережа

За способом забезпечення споживачів тепловою енергією відрізняють одноступеневі (з ІТП) та двоступеневі (з ЦТП) схеми систем теплопостачання (рис. 2.1-2.2). Повна гідравлічна ізоляція теплових мереж першого та другого ступенів, яка здійснюється в ЦТП, підвищує надійність теплопостачання та збільшує дальність транспортування теплоносія. Секційні засувки використовують для двостороннього відключення ділянок теплової мережі з метою зменшення аварійних витоків води та скорочення часу

наповнення труб мережною водою після ліквідації аварії. Секціонування магістральних теплових мереж та влаштування перемичок між магістралями дозволяє виконувати аварійні роботи на відключеній ділянці без припинення тепlopостачання на інших ділянках. Відстань між секційними засувками залежить від діаметра теплової мережі. Діаметри перемичок розраховують на пропуск аварійної витрати води [31].

Контрольні запитання і завдання

1. Назвіть складові системи тепlopостачання.
2. За якими ознаками класифікують системи тепlopостачання?
3. Які переваги і недоліки мають вода і пара як теплоносії?
4. Поясніть переваги і недоліки закритих та відкритих водяних систем тепlopостачання.
5. Накресліть та поясніть основні схеми приєднання систем опалення до водяних теплових мереж.
6. Накресліть та поясніть основні схеми приєднання установок гарячого водопостачання до теплових мереж в закритих та відкритих системах тепlopостачання.
7. Поясніть основні схеми приєднання тепловикористовуючих установок до парових мереж.
8. Поясніть переваги і недоліки залежної та незалежної схем приєднання системи опалення.
9. Поясніть основні схеми транспортування теплоти від джерела теплоти до споживачів.

3. РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

3.1. Задачі і види регулювання

Системи теплопостачання являють собою взаємозв'язаний комплекс споживачів теплоти, які відрізняються як за характером, так і за величиною теплоспоживання. Режимми теплоспоживання багатьох абонентів, як правило, неоднакові. Теплові навантаження систем опалення та вентиляції залежать від температури зовнішнього повітря та практично не змінюються протягом доби. Витрати теплоти на гаряче водопостачання та на технологію, навпаки, не залежать від температури зовнішнього повітря, але змінюються протягом доби та тижня. В цих умовах потрібно штучно змінювати параметри та витрату теплоносія у відповідності з фактичною потребою споживачів. Регулювання підвищує якість теплопостачання та скорочує можливу перевитрату теплової енергії та палива.

Задачею регулювання систем теплопостачання є приведення у відповідність режимів теплоспоживання та режимів виробництва теплоти. Залежно від місця, де здійснюється регулювання, його поділяють на центральне, групове, місцеве та індивідуальне.

Центральне регулювання виконують на ТЕЦ або в котельні за переважним тепловим навантаженням, яке характерне для більшості споживачів.

Групове регулювання здійснюється в центральних теплових пунктах (ЦТП) для групи однорідних споживачів. В ЦТП підтримується потрібна температура та витрата теплоносія, який подається в розподільні або внутрішньоквартальні теплові мережі.

Міське регулювання передбачається в індивідуальних теплових пунктах для додаткового корегування параметрів теплоносія з врахуванням місцевих факторів.

Індивідуальне регулювання здійснюється безпосередньо біля пристроїв, які споживають теплоту.

Теплове навантаження численних споживачів сучасних систем теплопостачання неоднорідне не тільки за характером теплоспоживання, а і за параметрами теплоносія. Тому центральне регулювання відпуску теплоти доповнюється груповим, місцевим та індивідуальним і називається комбінованим регулюванням. Комбіноване регулювання забезпечує найбільш повну відповідність між відпуском теплоти та фактичним теплоспоживанням. За способом здійснення регулювання може бути ручним та автоматичним.

Сутність методу регулювання теплових потоків витікає з рівняння теплового балансу будь-якого підігрівача місцевої системи теплоспоживання:

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta\tau \cdot z = k \cdot F \cdot \Delta t \cdot z, \quad (3.1)$$

де Q – кількість теплоти, яка передається від нагріваючого середовища до того, яке нагрівається, Дж;

z – час роботи підігрівача, с;

k – коефіцієнт теплопередачі підігрівача місцевої системи, Вт/(м²°С);

$\Delta\tau$ – перепад температур мережної води, $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$, °С;

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

τ_1, τ_2 – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, °С;

G – витрата теплоносія в тепловій мережі, кг/с;

F – площа поверхні теплообміну підігрівача, м²;

Δt – температурний напір в підігрівачі місцевої системи, °С.

З цього рівняння витікає, що регулювання теплового навантаження можливо здійснювати такими методами:

- шляхом зміни температури теплоносія – якісне регулювання;
- шляхом зміни витрати теплоносія – кількісне регулювання;
- шляхом періодичного відключення систем – переривчасте регулювання;
- шляхом зміни поверхні теплообміну підігрівача.

Якісне регулювання здійснюється шляхом зміни температури при постійній витраті теплоносія. Якісне регулювання – це найбільш розповсюджений вид центрального регулювання в водяних теплових мережах.

Кількісне регулювання відпуску теплоти виконується шляхом зміни витрати теплоносія при його постійній температурі в подавальному трубопроводі.

Якісно-кількісне регулювання здійснюється шляхом сумісної одночасної зміни температури теплоносія в подавальному трубопроводі на джерелі теплоти та витрати теплоносія в теплових пунктах або витрати повітря у калориферах.

Переривчасте регулювання досягається періодичним відключенням системи теплопостачання, тобто пропусканням теплоти частками, тому цей метод іноді називають регулюванням перепустками. Центральне регулювання перепустками можливе тільки в теплових мережах з однорідним теплоспоживанням, яке допускає одночасні перерви в подачі теплоти.

В **парових** системах теплопостачання якісне регулювання неможливе, тому що зміна температур пари потребує значної зміни тисків. Центральне регулювання парових систем виконується кількісним або переривчастим методом та доповнюється місцевим або індивідуальним кількісним регулюванням.

Режим регулювання **водяних** систем теплопостачання залежить від багатьох факторів, в основному від виду теплового навантаження та схеми теплових пунктів. Регулювання відпуску теплоти значно спрощується при однорідному тепловому навантаженні. В таких випадках можливо обмежитись тільки центральним регулюванням. Центральне регулювання теплового навантаження опалення використовують в системах теплопостачання з децентралізованим гарячим водопостачанням, в таких системах опалення є основним тепловим навантаженням. Центральне регулювання здійснюється у відповідності з теплоспоживанням на опалення будівель за різних температур зовнішнього повітря.

При різnorідному тепловому навантаженні споживачів, якщо при використанні центрального регулювання протягом всього опалювального сезону неможливо задовольнити вимоги різних абонентів, які підключені до однієї теплової мережі, потрібно змінювати центральне регулювання в різних діапазонах опалювального сезону, отже – використовувати комбіноване регулювання.

За співвідношенням теплових балансів підігрівачів для будь-якого та розрахункового (при t'_o позначаємо штрихом) режимів маємо:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q'} = \frac{G \cdot c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}{G' \cdot c \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)} = \frac{F \cdot k \cdot \Delta t}{F \cdot k' \cdot \Delta t'} = \frac{\theta}{\theta'} = \frac{\Delta \tau}{\Delta \tau'}, \quad (3.2)$$

де \bar{Q} – відносне теплове навантаження;

Q – теплове навантаження при будь-якому режимі, Вт;

Q' – розрахункове теплове навантаження, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі підігрівача місцевої системи, Вт/(м² °C);

k' – коефіцієнт теплопередачі підігрівача місцевої системи, Вт/(м² °C), при розрахунковому тепловому навантаженні;

$\Delta \tau$ – перепад температур води в тепловій мережі: $\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2$, °C;

$\Delta \tau'$ – перепад температур води в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні $\Delta \tau' = \tau'_1 - \tau'_2$, °C;

c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг °C);

τ_1, τ_2 – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, °C;

τ'_1, τ'_2 – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

G – витрата теплоносія в тепловій мережі, кг/с;

G' – витрата теплоносія в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, кг/с;

$\theta = (\tau_3 - \tau_2)$ – різниця температур води в місцевій системі, °C;

$\theta' = (\tau'_3 - \tau'_2)$ – різниця температур води в місцевій системі при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

F – площа поверхні теплообміну підігрівача, м²;

$\Delta t'$ – температурний напір в підігрівачі місцевої системи при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

Δt – температурний напір в підігрівачі місцевої системи, °C, який дорівнює:

- для опалення $\Delta t_o = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - t_b$;
- для вентиляції $\Delta t_v = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - t_{cp}$;
- для гарячого водопостачання $\Delta t_h = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$;

τ_3 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі місцевої системи, °C;

τ'_3 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі місцевої системи при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С;

Δt_6 , Δt_m – більший та менший температурний напір в підігрівачі системи гарячого водопостачання, °С;

t_{cp} – середня температура середовища, яке нагрівається, °С.

3.2. Якісне регулювання

Метою розрахунку якісного регулювання є визначення температури води в тепловій мережі залежно від теплового навантаження з умови постійної витрати води в тепловій мережі. У відповідності з результатами цього розрахунку будують температурні графіки за допомогою яких встановлюють режим підігрівання води на джерелі теплоти.

Опалення в більшості житлових районів є основним видом теплового навантаження, а в деяких випадках є єдиним тепловим навантаженням. Доля інших видів теплового навантаження (вентиляції та гарячого водопостачання) таких об'єктів протягом опалювального періоду суттєво менше навантаження опалення. Тому центральне регулювання систем тепlopостачання житлових районів міст часто здійснюється за законом зміни навантаження опалення залежно від температури зовнішнього повітря.

Задачею регулювання навантаження *опалення* є підтримання в приміщенні, яке опалюється, постійної температури внутрішнього повітря t_b при будь-якій температурі зовнішнього повітря t_3 . При залежній схемі приєднання системи опалення до теплової мережі одержують рівняння температурних графіків якісного регулювання за навантаженням опалення із співвідношення (3.2):

- температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі перед змішувальним вузлом:

$$\tau_{1,o} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{\frac{1}{1+n}} + (\Delta \tau'_o - \frac{\theta'}{2}) \cdot \bar{Q}_o ; \quad (3.3)$$

- температура теплоносія в зворотному трубопроводі після системи опалення:

$$\tau_{2,o} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{\frac{1}{1+n}} - \frac{\theta'}{2} \cdot \bar{Q}_o ; \quad (3.4)$$

- температура теплоносія в подавальному трубопроводі після вузла змішування системи опалення:

$$\tau_{3,o} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{\frac{1}{1+n}} + \frac{\theta'}{2} \cdot \bar{Q}_o , \quad (3.5)$$

де $\tau_{1,o}, \tau_{2,o}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, при регулюванні за навантаженням опалення, °С;

$\tau_{3,o}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі після вузла змішування водяної системи опалення, °С;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С;

$\theta' = (\tau'_{3,o} - \tau'_{2,o})$ – різниця температур води в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

$\Delta \tau'_0$ – перепад температур води в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні $\Delta \tau'_0 = (\tau'_{1,0} - \tau'_{2,0})$, °C;

\bar{Q}_0 – відносне теплове навантаження на опалення, що визначається з рівняння

$$\bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_0}, \text{ де } t_3 - \text{довільно прийнята зовнішня температура } t_3 \geq t'_0, \text{ °C;}$$

t'_0 – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °C;

$\Delta t'_0$ – температурний напір в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °C, який дорівнює $\Delta t'_0 = \frac{\tau'_{3,0} + \tau'_{2,0}}{2} - t_b$;

$\tau'_{1,0}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

$\tau'_{3,0}, \tau'_{2,0}$ – відповідно температури теплоносія в подавальному трубопроводі після вузла змішування водяної системи опалення та в зворотному трубопроводі після системи опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

n – показник, який залежить від типу опалювального пристрою та схеми підключення опалювальних пристроїв, в більшості випадків $n = 0,25$ [17].

При відсутності змішування на абонентському вводі $\tau'_{3,0} = \tau'_{1,0}$; $\Delta \tau' = \theta'$. В цьому

випадку $\Delta t'_0 = \frac{\tau'_{1,0} + \tau'_{2,0}}{2} - t_b$ та рівняння температурного графіка в подавальному та зворотному трубопроводах системи опалення при $n = 0,25$ набуває такого вигляду:

$$\tau_{1,0} = t_b + \Delta t'_0 \cdot \bar{Q}_0^{0,8} + \frac{\theta'}{2} \cdot \bar{Q}_0; \quad (3.6)$$

$$\tau_{2,0} = t_b + \Delta t'_0 \cdot \bar{Q}_0^{0,8} - \frac{\theta'}{2} \cdot \bar{Q}_0, \quad (3.7)$$

де $\theta' = (\tau'_{3,0} - \tau'_{2,0})$ – різниця температур води в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

$\Delta t'_0$ – температурний напір в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °C;

$\tau'_{1,0}, \tau'_{2,0}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні та регулюванні за навантаженням опалення, °C;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °C;

\bar{Q}_0 – відносне теплове навантаження на опалення.

Розрахункову витрату теплоносія на опалення визначають за формулою:

$$G'_o = \frac{Q'_o}{c \cdot (\tau'_{1,o} - \tau'_{2,o})}, \quad (3.8)$$

де Q'_o – розрахункове теплове навантаження на опалення, Вт;

$\tau'_{1,o}, \tau'_{2,o}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні та регулюванні за навантаженням опалення, °С;

c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг·°С).

З аналізу співвідношень (3.3 -3.5) витікає, що температури теплоносія однозначно залежать від відносного теплового потоку $\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q'_o}$, який визначається температу-

рою зовнішнього повітря. Розрахунок здійснюють для характерних значень температури зовнішнього повітря протягом опалювального періоду. За результатами розрахунку будують графік зміни температур теплоносія при центральному якісному регулюванні, який називають *опалювальним температурним графіком* (рис. 3.1), та графік зміни витрат мережної води на опалення в залежності від температури зовнішнього повітря.

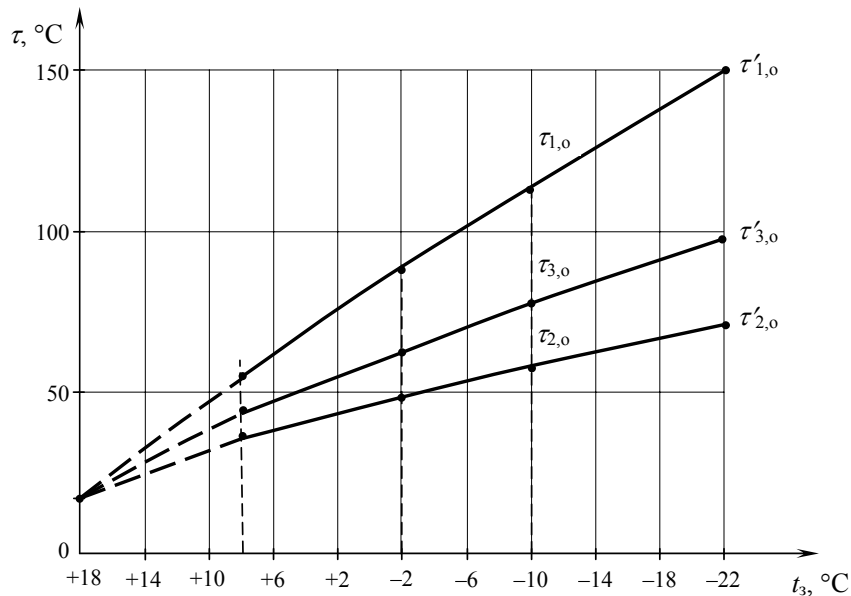


Рис. 3.1. Графік температури теплоносія при якісному регулюванні теплового навантаження на опалення

В системах повітряного опалення коефіцієнт теплопередачі в опалювальних агрегатах повітряного опалення залишається практично постійним незалежно від температури води в опалювальному пристрої. Для таких умов температурні графіки набувають такого вигляду:

$$\tau_{1,o} = t_b + (\tau'_{1,o} - t_b) \cdot \bar{Q}_o; \quad (3.9)$$

$$\tau_{2,o} = t_b + (\tau'_{2,o} - t_b) \cdot \bar{Q}_o, \quad (3.10)$$

де $\tau_{1,0}, \tau_{2,0}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, °С;

$\tau'_{1,0}, \tau'_{2,0}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С.

При незалежній схемі приєднання системи опалення до теплової мережі визначення температур води в подавальному та зворотному трубопроводах системи опалення потрібно здійснювати з врахуванням характеристик підігрівача системи опалення [14, 34].

При центральному якісному регулюванні за тепловим навантаженням **вентиляції** при незмінній кратності повітрообміну коефіцієнт теплопередачі калориферів можна вважати постійним. В цьому випадку при вирішенні рівняння (3.2) при $\Delta t_v = 0,5(\tau_{1,v} + \tau_{2,v}) - t_{cp}$ виводять рівняння температурних графіків для регулювання навантаження вентиляції:

$$\tau_{1,v} = t_{cp} + (\tau'_{1,v} - t_{cp}) \cdot \bar{Q}_v; \quad (3.11)$$

$$\tau_{2,v} = t_{cp} + (\tau'_{2,v} - t_{cp}) \cdot \bar{Q}_v, \quad (3.12)$$

де $\tau_{1,v}, \tau_{2,v}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при регулюванні за навантаженням вентиляції, °С;

$\tau'_{1,v}, \tau'_{2,v}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при регулюванні за навантаженням вентиляції при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

t_{cp} – середня температура повітря, яке нагрівається, °С, $t_{cp} = 0,5(t_b + t'_0)$;

t'_0 – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С;

$\bar{Q}_v = \frac{Q_v}{Q'_v} = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_0}$ – відносне теплове навантаження на вентиляцію;

t_3 – довільно прийнята зовнішня температура $t_3 \geq t'_0$, °С;

t'_0 – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С;

Q'_v – розрахункове теплове навантаження на вентиляцію, Вт;

Q_v – теплове навантаження на вентиляцію при t_3 , Вт.

В закритих системах теплопостачання підігрівання водопровідної води для технологічного та побутового **гарячого водопостачання** здійснюється в місцевих підігрівачах. Температура нагріваючого теплоносія в підігрівачі повинна перевищувати температуру теплоносія, що нагрівається, мінімум на 5-10°С. Для задоволення потреб побутового гарячого водопостачання потрібна вода з температурою не нижче 60°С, що визначає найменшу температуру нагріваючого теплоносія, який подається з теплової мережі на рівні 65-70°С. Температурні графіки слід будувати за рівнянням (3.2), врахо-

вуючи, що коефіцієнт теплопередачі підігрівачів в першому наближенні можна вважати постійним.

3.3. Кількісне регулювання

Розрахунок кількісного регулювання здійснюється через визначення залежності температури зворотної води та витрати води в мережі від теплового навантаження. При кількісному регулюванні за навантаженням опалення температура мережної води в подавальному трубопроводі не змінюється $\tau_{1,0} = \tau'_{1,0} = \text{const}$, а відносна витрата води

$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o} = \text{var}$ змінюється.

Відносну витрату води в системі водяного опалення визначають за формулою:

$$\bar{G}_o = \frac{\bar{Q}_o}{1 + \frac{\Delta t'_o}{\Delta \tau'_o - 0,5\theta'} \cdot (1 - \bar{Q}_o^{0,8})}, \quad (3.13)$$

а температуру води після проходження її через систему опалення за формулою:

$$\tau_{2,0} = \tau'_{1,0} - \Delta \tau'_o \cdot \left[1 + \frac{\Delta t'_o}{\Delta \tau'_o - 0,5\theta'} \cdot (1 - \bar{Q}_o^{0,8}) \right], \quad (3.14)$$

де $\tau'_{1,0}, \tau'_{2,0}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

\bar{Q}_o – відносне теплове навантаження на опалення, визначається з рівняння

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q'_o} = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o};$$

$\Delta t'_o$ – температурний напір в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С, який дорівнює $\Delta t'_o = \frac{\tau'_{3,0} + \tau'_{2,0}}{2} - t_b$;

θ' – різниця температур води в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С; визначається як $\theta' = \tau'_{3,0} - \tau'_{2,0}$;

$\Delta \tau'_o$ – перепад температур води в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, $\Delta \tau'_o = \tau'_{1,0} - \tau'_{2,0}$, °С;

Q'_o – розрахункове теплове навантаження на опалення, Вт;

$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o}$ – відносна витрата води на опалення;

G'_o – розрахункова витрата води на опалення, кг/с;

G_o – витрата води на опалення при t_3 , кг/с;

$\tau'_{3,0}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі після вузла змішування водяної системи опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

t_3 – довільно прийнята зовнішня температура $t_3 \geq t'_o$, °С.

Температура зворотної води $\tau_{2,0}$ зменшується при зменшенні теплового навантаження \bar{Q}_0 . При деякому значенні $\bar{Q}_0 = \bar{Q}_*$ температура зворотної води $\tau_{2,0}$ досягає середньої температури внутрішнього повітря будівлі t_b . Значення \bar{Q}_* визначають за формулою:

$$\bar{Q}_* = \left[1 - \frac{(\tau'_{2,0} - t_b) \cdot (\Delta\tau'_0 - 0,5 \cdot \theta')}{\Delta\tau'_0 \cdot \Delta t'_0} \right]^{1,25}, \quad (3.15)$$

при $\bar{Q}_0 < \bar{Q}_*$ температура зворотної води $\tau_{2,0} = t_b$.

Витрату води, яка відповідає $\bar{Q}_0 = \bar{Q}_*$, визначають за формулою:

$$G_* = \frac{Q_*}{c \cdot (\tau'_{1,0} - t_b)}, \quad (3.16)$$

де $\tau'_{1,0}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;
 t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С;
 c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг · °С).

Подальше зменшення витрати води не викликає зменшення температури зворотної води, бо вода не може бути переохолоджена в опалювальному пристрої до рівня нижчого за температуру внутрішнього повітря будівлі. При $\bar{Q}_0 < \bar{Q}_*$ зменшення тепловіддачі здійснюється за рахунок виключення з роботи частки поверхні опалювальних пристроїв внаслідок заповнення їх водою з температурою, рівною температурі внутрішнього повітря будівлі.

Графік кількісного регулювання навантаження опалення наведено на рис. 3.2. Головною перевагою кількісного регулювання є зменшення витрати електроенергії на перекачування теплоносія.

Для повітряного опалення коефіцієнт теплопередачі опалювальних пристроїв залишається практично постійним, а рівняння для розрахунку витрати води при кількісному регулюванні набуває більш простого вигляду:

$$\bar{G}_0 = \frac{\bar{Q}_0}{1 + \frac{\Delta t'_0}{\Delta\tau'_0 - 0,5 \cdot \theta'} \cdot (1 - \bar{Q}_0)}, \quad (3.17)$$

а температура зворотної води:

$$\tau_{2,0} = \tau'_{1,0} - \Delta\tau'_0 \cdot \left[1 + \frac{\Delta t'_0}{\Delta\tau'_0 - 0,5 \cdot \theta'} \cdot (1 - \bar{Q}_0) \right]. \quad (3.18)$$

Значення \bar{Q}_* визначають за формулою:

$$\bar{Q}_* = 1 - \frac{(\tau'_{2,0} - t_b) \cdot (\Delta\tau'_0 - 0,5 \cdot \theta')}{\Delta\tau'_0 \cdot \Delta t'_0}, \quad (3.19)$$

де $\tau'_{1,0}, \tau'_{2,0}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

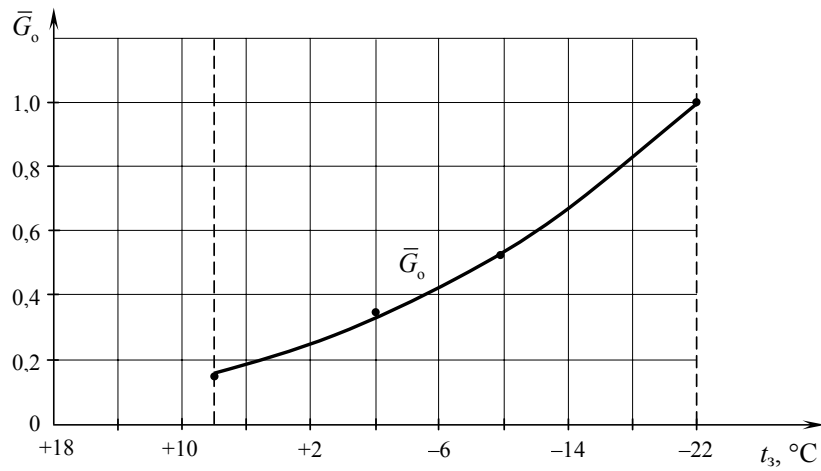
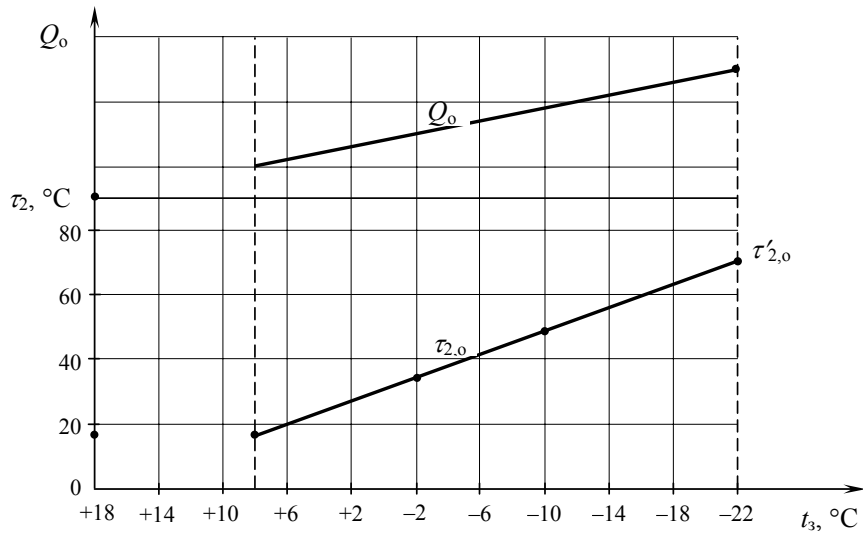


Рис. 3.2. Графік кількісного регулювання теплового навантаження на опалення при $\tau'_1 = 150^\circ\text{C}$; $\tau'_{2,0} = 70^\circ\text{C}$; $t_b = 18^\circ\text{C}$; $t'_o = -22^\circ\text{C}$

\bar{Q}_o – відносне теплове навантаження на опалення, яке визначається з рівняння

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q'_o} = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o};$$

$\Delta t'_o$ – температурний напір в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, $^\circ\text{C}$, який дорівнює $\Delta t'_o = \frac{\tau'_{3,0} + \tau'_{2,0}}{2} - t_b$;

θ' – різниця температур води в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, $^\circ\text{C}$, визначається як $\theta' = \tau'_{3,0} - \tau'_{2,0}$;

$\Delta \tau'_o$ – перепад температур води в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, $\Delta \tau'_o = \tau'_{1,0} - \tau'_{2,0}$, $^\circ\text{C}$;

Q'_o – розрахункове теплове навантаження, Вт;

$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o}$ – відносна витрата води на опалення;

$\tau'_{3,o}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі після вузла змішування водяної системи опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

G'_o – розрахункова витрата води на опалення, кг/с;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С.

3.4. Якісно-кількісне регулювання

Задачею розрахунку якісно-кількісного регулювання є визначення температур та витрати води в тепловій мережі залежно від теплового навантаження. Якісно-кількісне регулювання, як і інші методи центрального регулювання, використовують для однорідного теплового навантаження. Розглянемо використання якісно-кількісного регулювання для навантаження опалення.

Рівняння для розрахунку якісно-кількісного регулювання навантаження опалення при залежній схемі приєднання споживачів мають вигляд:

$$\tau_{1,o} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \left(\Delta \tau'_o - \frac{\theta'}{2} \right) \cdot \frac{\bar{Q}_o}{G_o}; \quad (3.20)$$

$$\tau_{2,o} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - \frac{\theta'}{2} \cdot \frac{\bar{Q}_o}{G_o}, \quad (3.21)$$

де $\tau_{1,o}, \tau_{2,o}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, °С;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С;

$\theta' = (\tau'_{3,o} - \tau'_{2,o})$ – різниця температур води в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

$\Delta \tau'_o$ – перепад температур води в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, $\Delta \tau'_o = \tau'_{1,o} - \tau'_{2,o}$, °С;

\bar{Q}_o – відносне теплове навантаження на опалення, визначається з рівняння

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q'_o} = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o};$$

$\tau'_{1,o}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при розрахунковому тепловому навантаженні, °С;

t_3 – довільно прийнята зовнішня температура $t_3 \geq t'_o$, °С;

t'_o – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С;

$\Delta t'_o$ – температурний напір в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С, який дорівнює $\Delta t'_o = \frac{\tau'_{3,o} + \tau'_{2,o}}{2} - t_b$;

$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o}$ – відносна витрата мережної води на опалення;

G_o – витрата води на опалення при t_3 , кг/с;

G'_o – розрахункова витрата води на опалення, кг/с;

$\tau'_{3,o}, \tau'_{2,o}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах системи опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, °С.

Закон зміни витрати води в місцевих системах опалення визначається з рівнянь (3.20) у вигляді співвідношення:

$$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o} = \sqrt{\frac{\tau_{3,o} - \tau_{2,o}}{\tau'_{3,o} - \tau'_{2,o}}}, \quad (3.22)$$

де $\tau_{2,o}, \tau'_{2,o}$ – температура теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі в будь-якому та розрахунковому режимах відповідно, °С;

$\tau_{3,o}, \tau'_{3,o}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі системи опалення після вузла змішування в будь-якому та розрахунковому режимах відповідно, °С;

G_o – витрата води на опалення при t_3 , кг/с.

Плавну зміну витрати води практично складно здійснити, тому зміну виконують ступінчасто (рис. 3.3). В результаті опалювальний сезон поділяють на декілька діапазонів, в кожному з яких підтримують постійну витрату води. В найбільш холодний період опалювального сезону система тепlopостачання працює з розрахунковою витратою води. При підвищенні температури зовнішнього повітря витрата мережної води зменшується. Ступінчаста зміна витрати мережної води викликає зміну температури. При зменшенні витрати води температура в подавальному трубопроводі повинна бути вищою, а в зворотному - нижчою, ніж при використанні опалювального графіка при якісному регулюванні. Використання якісно-кількісного регулювання дозволяє зменшити витрату електроенергії на перекачування теплоносія.

Температурні графіки кількісного та якісно-кількісного регулювання за навантаженням вентиляції будують аналогічно графікам регулювання за навантаженням опалення [20, 34].

3.5. Регулювання перепустками

Регулювання відпуску теплоти на опалення місцевими перепустками використовують в двотрубних водяних теплових мережах при високих температурах зовнішнього повітря при постійній мінімально допустимій температурі води в подавальному трубопроводі теплової мережі для відпуску теплоти на гаряче водопостачання.

Тривалість роботи систем опалення протягом доби при $t_3 > t_3''$, обчислюється таким чином:

$$N = 24 \cdot \frac{t_b - t_3}{t_b - t_3''}, \quad (3.23)$$

де t_B – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °C;

t_3 – довільно прийнята зовнішня температура $t_3 \geq t_3''$, °C;

t_3'' – температури зламу температурного графіка, °C.

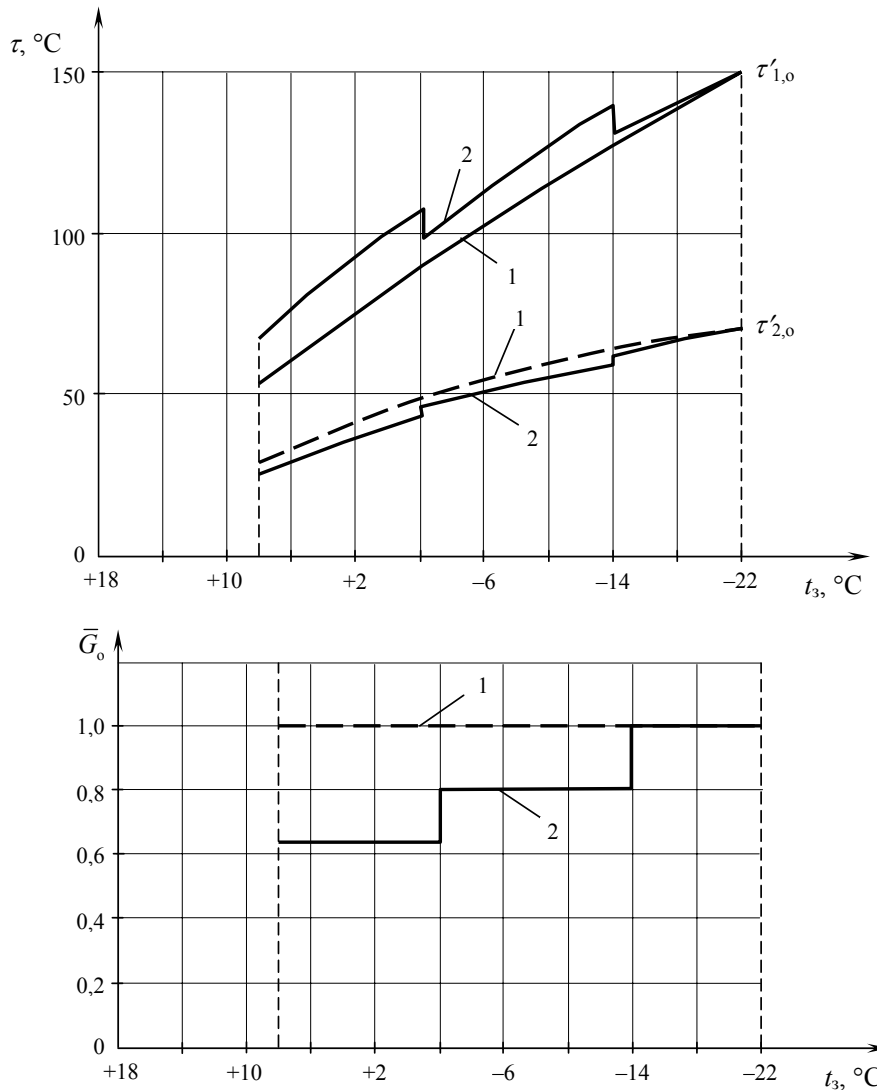


Рис. 3.3. Графік якісно-кількісного регулювання теплового навантаження на опалення

1 – при регулюванні за опалювальним графіком; 2 – при ступінчастому якісно-кількісному регулюванні

Середня за годину витрата мережної води на опалення при рівномірному відключенні споживачів протягом доби обчислюється за формулою:

$$G_o = G'_o \cdot \frac{N}{24} = G'_o \cdot \frac{t_B - t_3}{t_B - t_3''}, \quad (3.24)$$

де G'_o – розрахункова витрата мережної води на опалення, кг/с.

3.6. Комбіноване регулювання

Центральне регулювання теплового навантаження можливе тільки при однорідному тепловому навантаженні. При різномірному тепловому навантаженні використовувати тільки центральне регулювання неможливо. Для спрощення експлуатації систем тепlopостачання центральне регулювання вводять для основного виду теплового навантаження, а для інших видів навантаження використовують місцеве регулювання. В містах основним тепловим навантаженням є опалення, за яким здійснюється центральне регулювання. Для навантажень вентиляції та гарячого водopостачання, які в житлових районах менші за навантаження опалення, використовують місцеве регулювання.

Найбільш енергетично ефективною та експлуатаційно зручною системою регулювання є якісне регулювання, тому якісна система є основою центрального регулювання.

При приєднанні до теплових мереж навантаження гарячого водopостачання за закритою схемою температура теплоносія в подавальному трубопроводі повинна забезпечуватись не нижчою, ніж $\tau_1'' = 65-70^\circ\text{C}$, тому що гаряча вода, яку споживає абонент, повинна бути підігріта до 60°C . При безпосередньому водорозборі на гаряче водopостачання у відкритій системі тепlopостачання температура води в подавальному трубопроводі повинна бути не нижчою, ніж $\tau_1'' = 60^\circ\text{C}$. Наявність таких обмежень значно впливає на графік температур в подавальному трубопроводі теплової мережі, тому графік температур в подавальному трубопроводі має вигляд ламаної. При низьких температурах зовнішнього повітря ($t_3 < t_3''$) температура теплоносія в подавальному трубопроводі будується за законами якісного регулювання навантаження опалення. При $t_3 = t_3''$ температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі досягає $\tau_1 = \tau_1''$. При високих температурах опалювального періоду ($t_3 > t_3''$) температура теплоносія в подавальному трубопроводі повинна бути постійною, тобто графік температур тут зазнає зламу. Температуру зовнішнього повітря, при якій здійснюється злам температурного графіка t_3'' , називають температурою зламу температурного графіка (рис. 3.4). Точка зламу температурного графіка поділяє опалювальний період на два діапазони. Границю між діапазонами знаходять графічно в точці перетину графіка $\tau_1 = f(t_3)$ з горизонтальною лінією, яка відповідає τ_1'' . Всі параметри, які відповідають t_3'' , позначають двома штрихами, наприклад, τ_1'' , τ_2'' , G'' та інші. Графік температур теплоносія для комбінованого регулювання теплового навантаження опалення та гарячого водopостачання називають опалювально-побутовим.

При зовнішніх температурах $t_3 > t_3''$ авторегулятори, які встановлені на абонентських вводах, здійснюють кількісне регулювання витрати води на опалення і таким чином зберігають заданий тепловий режим в приміщеннях, що опалюються, та попереджають перевитрату теплоти. Регулювання відпуску теплоти на опалення в цьому діапазоні може здійснюватись також місцевими перепустками.

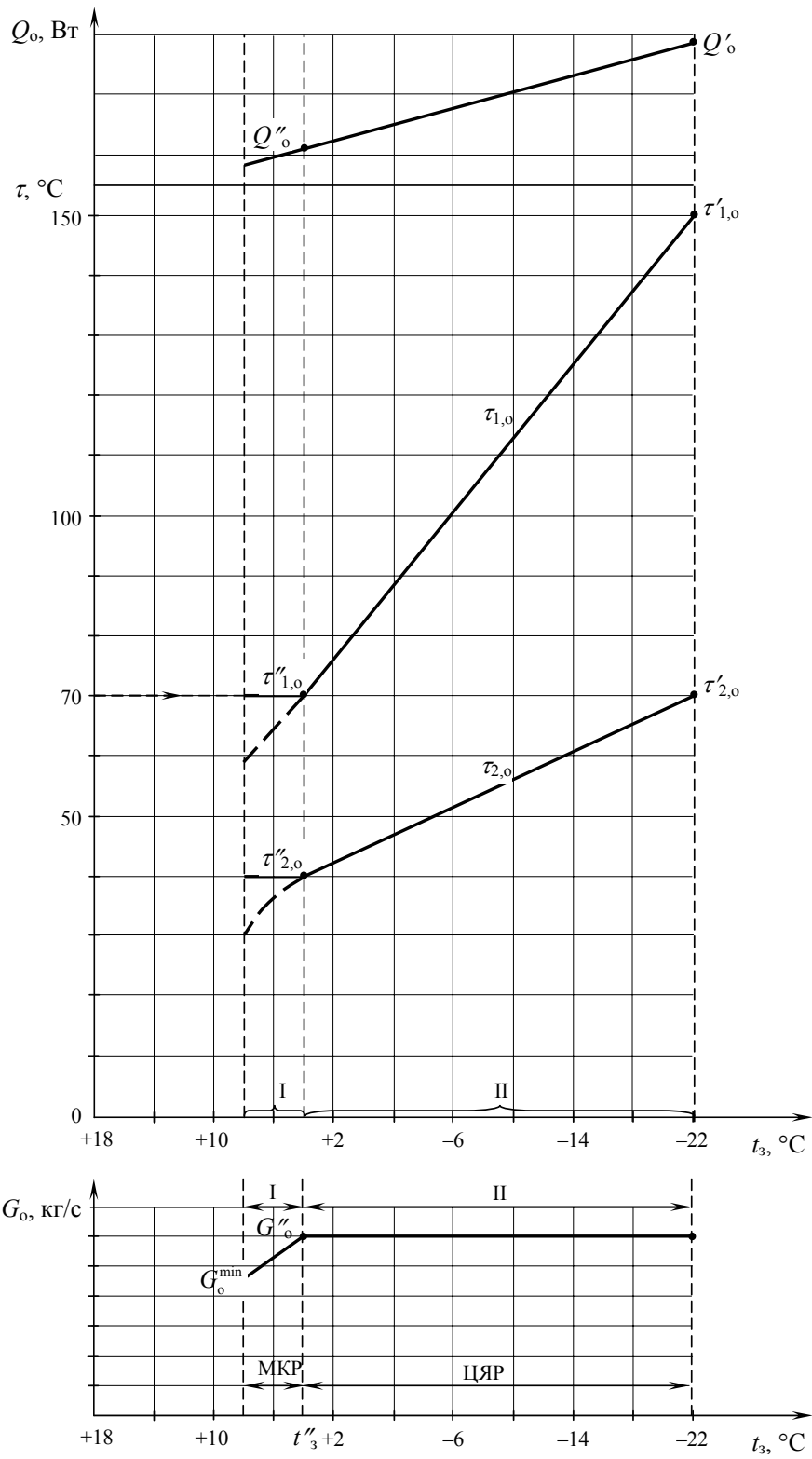


Рис. 3.4. Графік температур, витрат теплоти і мережної води при комбінованому регулюванні теплового навантаження на опалення
 I – діапазон місцевого кількісного регулювання (МКР); II – діапазон центрального якісного регулювання (ЦЯР).

Розглянемо графіки температур та витрат води для окремих видів теплового споживання при комбінованому регулюванні.

При розрахунку та побудові температурного графіка для змішаного теплового навантаження приймають такі вихідні положення:

- діапазон температур зовнішнього повітря від $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до розрахункової температури на опалення t'_0 поділяють на два діапазони: перший діапазон – від $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до температури зламу графіка t''_3 , другий діапазон – від t''_3 до t'_0 ;
- приєднання споживачів опалення до теплової мережі здійснюється за залежною схемою;
- за основу прийнято якісне регулювання теплового навантаження;
- регулювання відпуску теплоти на опалення в першому діапазоні здійснюється місцевими перепустками;
- додаткове місцеве регулювання відпуску теплоти на вентиляцію в першому діапазоні може здійснюватись шляхом зміни витрати мережної води при постійній витраті повітря через калорифери (регулювання по воді) або перепуском частки повітря по обвідній лінії калорифера при постійній витраті мережної води (регулювання по повітрю);
- додаткове місцеве регулювання відпуску теплоти на гаряче водопостачання здійснюється шляхом зміни витрати мережної води регулятором залежно від її температури (кількісне регулювання).

3.6.1. Температурні графіки для регулювання навантаження опалення при змішаному тепловому навантаженні

Для двотрубних водяних теплових мереж з подачею теплоти на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання температуру води в подавальному трубопроводі приймають за опалювальним температурним графіком, який розраховують за формулою (3.3) в другому діапазоні, а в першому діапазоні приймають постійною ($\tau_{1,0} = \tau''_{1,0}$). В діапазоні від t''_3 до t'_0 (рис. 3.4) здійснюється якісне регулювання, а в діапазоні від t''_3 до 8°C кількісне регулювання навантаження опалення. В діапазоні від t''_3 до t'_0 витрата води на опалення залишається постійною, а при $t_3 > t''_3$ витрата води в тепловій мережі зменшується при підвищенні температури зовнішнього повітря.

Температурний графік зворотної води при якісному регулюванні теплового навантаження опалення було розглянуто на рис. 3.1. Температурний графік зворотної води в діапазоні постійної температури в подавальному трубопроводі та при кількісному регулюванні є прямою лінією, яка паралельна графіку температур в подавальному трубопроводі.

Витрата води на опалення в другому діапазоні дорівнює розрахунковій та визначається за формулою (3.8).

Регулювання навантаження опалення в першому діапазоні при регулюванні змішаного теплового навантаження та при $\tau_{1,0} = \tau_{1,0}'' = \text{const}$, $\tau_{2,0} = \tau_{2,0}'' = \text{const}$, $\tau_{3,0} = \tau_{3,0}'' = \text{const}$ може здійснюватись місцевими перепустками. Число годин роботи системи опалення за добу N визначають за формулою (3.23). Середню витрату мережної води на опалення при рівномірному відключенні споживачів протягом доби визначають за формулою (3.24).

3.6.2. Температурні графіки для регулювання навантаження на вентиляцію при змішаному тепловому навантаженні

Центральне якісне регулювання температури мережної води здійснюється за навантаженням опалення. За характером зміни витрати води на вентиляцію опалювальний період також поділяють на два діапазони. В першому діапазоні температура мережної води в подавальному трубопроводі постійна, в другому діапазоні температура води в подавальному трубопроводі та теплове навантаження на вентиляцію змінюються. На рис. 3.5. наведені графіки температур та витрат теплоти і води при комбінованому регулюванні теплового навантаження на вентиляцію.

Температуру зворотної води після системи вентиляції визначають, виходячи з рівнянь теплового балансу. В першому діапазоні температура води, яка надходить в калорифер, постійна, а витрата теплоти зростає при зменшенні температури зовнішнього повітря. Регулювання теплового навантаження на вентиляцію може здійснюватись шляхом місцевого кількісного регулювання. При зменшенні температури зовнішнього повітря за допомогою регуляторів збільшується витрата води через калорифер, що призводить до збільшення середньої температури калорифера та його тепловіддачі.

В другому діапазоні температура води, яка надходить до калорифера, зростає при зменшенні температури зовнішнього повітря. Витрата теплоти також повинна зростати при зменшенні температури зовнішнього повітря. Такий взаємозв'язок між графіком температур в подавальному трубопроводі та витратою теплоти є типовим для якісного регулювання. Так в другому діапазоні здійснюється центральне якісне регулювання на джерелі теплоти, а в додатковому місцевому регулюванні у абонентів необхідності немає. Витрата води через калорифер в цьому діапазоні залишається постійною. Побудова графіка температур у зворотному трубопроводі систем вентиляції здійснюється окремо для кожного діапазону температур зовнішнього повітря, на які поділяють опалювальний період.

При якісному додатковому місцевому регулюванні навантаження вентиляції температуру зворотної води після системи вентиляції визначають за співвідношеннями:

- Перший діапазон. Розрахункове значення температури мережної води в першому діапазоні відповідає точці зламу опалювального графіка, тобто зовнішній температурі t_3'' . Крім того в першому діапазоні $\tau_{1,0} = \tau_{1,0}'' = \text{const}$, таким чином температуру води після калориферів системи вентиляції $\tau_{2,v}$ визначають за формулою:

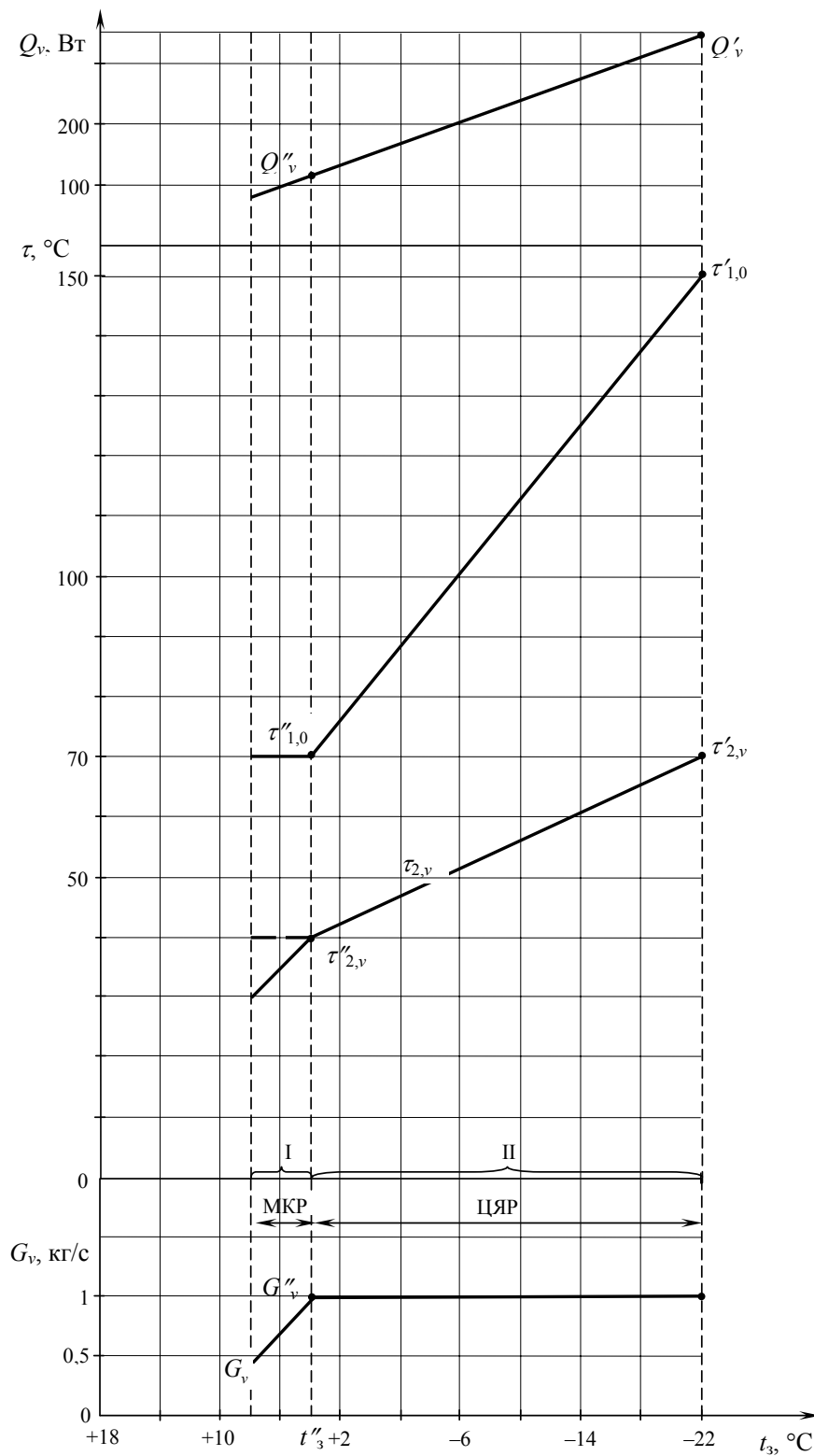


Рис. 3.5. Графік температур, витрат теплоти та мережної води при регулюванні теплового навантаження на вентиляцію шляхом зміни витрати мережної води
 I – діапазон місцевого кількісного регулювання (МКР); II – діапазон центрального якісного регулювання (ЦЯР).

$$\tau_{2,v} = \tau_{1,o}'' - (\tau_{1,o}'' - \tau_{2,v}'') \cdot \frac{t_b - t_3}{t_b - t_3''}, \quad (3.25)$$

де $\tau_{1,o}'', \tau_{2,o}''$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t_3'' , °С;

$\tau_{2,v}''$ – температура води після системи вентиляції при t_3 , °С;

t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °С;

t_3 – довільно прийнята зовнішня температура $t_3 \geq t_3''$, °С;

t_3'' – температура зламу температурного графіка, °С.

- Другий діапазон. Температура зворотної води після системи вентиляції $\tau_{2,v}$ практично збігається з температурою зворотної води після системи опалення, тобто дорівнює $\tau_{2,v} \approx \tau_{2,o}$.

Витрата мережної води на вентиляцію при якісному додатковому місцевому регулюванні в обох діапазонах однакова та дорівнює розрахунковому значенню:

$$G_v = G_v' = \frac{Q_v'}{c \cdot (\tau_{1,o}' - \tau_{2,v}')} = \text{const}, \quad (3.26)$$

де $\tau_{1,o}'$ – розрахункова температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t_o' , °С;

$\tau_{2,v}'$ – температура води після системи вентиляції при t_o' , °С;

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

Q_v' – розрахункове теплове навантаження на вентиляцію, Вт;

G_v' – розрахункова витрата води на вентиляцію, кг/с.

При кількісному додатковому місцевому регулюванні навантаження вентиляції температура зворотної води після системи вентиляції визначається за поданими нижче рівняннями.

- Перший діапазон. Розрахункове значення температури мережної води в першому діапазоні відповідає точці зламу опалювального графіка, тобто зовнішній температурі t_3'' . Температура води, яка надходить в калорифер, постійна $\tau_{1,o} = \tau_{1,o}'' = \text{const}$, а витрата теплоти повинна зростати при зменшенні температури зовнішнього повітря, що забезпечується шляхом зростання витрати нагріваючої води через калорифер. Так, температура зворотної води $\tau_{2,v}$ при будь-якій температурі зовнішнього повітря t_3 дорівнює:

$$\tau_{2,v} = t_b + t_3 - \tau_{1,o}'' + \left[(\tau_{1,o}'' + \tau_{2,v}'') - (t_3'' + t_b) \right] \cdot \left(\frac{\tau_{1,o}'' - \tau_{2,v}''}{\tau_{1,o}'' - \tau_{2,v}''} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{t_b - t_3}{t_b - t_3''} \right)^{0,85}, \quad (3.27)$$

де $\tau_{1,0}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t_3 , °C;
 $\tau_{1,0}''$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t_3'' , °C;
 $\tau_{2,v}''$ – температура води після системи вентиляції при t_3'' , °C;
 t_3 – довільно прийнята зовнішня температура $t_3 \geq t_o'$, °C;
 t_b – середня температура внутрішнього повітря будівлі, °C;
 t_3'' – температура зламу температурного графіка, °C.

Рівняння (3.27) вирішується методом послідовних наближень, також слід враховувати, що температура $\tau_{2,v}$ теоретично не може бути меншою $t_b = 18^\circ\text{C}$, а практично буде вищою на 5-10 °C.

Витрата води на вентиляцію при кількісному додатковому регулюванні в першому діапазоні визначається за формулою:

$$G_v = G_v' \cdot \frac{\tau_{1,0}'' - \tau_{2,v}''}{\tau_{1,0}'' - \tau_{2,v}''}, \quad (3.28)$$

де $\tau_{1,0}''$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t_3'' , °C;
 $\tau_{2,v}''$ – температура води після системи вентиляції при t_3'' , °C;
 G_v' – розрахункова витрата води на вентиляцію, кг/с.

- Другий діапазон. Температура води, яка надходить в калорифери, зростає при зменшенні температури зовнішнього повітря, а температура $\tau_{2,v}$ практично збігається з температурою зворотної води після системи опалення, тобто дорівнює $\tau_{2,v} \approx \tau_{2,0}$.

Витрата води залишається незмінною ($G_v = G_v' = \text{const}$), що здійснюється шляхом центрального якісного регулювання на джерелі теплоти.

3.6.3. Температурні графіки для регулювання навантаження гарячого водопостачання при змішаному тепловому навантаженні

У відкритих системах теплопостачання (рис. 3.6) вода на гаряче водопостачання відбирається частково з подавального та частково зі зворотного трубопроводів теплової мережі із врахуванням забезпечення потрібної температури суміші. Відносні (по відношенню до сумарної витрати води на гаряче водопостачання) витрати води з подавального та зворотного трубопроводів визначають за формулами:

$$\beta_n = \frac{t_h - \tau_{2,0}}{\tau_{1,0} - \tau_{2,0}}; \quad \beta_3 = \frac{\tau_{1,0} - t_h}{\tau_{1,0} - \tau_{2,0}}; \quad \beta_n + \beta_3 = 1, \quad (3.29)$$

де β_n, β_3 – частка водорозбору на гаряче водопостачання відповідно з подавального та зворотного трубопроводів теплової мережі;
 t_h – температура суміші води з подавального та зворотного трубопроводів; °С;
 $\tau_{1,0}, \tau_{2,0}$ – температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення, °С.

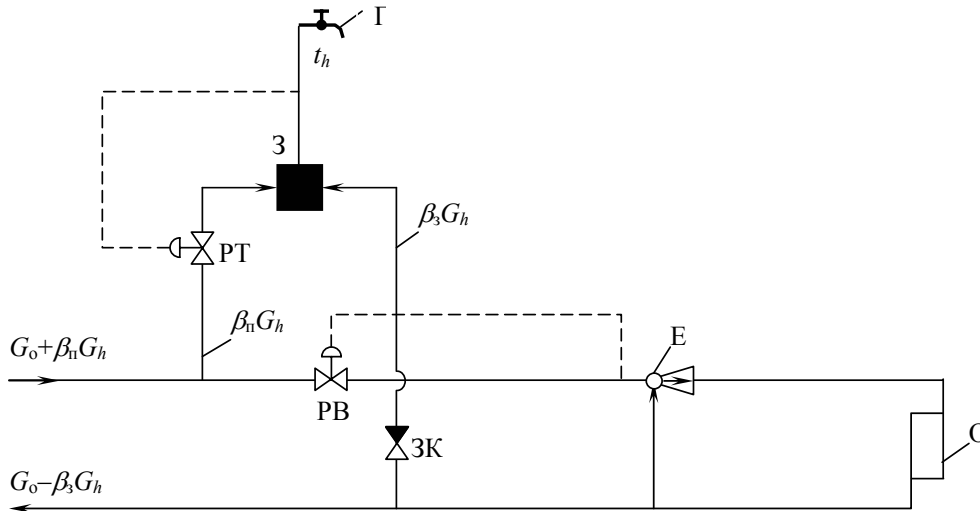


Рис. 3.6. Схема абонентського вводу у відкритій системі теплопостачання при центральному якісному регулюванні за навантаженням опалення
 3 – змішувач; ЗК – зворотний клапан; РТ – регулятор температури; РВ – регулятор витрати; Е – елеватор; О – система опалення; Г – система гарячого водопостачання.

При збільшенні температури води в зворотному трубопроводі $\tau_{2,0}$ збільшується витрата води із зворотного трубопроводу та відповідно зменшується з подавального трубопроводу. Так, при зменшенні температури зовнішнього повітря зростає температура води в зворотному трубопроводі теплової мережі та підвищується частка води, що відбирається зі зворотного трубопроводу та відповідно зменшується частка води з подавального трубопроводу.

При $t_h \leq \tau_{2,0}$ вся вода на гаряче водопостачання відбирається із зворотного трубопроводу теплової мережі. На рис. 3.7 наведено графік витрат теплоти та води на гаряче водопостачання у відкритих системах. Опалювальний період можна поділити на три діапазони:

- I – постійна температура води в подавальному трубопроводі;
- II – змінна температура води в подавальному трубопроводі, причому в зворотному трубопроводі $\tau_{2,0} < t_h$;
- III – температура води в зворотному трубопроводі вища за потрібну температуру суміші $\tau_{2,0} \geq t_h$.

Розрахункову витрату мережної води на гаряче водопостачання у відкритих системах теплопостачання визначають за формулою:

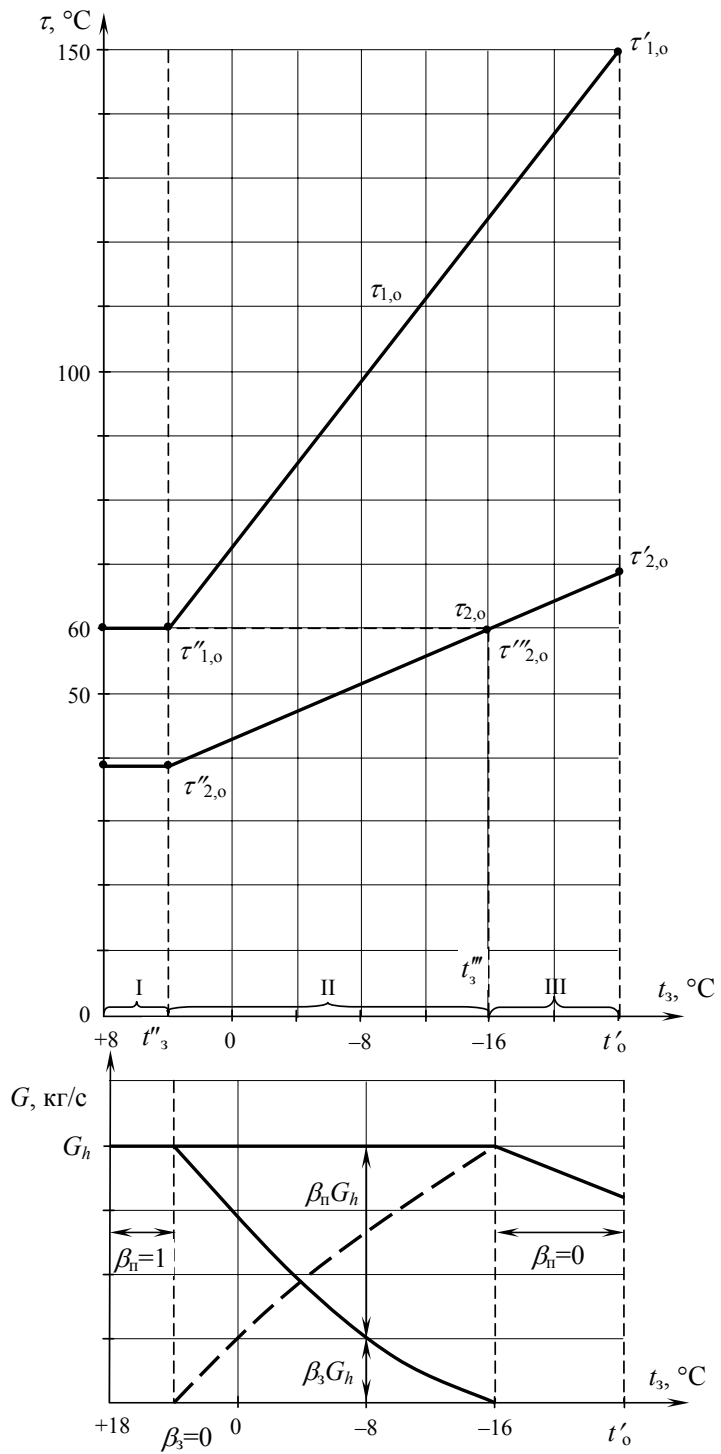


Рис. 3.7. Графік температур та витрати мережної води на гаряче водопостачання при центральному якісному регулюванні відкритих систем за навантаженням опалення

$$G_h = \frac{Q_h}{c \cdot (t_h - t_c)}, \quad (3.30)$$

де Q_h – розрахункове теплове навантаження на гаряче водопостачання, Вт;

t_h – температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, °С;

t_c – температура холодної води у водопроводі, °С;

c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг °С).

В діапазоні I частки витрати води з подавального та зворотного трубопроводів залишаються постійними: $\beta_n = 1$; $\beta_3 = 0$. В діапазоні II при зменшенні температури зовнішнього повітря t_3 , β_3 зростає, а β_n зменшується. В діапазоні III частка витрати води з подавального трубопроводу $\beta_n = 0$, а частка водорозбору із зворотного трубопроводу зменшується при зменшенні температури зовнішнього повітря та дорівнює:

$$\beta_3 = \frac{t_h - t_c}{\tau_{2,0} - t_c}, \quad (3.31)$$

де t_c – температура холодної води у водопроводі, °С;

t_h – температура суміші води з подавального та зворотного трубопроводів, °С;

$\tau_{2,0}$ – температура теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі в будь-якому режимі при регулюванні за навантаженням опалення, °С.

Витрата води з теплової мережі для задоволення потреб гарячого водопостачання в **закритій системі** тепlopостачання залежить від схеми підключення підігрівачів гарячого водопостачання на абонентських вводах. Якщо водоводяні підігрівачі гарячого водопостачання на абонентських вводах підключені паралельно з іншими абонентськими установками (опалення, вентиляції та ін.) (рис. 3.8), то для забезпечення наванта-

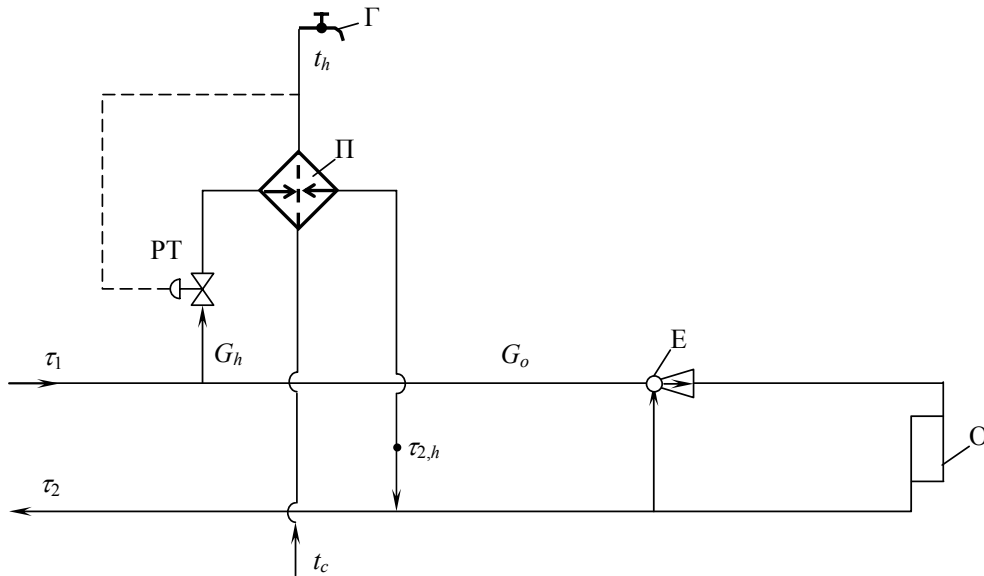


Рис. 3.8. Приєднання підігрівачів гарячого водопостачання за паралельною схемою
 П – підігрівач гарячого водопостачання; Е – елеватор; О – система опалення; Г – система гарячого водопостачання.

ження гарячого водопостачання в підігрівач потрібно подавати з теплової мережі витрату води, величина якої визначається за рівнянням:

$$G_h = \frac{Q_h}{c \cdot \Delta \tau_h}, \quad (3.32)$$

де Q_h – теплове навантаження на гаряче водопостачання, Вт;

$\Delta \tau_h$ – перепад температур мережної води на вході та на виході з підігрівача гарячого водопостачання, °С;

c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг °С).

Внаслідок того, що теплове навантаження на гаряче водопостачання значно змінюється протягом доби, під час пікового навантаження гарячого водопостачання (в житлових районах це вечірні години) витрата мережної води на гаряче водопостачання значно збільшується та інколи перевищує витрату води на опалення.

В закритих системах можливо значно зменшити витрату мережної води на гаряче водопостачання при зміні схеми підключення підігрівачів гарячого водопостачання на абонентських вводах. Значна частина навантаження гарячого водопостачання може бути забезпечена за рахунок використання теплоти води із зворотного трубопроводу системи опалення. Для цього на абонентському вводі потрібно встановити двоступеневий водоводяний підігрівач (рис. 3.9). В першому ступені такого підігрівача холодна

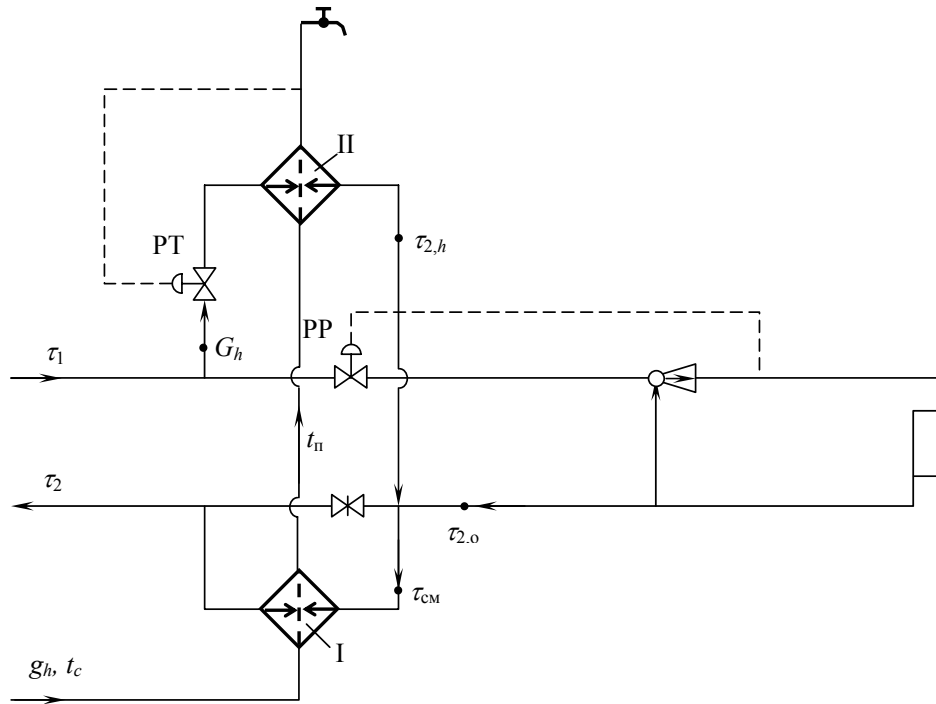


Рис. 3.9. Приєднання підігрівачів гарячого водопостачання за двоступеневою змішаною схемою
I – перший ступінь підігрівача; II – другий ступінь підігрівача.

вода з водопроводу нагрівається до температури, близької до температури води після системи опалення, а після цього подається в другий ступінь підігрівача, де догрівається

водою з подавального трубопроводу теплової мережі. Під час пікового навантаження гарячого водопостачання значно зростає витрата мережної води лише через другий ступінь підігрівача.

Якщо підігрівач другого ступеня підключити по мережній воді послідовно з системою опалення, то в цьому випадку навантаження гарячого водопостачання може бути забезпечене без додаткової витрати мережної води, тобто сумарна витрата води на опалення та гаряче водопостачання буде дорівнювати тільки розрахунковій витраті води на опалення. Таку схему з двоступеневим підігрівачем гарячого водопостачання, який підключено послідовно з системою опалення, наведено на рис. 3.10. Мережна вода після

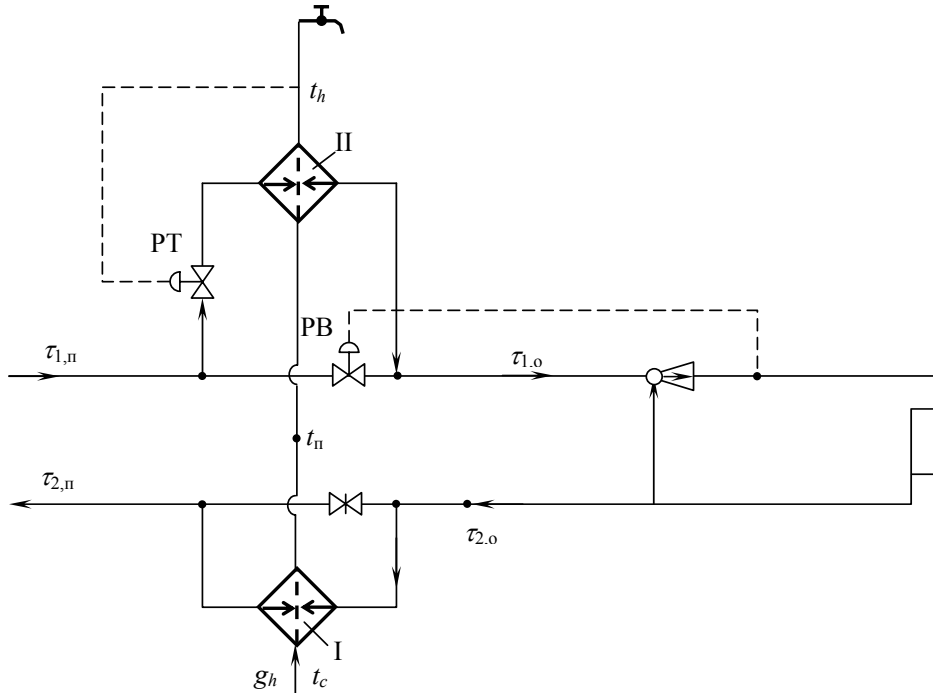


Рис. 3.10. Приєднання підігрівачів гарячого водопостачання за двоступеневою послідовною схемою
I – перший ступінь підігрівача; II – другий ступінь підігрівача.

другого ступеня підігрівача подається в систему опалення, а зворотна вода після системи опалення подається на перший ступінь підігрівача. Під час пікового навантаження гарячого водопостачання мережна вода втрачає більше теплоти в підігрівачі другого ступеня, тому система опалення недоотримує потрібну теплоту. Недоотримана кількість теплоти на опалення компенсується під час малого навантаження на систему гарячого водопостачання, бо на абонентський ввід системи опалення в цей час подається вода з температурою, яка вища, ніж потрібна за опалювальним графіком. Внаслідок того, що частка теплоти на гаряче водопостачання передається від мережної води до водопровідної води в другому ступені підігрівача, температура води в подавальному трубопроводі теплової мережі повинна бути вища, ніж за розрахунковим опалювальним графіком. Величина підвищення температури води в подавальному трубопроводі порі-

вняно з опалювальним графіком змінюється залежно від температури води в зворотному трубопроводі після системи опалення, тобто залежно від температури зовнішнього повітря.

При низьких температурах зовнішнього повітря, коли температура зворотної води після системи опалення перевищує 60°C , практично все навантаження гарячого водопостачання покривається за рахунок теплоти із зворотного трубопроводу, тому величина підвищення температури в подавальному трубопроводі теплової мережі наближається до нуля. При підвищенні температури зовнішнього повітря (вище за t_3'') за рахунок теплоти із зворотного трубопроводу покривається 50-60% навантаження гарячого водопостачання, та величина збільшення температури в подавальному трубопроводі досягає свого максимального значення. Такий температурний графік називають **підвищенням** (рис. 3.11), методика його побудови наведена в [14, 20, 34]. В закритих системах при підключенні підігрівачів гарячого водопостачання за двоступеневою послідовною схемою (рис. 3.10) витрата мережної води на гаряче водопостачання дорівнює нулю, тому її не слід враховувати при визначенні розрахункової витрати води в тепловій мережі. Регулювання за підвищеним температурним графіком називають регулюванням за сумісним навантаженням опалення та гарячого водопостачання.

На рис. 3.12 наведені графіки температур та витрат води на гаряче водопостачання при підключенні підігрівача гарячого водопостачання паралельно (рис. 3.7) з іншими абонентськими установками. За характером зміни витрати води в тепловій мережі на гаряче водопостачання опалювальний період поділяють на два діапазони. Для забезпечення постійного теплового навантаження в діапазоні I витрата води з теплової мережі на гаряче водопостачання повинна залишатись постійною, оскільки постійними залишаються всі умови, які впливають на теплообмін у водоводяному підігрівачі гарячого водопостачання. Для забезпечення постійної витрати теплоти на гаряче водопостачання в діапазоні II потрібно здійснювати місцеве регулювання. При підвищенні температури води в подавальному трубопроводі теплової мережі зменшують витрату нагрівача теплоносія через підігрівач гарячого водопостачання, що призводить до зменшення температури зворотної води та зменшення коефіцієнта теплопередачі підігрівача. В результаті тепла потужність підігрівачів залишається постійною, незалежно від зростання температури нагрівачої води на вході в підігрівач. Таким чином, в закритих системах з паралельним підключенням підігрівача гарячого водопостачання витрата води з теплової мережі на гаряче водопостачання в діапазоні I залишається постійною, а в діапазоні II - зменшується при підвищенні температури води в подавальному трубопроводі теплової мережі $\tau_{1,0}$, тобто при зменшенні температури зовнішнього повітря.

Подальші розрахункові формули надаються для паралельної схеми підключення підігрівачів системи гарячого водопостачання та кількісного додаткового місцевого регулювання навантаження гарячого водопостачання. Розрахунковими для навантаження гарячого водопостачання є значення температур мережної води, які відповідають точці зламу температурного графіка, тобто температурі t_3'' .

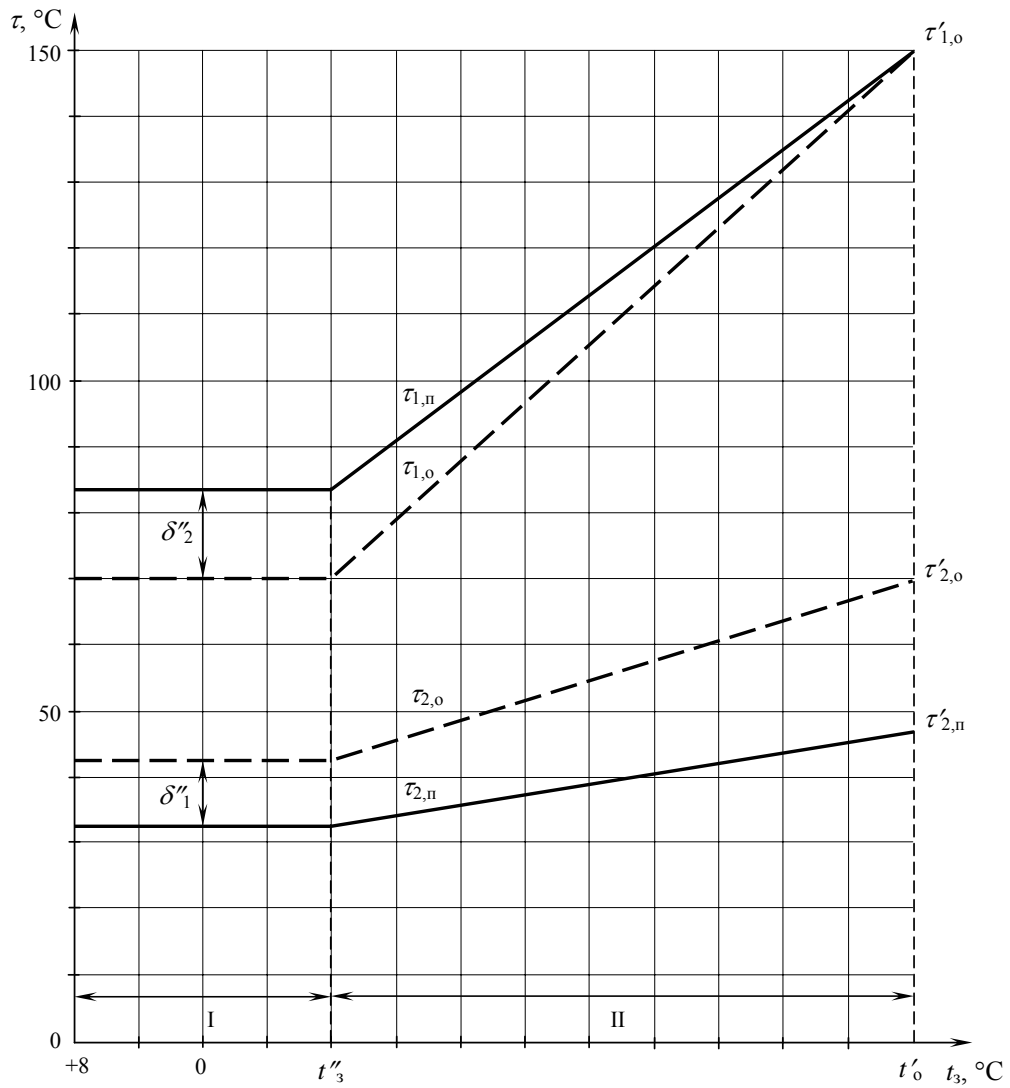


Рис. 3.11. Графік температур при центральному регулюванні за сумісним навантаженням опалення та гаряче водопостачання в закритій системі тепlopостачання (підвищений температурний графік)
 $\tau_{1,0}$, $\tau_{2,0}$ – температури теплоносія відповідно до опалювально-побутового графіка регулювання;
 $\tau_{1,п}$, $\tau_{2,п}$ – температури теплоносія відповідно до підвищеного температурного графіка.

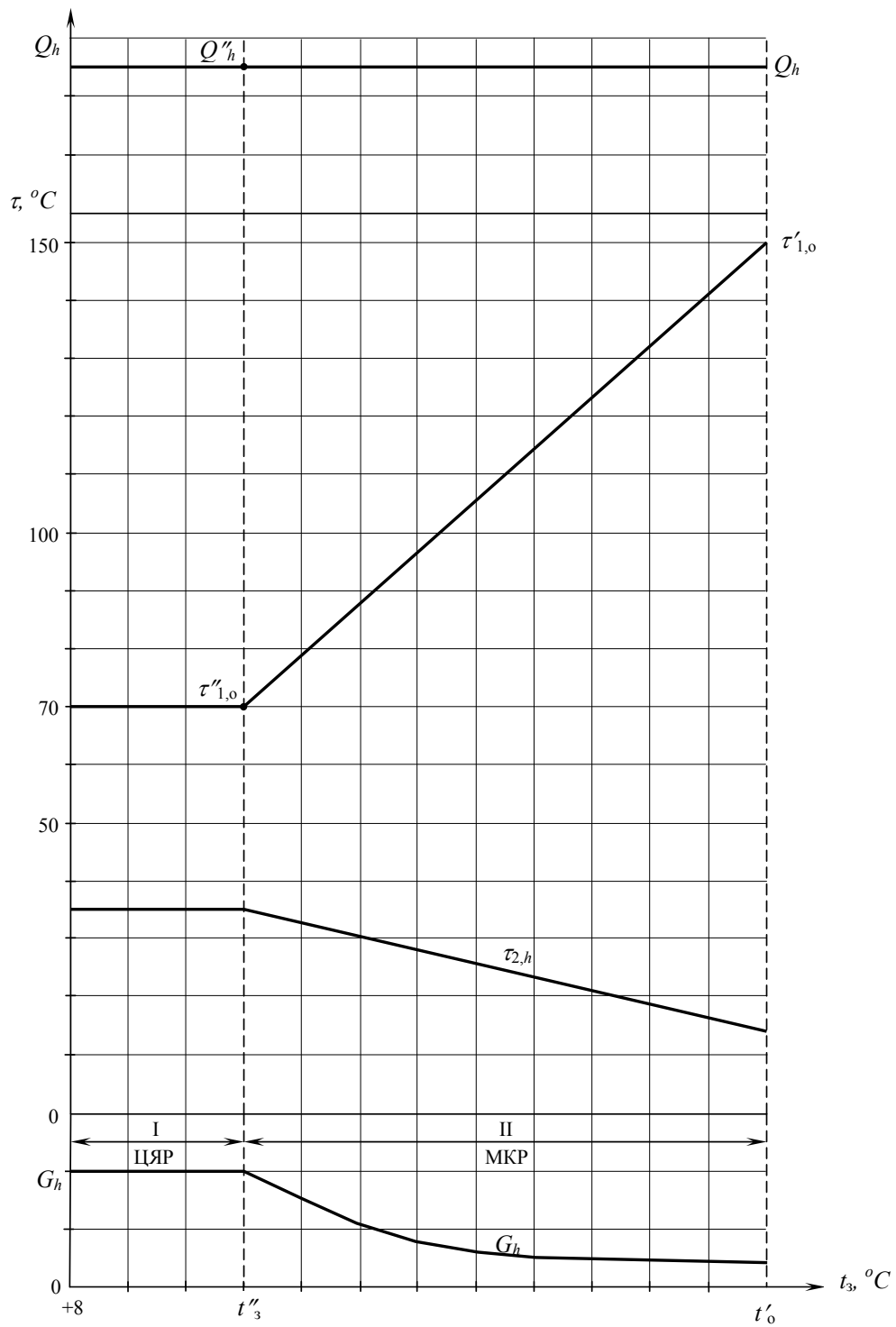


Рис. 3.12. Графік температур, витрат теплоти та мережної води на гаряче водопостачання в закритій системі при приєднанні підігрівача гарячого водопостачання за паралельною схемою I – діапазон місцевого кількісного регулювання (МКР); II – діапазон центрального якісного регулювання (ЦЯР).

- Перший діапазон. При регулюванні навантаження опалення місцевими перепустками, температура мережної води в зворотному трубопроводі системи гарячого водопостачання $\tau_{2,h} = \tau'_{2,h} = \tau''_{2,h} = \text{const}$, її приймають $\tau_{2,h} = 30$ °С.

Витрата мережної води на гаряче водопостачання дорівнює:

$$G_h = G''_h = \frac{Q'_h}{c \cdot (\tau''_{1,o} - \tau''_{2,h})} = \text{const}, \quad (3.33)$$

де $\tau''_{1,o}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t''_3 , °С;

$\tau''_{2,h}$ – температура води після підігрівача системи гарячого водопостачання при t''_3 , °С;

Q'_h – розрахункове теплове навантаження на гаряче водопостачання, Вт;

G''_h – розрахункова витрата води на гаряче водопостачання при t''_3 , кг/с;

c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг °С).

- Другий діапазон. Температура зворотної води після проходження через підігрівачі системи гарячого водопостачання $\tau_{2,h}$ та при кількісному додатковому місцевому регулюванні та протитечійному русі води в них визначається з рівняння:

$$\frac{(\tau_{1,o} - t_h) - (\tau_{2,h} - t_c)}{\Delta t''_h \cdot 2,3 \cdot \lg \left(\frac{\tau_{1,o} - t_h}{\tau_{2,h} - t_c} \right)} \cdot \left(\frac{\tau''_{1,o} - \tau''_{2,h}}{\tau_{1,o} - \tau_{2,h}} \right)^{0,5} = 1, \quad (3.34)$$

де t_c – температура водопровідної води в опалювальний період, приймається +5°С;

t_h – температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, приймається +55°С;

$\Delta t''_h$ – розрахунковий температурний напір в підігрівачі при регулюванні перепустками, °С, який визначають за формулою:

$$\Delta t''_h = \frac{(\tau''_{1,o} - t_h) - (\tau''_{2,h} - t_c)}{2,3 \cdot \lg \left(\frac{\tau''_{1,o} - t_h}{\tau''_{2,h} - t_c} \right)}, \quad (3.35)$$

де $\tau''_{1,o}$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t''_3 , °С;

$\tau''_{2,h}$ – температура води після підігрівача системи гарячого водопостачання при t''_3 , °С;

t_h – температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, °С;

t_c – температура холодної води у водопроводі, °С.

Витрата мережної води на гаряче водопостачання в другому діапазоні дорівнює:

$$G_h = G_h'' \cdot \frac{\tau_{1,o}'' - \tau_{2,h}''}{\tau_{1,o}'' - \tau_{2,h}''}, \quad (3.36)$$

де $\tau_{1,o}''$ – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі при регулюванні за навантаженням опалення при t_3'' , °С;

$\tau_{2,h}''$ – температура води після підігрівача системи гарячого водопостачання при t_3'' , °С;

G_h'' – розрахункова витрата води на гаряче водопостачання при t_3'' , кг/с, визначають за формулою (3.33).

Середню температуру води, яка надходить в зворотний трубопровід закритої теплової мережі від споживачів зі змішаним навантаженням визначають за формулою:

$$\tau_2 = \frac{G_o \cdot \tau_{2,o} + G_v \cdot \tau_{2,v} + G_h \cdot \tau_{2,h}}{G_o + G_v + G_h}, \quad (3.37)$$

де G_o , G_v , G_h – відповідно витрати мережної води на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання, кг/с;

$\tau_{2,o}$, $\tau_{2,v}$, $\tau_{2,h}$ – відповідно температури мережної води після проходження через систему опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, °С.

3.7. Сумарна витрата води в тепловій мережі

Витрата теплоносія в теплових мережах залежить від теплового навантаження, схем теплових пунктів та прийнятого методу регулювання.

В закритих системах теплопостачання сумарна витрата води в тепловій мережі є сумою витрат води на окремі види теплового навантаження. Оскільки вода з теплової мережі не розбирається, витрати води в подавальному та зворотному трубопроводах однакові. Максимальна розрахункова витрата спостерігається при температурі зовнішнього повітря t_3'' в точці зламу температурного графіка:

$$G_d = G_o'' + G_v'' + G_h'', \quad (3.38)$$

де G_o'' , G_v'' , G_h'' – розрахункові витрати мережної води відповідно на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання при t_3'' .

У відкритих системах теплопостачання витрати води в подавальному та зворотному трубопроводах відрізняються. Оскільки частка води відбирається для гарячого водопостачання на абонентських вводах, витрата води в зворотному трубопроводі менша, ніж в подавальному. Сумарна витрата води в подавальному трубопроводі у відкритій системі теплопостачання:

$$G_d^n = G_o + G_v + \beta_n \cdot G_h. \quad (3.39)$$

Сумарна витрата води в зворотному трубопроводі:

$$G_d^3 = G_o + G_v - \beta_3 \cdot G_h, \quad (3.40)$$

де G_o – витрата води на опалення;

G_v – витрата води на вентиляцію;

G_h – витрата води на гаряче водопостачання;

β_n – частка витрати води на гаряче водопостачання з подавального трубопроводу;

β_3 – частка витрати води на гаряче водопостачання із зворотного трубопроводу.

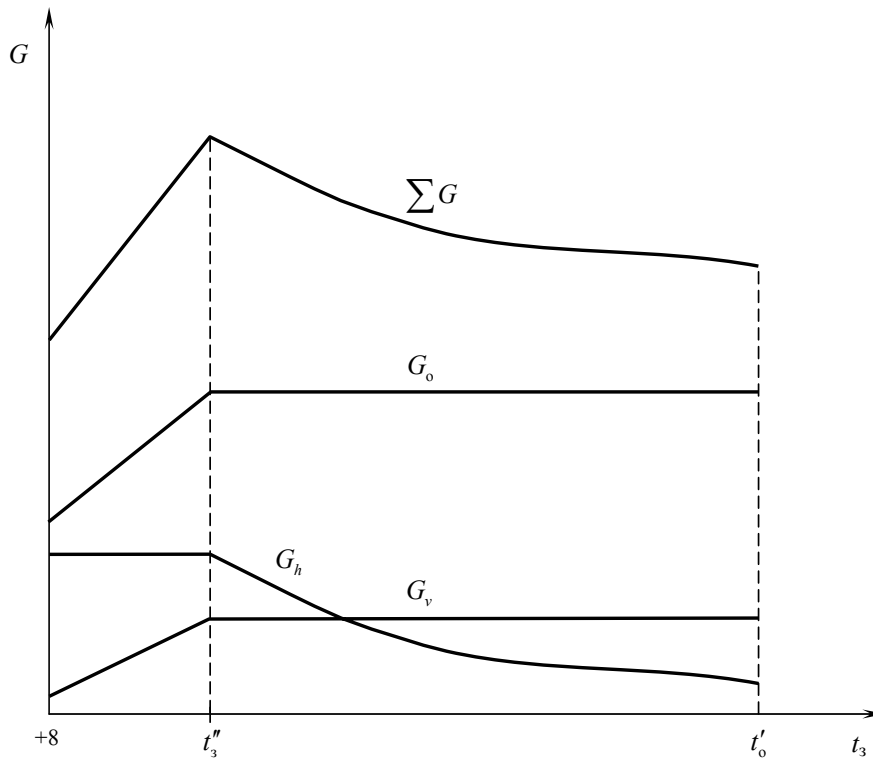


Рис. 3.13. Графік сумарної витрати мережної води в закритій водяній системі тепlopостачання при підключенні підігрівача гарячого водопостачання за паралельною схемою

G_o – витрата мережної води на опалення; G_v – те ж на вентиляцію; G_h – те ж на гаряче водопостачання; $\sum G$ – сумарна витрата води в тепловій мережі.

На рис. 3.13 наведено графік сумарної витрати води в тепловій мережі в закритій системі тепlopостачання. Витрата води на опалення та на вентиляцію в діапазоні зовнішніх температур від t_3'' до t_3' залишається постійною, а в діапазоні зовнішніх температур від t_3'' до $+8^\circ\text{C}$ зменшується при збільшенні температури зовнішнього повітря. Витрата води на гаряче водопостачання при паралельній схемі підключення підігрівачів гарячого водопостачання в діапазоні зовнішніх температур від t_3'' до t_3' зменшується при зниженні температури зовнішнього повітря, а в діапазоні від t_3'' до $+8^\circ\text{C}$ залишається постійною. Сумарна витрата води в тепловій мережі змінюється протягом опалювального періоду, максимальна витрата води в тепловій мережі відповідає температурі зовнішнього повітря t_3'' в точці переходу з центрального якісного регулювання до місцевого кількісного регулювання. Оскільки навантаження гарячого водопостачання має нерівномірний добовий графік, то максимальна сумарна витрата води в тепловій мережі

відповідає точці t_3'' під час пікового навантаження гарячого водопостачання. Саме для цього режиму повинна визначатись розрахункова витрата води в тепловій мережі, якщо у абонентів відсутні баки-акумулятори.

При послідовному приєднанні підігрівачів гарячого водопостачання та систем опалення характер зміни сумарної витрати води в тепловій мережі наведено на рис. 3.14. Максимальна розрахункова витрата води в тепловій мережі дорівнює сумі максимальних витрат води на опалення та вентиляцію. При визначенні розрахункової витрати води в тепловій мережі навантаження гарячого водопостачання не мусить враховуватись.

На рис. 3.15 наведено графік зміни сумарної витрати води в тепловій мережі у відкритій системі теплопостачання. Витрати води на опалення та вентиляцію аналогічні витратам в закритій системі. Витрата води з подавального трубопроводу на гаряче водопостачання залишається постійною в діапазоні температур зовнішнього повітря від $+8^{\circ}\text{C}$ до t_3'' та зменшується при зменшенні температури зовнішнього повітря в діапазоні від t_3'' до t_3''' , а в діапазоні температур від t_3''' до t_0' дорівнює нулю. Витрата води із зворотного трубопроводу залишається постійною та рівною нулю в діапазоні температур зовнішнього повітря від $+8^{\circ}\text{C}$ до t_3'' та зростає при зменшенні температури зовнішнього повітря в діапазоні від t_3'' до t_3''' , а в діапазоні від t_3''' до t_0' при зменшенні температури зовнішнього повітря витрата зменшується. Температура зовнішнього повітря t_3''' відповідає максимальній витраті мережної води на гаряче водопостачання із зворотного трубопроводу, отже при t_3''' температура мережної води в зворотному трубопроводі дорівнює розрахунковій температурі води в системі гарячого водопостачання t_h .

Сумарні витрати води в подавальному та зворотному трубопроводах мають максимальні значення при t_3'' , коли якісне регулювання замінюється кількісним регулюванням. Витрата води в подавальному трубопроводі завжди більша, ніж витрата води в зворотному трубопроводі. Різниця витрат води в подавальному та зворотному трубопроводах дорівнює витраті води на гаряче водопостачання.

При зіставленні графіків витрат води в закритій (рис. 3.13) та відкритій системі (рис. 3.15) видно, що в закритій системі при паралельній схемі підключення підігрівачів розрахункова витрата води в тепловій мережі дещо більша, ніж розрахункова витрата води в подавальному трубопроводі відкритої системи теплопостачання, та значно більша, ніж розрахункова витрата води в зворотному трубопроводі відкритої системи.

При приєднанні підігрівачів гарячого водопостачання за послідовною схемою (рис. 3.14) розрахункова витрата води в тепловій мережі в закритій системі значно зменшується в порівнянні з відкритою системою (рис. 3.15) та закритою системою теплопостачання при підключенні підігрівачів за паралельною схемою (рис. 3.13).

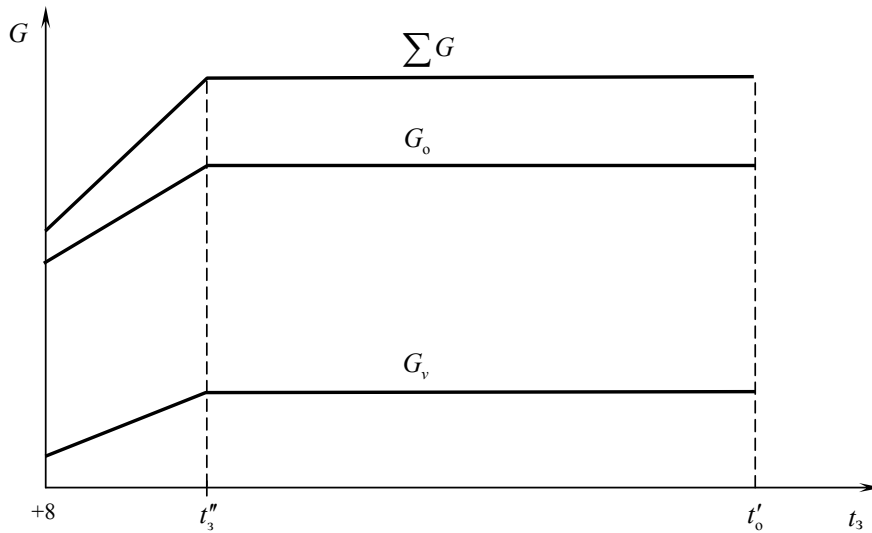


Рис. 3.14. Графік сумарної витрати води в закритій системі теплопостачання при підключенні підігрівачів гарячого водопостачання за двоступеневою послідовною схемою
 G_o – витрата води на опалення; G_v – те ж на вентиляцію; ΣG – сумарна витрата води в тепловій мережі.

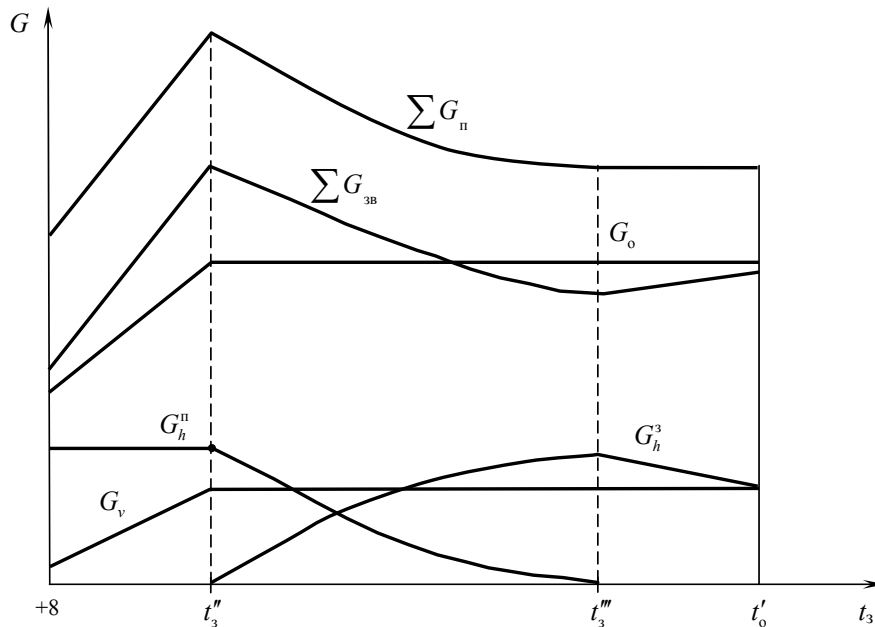


Рис. 3.15. Графік сумарної витрати мережної води у відкритих водяних системах теплопостачання
 G_o – витрата мережної води на опалення; G_v – витрата мережної води на вентиляцію; G_h^n – витрата мережної води на гаряче водопостачання з подавального трубопроводу; $G_h^з$ – те ж зі зворотного трубопроводу; ΣG_n – сумарна витрата мережної води в подавальному трубопроводі; $\Sigma G_з$ – те ж в зворотному трубопроводі.

Приклад 3.1.

Побудувати графік температур води в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, якщо розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення $t'_o = -22^\circ\text{C}$, розрахункові температури води дорівнюють:

- в подавальному трубопроводі теплової мережі $\tau'_{1,o} = 150^\circ\text{C}$;
- в подавальному трубопроводі системи опалення після вузла змішування $\tau'_{3,o} = 95^\circ\text{C}$;
- в зворотному трубопроводі теплової мережі $\tau'_{2,o} = 70^\circ\text{C}$.

Температура внутрішнього повітря будівель $t_b = +18^\circ\text{C}$. Система опалення підключена до теплових мереж за залежною схемою. Система опалення двотрубна, опалювальні пристрої – радіатори, $n = 0,25$.

Температурний напір в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні дорівнює $\Delta t'_o = \frac{\tau'_{3,o} + \tau'_{2,o}}{2} - t_b = \frac{95+70}{2} - 18 = 64,5^\circ\text{C}$.

$$\Delta t'_o = \frac{\tau'_{3,o} + \tau'_{2,o}}{2} - t_b = \frac{95+70}{2} - 18 = 64,5^\circ\text{C}.$$

Різниця температур води в системі опалення при розрахунковому тепловому навантаженні, $\theta' = (\tau'_{3,o} - \tau'_{2,o}) = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$.

Перепад температур води в тепловій мережі при розрахунковому тепловому навантаженні $\Delta \tau' = \tau'_{1,o} - \tau'_{2,o} = 150 - 70 = 80^\circ\text{C}$.

Виконуємо розрахунок за формулами (3.3-3.5):

$$\tau_{1,o} = 18 + 64,5 \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \left(80 - \frac{25}{2}\right) \cdot \bar{Q}_o = 18 + 64,5 \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + 67,5 \cdot \bar{Q}_o;$$

$$\tau_{2,o} = 18 + 64,5 \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - 12,5 \cdot \bar{Q}_o;$$

$$\tau_{3,o} = 18 + 64,5 \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + 12,5 \cdot \bar{Q}_o.$$

Задаємо декількома значеннями \bar{Q}_o , визначаємо значення $\tau_{1,o}$, $\tau_{2,o}$, $\tau_{3,o}$, а також температури зовнішнього повітря t_3 , які відповідають значенням \bar{Q}_o :

$$\bar{Q}_o = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o}; \quad t_3 = t_b - (t_b - t'_o) \cdot \bar{Q}_o = 18 - (18 + 22) \cdot \bar{Q}_o = 18 - 40 \cdot \bar{Q}_o.$$

Результати розрахунку зводимо в таблицю 3.1, за якою можливо побудувати тем-пературний графік.

Таблиця 3.1

$\bar{Q}_o = \frac{t_b - t_3}{t_b - t'_o}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$\tau_{1,o}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{2,o}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{3,o}, ^\circ\text{C}$
0	+18	18,0	18,0	18,0
0,1	+14	35,0	27,0	29,5
0,2	+10	49,3	33,3	38,3
0,3	+6	62,9	38,9	46,4
0,4	+2	76,0	44,0	54,0
0,5	-2	88,8	48,8	61,3
0,6	-6	101,4	53,4	68,4

$\bar{Q}_o = \frac{t_B - t_3}{t_B - t'_o}$	$t_3, \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau_{1,o}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau_{2,o}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau_{3,o}, \text{ }^\circ\text{C}$
0,7	-10	113,7	57,7	75,2
0,8	-14	126,0	62,0	82,0
0,9	-18	138,0	66,0	88,5
1,0	-22	150	70	95

Контрольні запитання і завдання

1. Поясніть задачі та методи регулювання теплових навантажень.
2. Як здійснюється регулювання парових систем теплопостачання?
3. Охарактеризуйте особливості якісного, кількісного та якісно-кількісного регулювання водяних систем теплопостачання.
4. Охарактеризуйте комбіноване регулювання теплового режиму при різномірному навантаженні у водяних системах теплопостачання.
5. Поясніть сумарні графіки витрат води в закритих та відкритих системах теплопостачання.

4. ТЕПЛОВІ ПУНКТИ

Теплові пункти являють собою вузли підключення споживачів теплоти до теплових мереж та призначені для підготовки теплоносія, регулювання його параметрів перед подачею до місцевих систем теплоспоживання, а також для обліку споживання теплоти. Від злагодженої роботи численних теплових пунктів залежить нормальне функціонування та техніко-економічні показники всієї системи централізованого тепlopостачання.

В теплових пунктах передбачають розміщення обладнання, арматури, пристроїв контролю, управління та автоматизації, за допомогою яких здійснюється:

- перетворення виду теплоносія або його параметрів;
- контроль та регулювання параметрів теплоносія;
- регулювання витрати теплоносія та його розподіл по системах споживання теплоти;
- відключення систем споживання теплоти;
- захист місцевих систем від аварійного підвищення параметрів теплоносія;
- заповнення та живлення систем споживання теплоти;
- облік теплових потоків та витрат теплоносія та конденсату;
- збір, охолодження, повернення конденсату та контроль його якості;
- акумулювання теплоти;
- водопідготовка для систем гарячого водopостачання.

В тепловому пункті залежно від його призначення та умов приєднання споживачів можуть здійснюватись всі перераховані функції або тільки їх частина. Внаслідок незлагодженої роботи теплових пунктів можливе порушення подачі теплоти та майже припинення її подачі, особливо до кінцевих споживачів. В зв'язку з цим вибір схеми та обладнання теплових пунктів в залежності від виду, параметрів теплоносія та призначення місцевих систем теплоспоживання є важливим етапом проектування систем тепlopостачання. Теплові пункти поділяють на індивідуальні та центральні.

4.1. Індивідуальні теплові пункти

Індивідуальні теплові пункти (ІТП) споруджують для підключення окремої будівлі або її частини. Схема ІТП залежить від теплового навантаження, яке приєднується (наприклад, тільки опалення або опалення, вентиляція та гаряче водopостачання). На рис. 4.1 наведено схему ІТП, в якому до теплової мережі підключено система опалення за залежною схемою. Такі теплові пункти використовують в житлових та громадських будівлях без централізованого гарячого водopостачання. Дві пари засувки 1 та 7 призначені для відключення теплового пункту та місцевої системи опалення для незалежних гідравлічних випробувань теплової мережі, теплового пункту та системи опалення. Наявність лічильника витрати води дозволяє здійснювати облік витрати мережної води. Грязьовики призначені для захисту системи опалення та лічильника витрати води від забруднення. При недостатньому тиску в зворотному трубопроводі, що викликає спорожнення опалювальних пристроїв, передбачене встановлення регулятора тиску 10 “до себе”. Для здійснення контролю за тиском та температурою води встановлюють манометри.

метри та термометри. Типова схема ІТП змінюється залежно від окремих умов. Наприклад, при недостатньому перепаді тиску в ІТП використовують насоси на перемичці або на подавальному трубопроводі. Схеми ІТП з централізованим гарячим водопостачанням мають додаткові елементи – теплообмінники гарячого водопостачання або змішувачі, а також циркуляційні насоси.

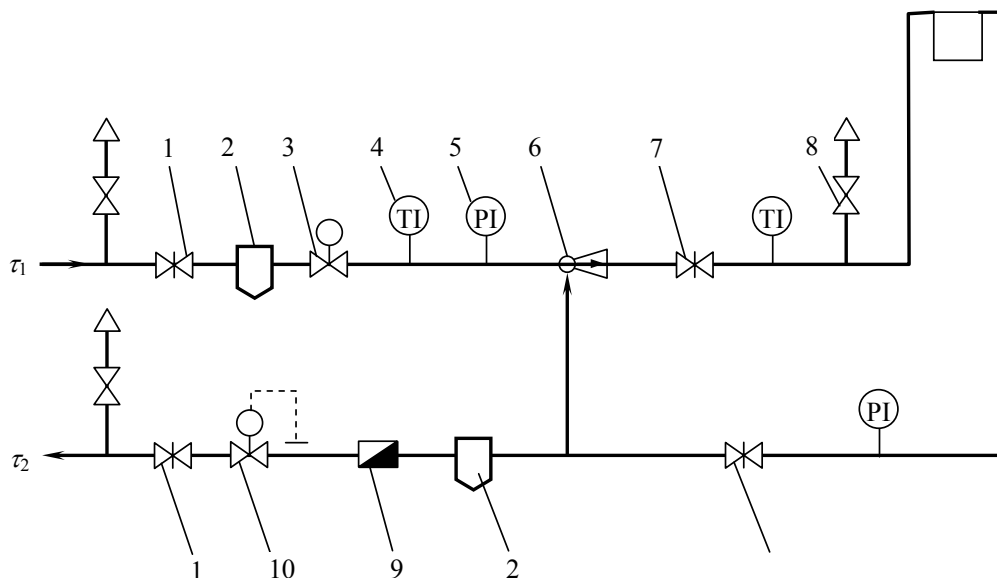


Рис. 4.1. **Схема індивідуального теплового пункту із залежним приєднанням системи опалення**
 1 – засувка; 2 – грязьовик; 3 – регулятор витрати; 4 – термометр; 5 – манометр; 6 – елеватор; 7 – засувка або шаровий кран; 8 – продувочний кран; 9 – лічильник витрати води; 10 – регулятор тиску “до себе”.

Схема ІТП для відкритої системи теплопостачання наведена на рис. 4.2: при залежному приєднанні системи опалення за допомогою елеватора (пунктиром з підмішувальним насосом) та обліком теплоти за допомогою лічильника теплоти (рис. 4.2 а) та при незалежному приєднанні системи опалення (рис. 4.2 б) з обліком теплоти за допомогою витратоміра (лічильника витрати води). У відкритій системі теплопостачання до змішувача подається мережна вода з подавального та зворотного трубопроводів.

На рис. 4.3 наведена закрыта одноступенева система приєднання теплообмінників гарячого водопостачання з автоматичним регулюванням витрати теплоти на опалення. На рис. 4.4 та 4.5 наведені двоступеневі схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання в ІТП із залежним приєднанням системи опалення за допомогою підмішувального насоса та елеватора з регулюючою голкою. На рис. 4.6 наведена двоступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання в ІТП із залежним приєднанням систем опалення та пофасадним автоматичним регулюванням витрати теплоти на опалення. ІТП найчастіше розташовують в підвальних приміщеннях будівель, а ІТП промислових будівель можуть бути розміщені безпосередньо у виробничих будівлях.

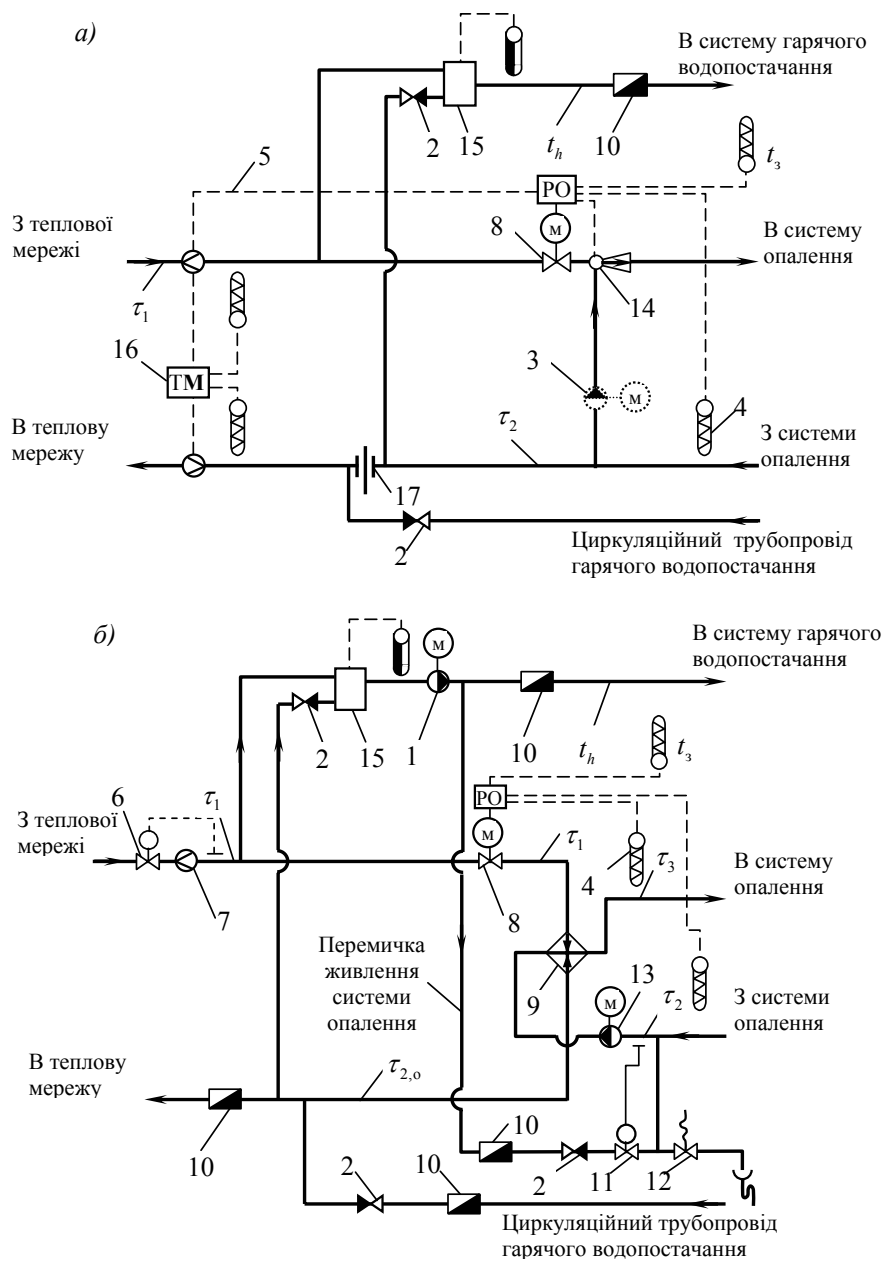


Рис. 4.2. Схема приєднання горячого водопостачання і опалення в ІТП при залежному (а) приєднанні систем опалення за допомогою елеватора (пунктиром з циркуляційним насосом), з обліком теплоти за допомогою лічильника теплоти і незалежному (б) – з обліком теплоти за допомогою витратоміра (лічильника витрати води)

1 – підвищувально-циркуляційний насос горячого водопостачання; 2 – зворотний клапан; 3 – коригуючий підмішувальний насос; 4 – датчик температури; 5 – сигнал обмеження максимальної витрати води з теплової мережі на ввід; 6 – регулятор обмеження максимальної витрати води на ввід (прямої дії); 7 – датчик витрати води у вигляді отвору, який звужується (камерна діафрагма); 8 – регулятор витрати теплоти на опалення; 9 – підігрівач системи опалення; 10 – лічильник витрати горячої води; 11 – регулятор живлення; 12 – запобіжний клапан; 13 – циркуляційний насос опалення; 14 – елеватор; 15 – регулятор змішування горячої води; 16 – лічильник теплоти на два потоки трьохточковий; 17 – дросельна діафрагма.

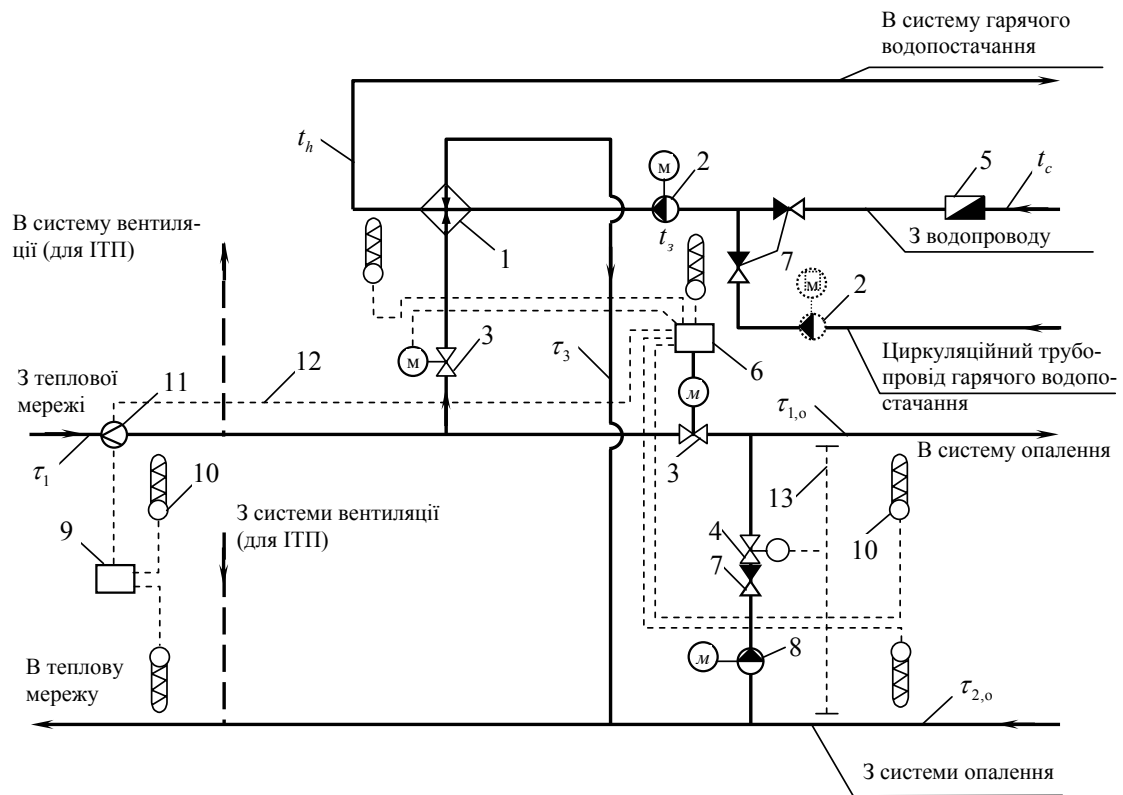


Рис. 4.3. Одноступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання з автоматичним регулюванням витрати теплоти на опалення та залежним приєднанням систем опалення в ЦТП і ІТП

1 – підігрівач гарячого водопостачання; 2 – підвищувально-циркуляційний насос гарячого водопостачання (пунктиром – циркуляційний насос); 3 – регулюючий клапан з електроприводом; 4 – регулятор перепаду тиску (прямої дії); 5 – витратомір (лічильник витрати) холодної води; 6 – регулятор витрати теплоти на опалення, гаряче водопостачання та обмеження максимальної витрати мережної води на ввід; 7 – зворотний клапан; 8 – коригуючий підмішувальний насос; 9 – лічильник теплоти; 10 – датчик температури; 11 – датчик витрати води; 12 – сигнал обмеження максимальної витрати води з теплової мережі на ввід; 13 – датчик тиску води в трубопроводі.

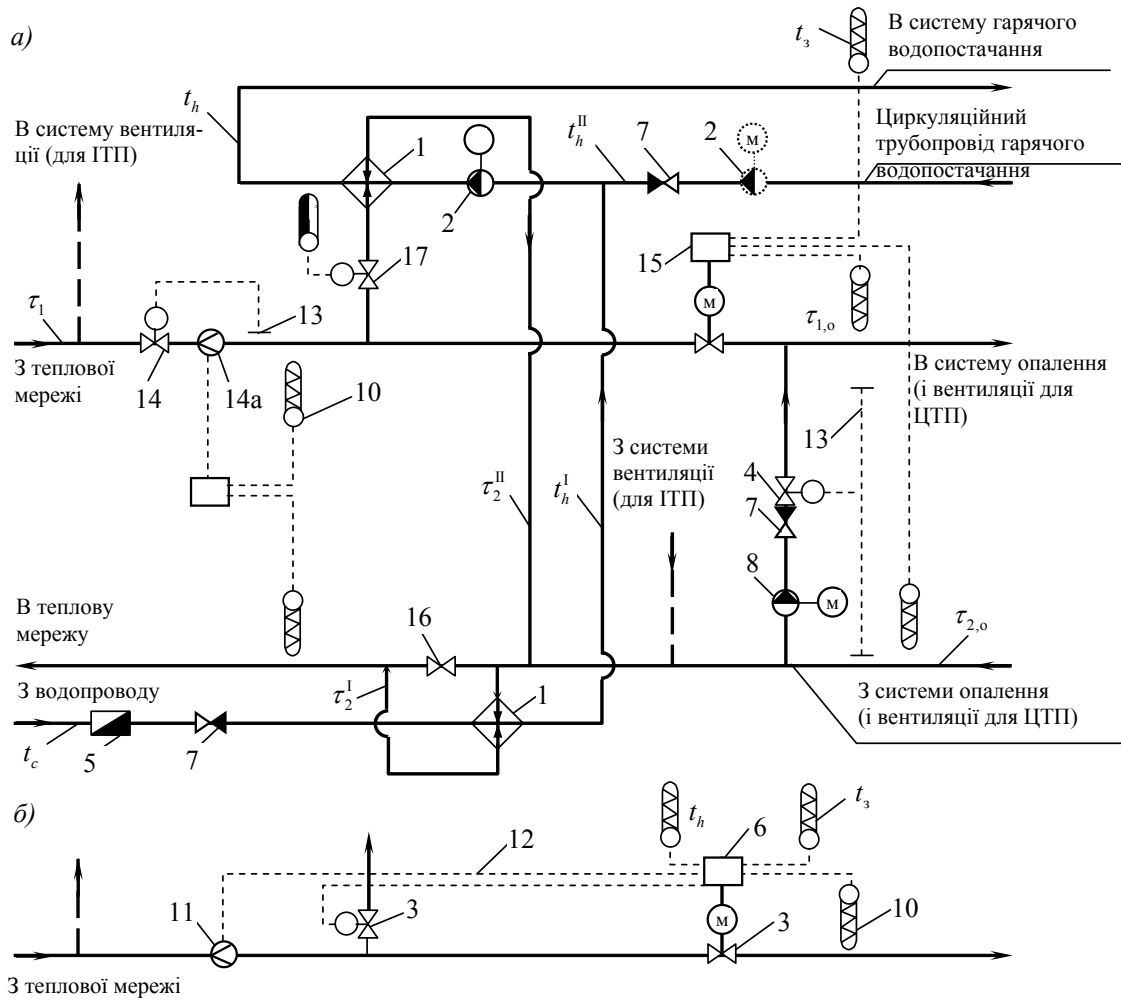


Рис. 4.4. Двоступенева схема приєднання підігрівачів горячого водопостачання для житлових і громадських будівель і житлових мікрорайонів із залежним приєднанням системи опалення в ЦТП і ІТП

а – схема з самостійним регулятором обмеження витрати мережної води на ввід; б – фрагмент схеми з суміщенням функцій регулювання витрати теплоти на опалення, горяче водопостачання і обмеження витрати мережної води в одному регуляторі

1–13 – див. рис. 4.3.; 14 – регулятор обмеження максимальної витрати води на ввід (прямої дії); 14а – датчик витрати води у вигляді отвору, який звужується (камерна діафрагма); 15 – регулятор витрати теплоти на опалення; 16 – засувка, в нормальному стані закрита; 17 – регулятор витрати теплоти на горяче водопостачання (прямої дії)

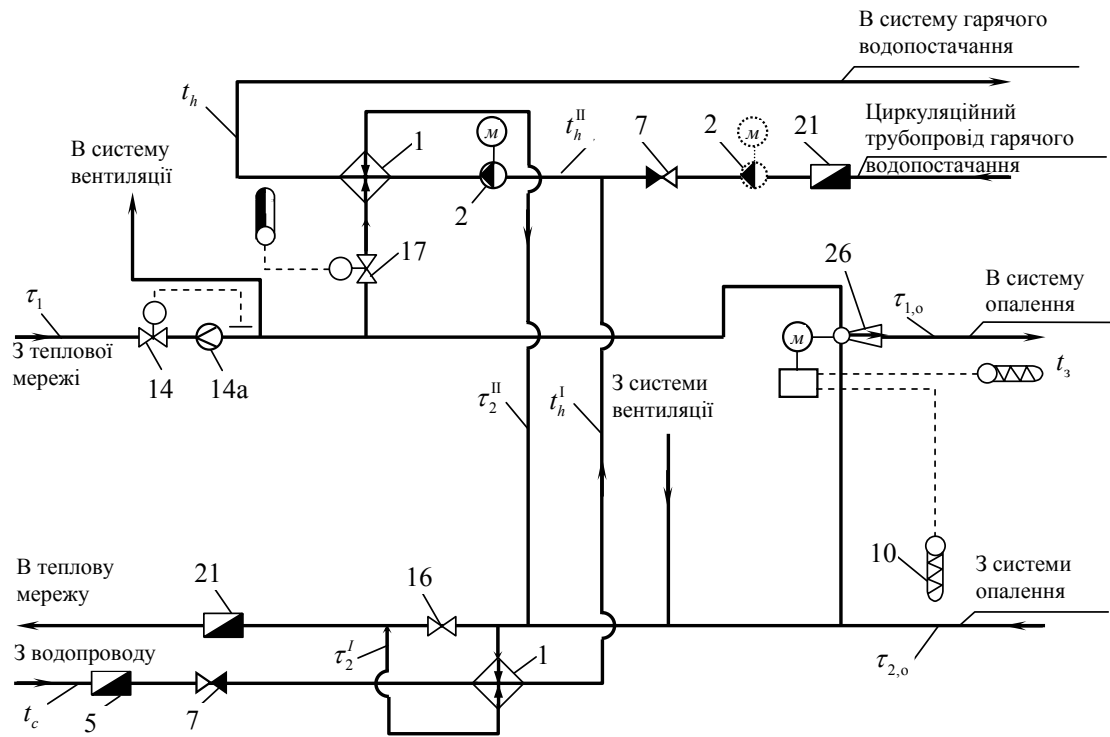


Рис. 4.5. Двоступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання в ГП з елеватором і автоматичним регулюванням витрати теплоти на опалення (приклад обліку теплоти за показниками витратомірів)
 1–17 – див. рис. 4.3–4.4.; 21 – лічильник витрати гарячої води; 26 – струминний елеватор

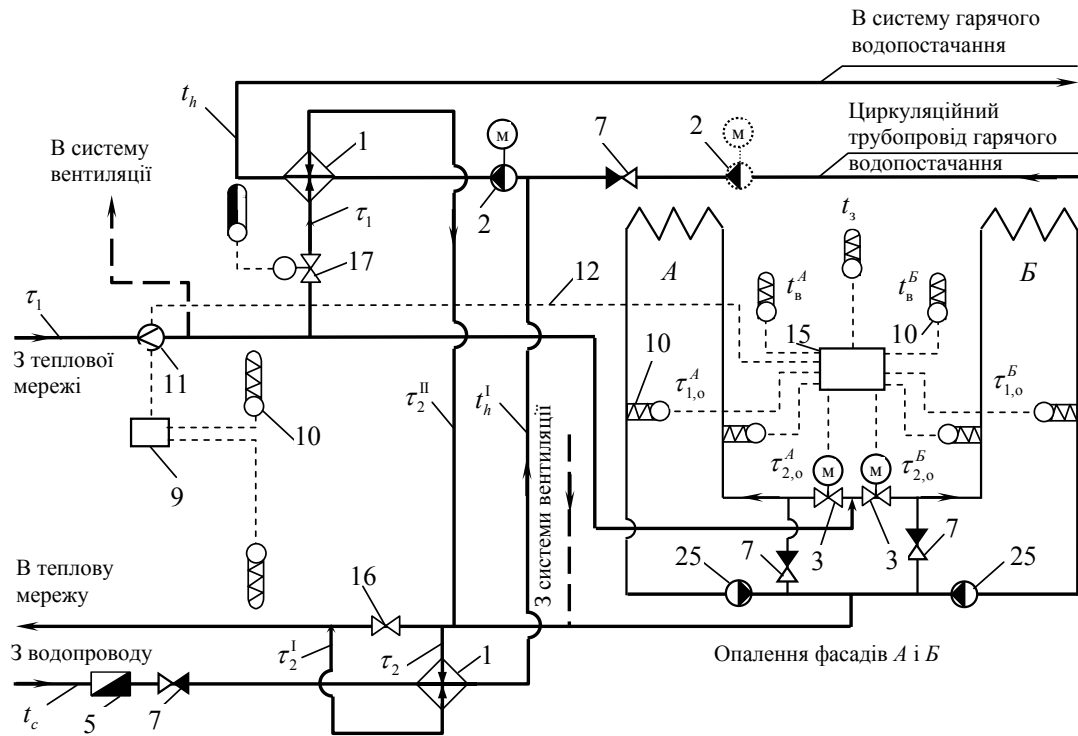


Рис. 4.6. Двоступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання в ГПЗ із залежним приєднанням систем опалення та пофасадним автоматичним регулюванням витрати теплоти на опалення

1–17 – див. рис. 4.3.– 4.4.; 25 – циркуляційний насос опалення

4.2. Центральні теплові пункти

Спорудження центральних теплових пунктів (ЦТП) дозволяє об'єднати установи гарячого водопостачання, що має такі переваги, порівнюючи з ІТП, як можливість зменшення тиску в теплових мережах після ЦТП, вивільнення значної кількості обслуговуючого персоналу та поліпшення якості обслуговування, скорочення кількості автоматичних регуляторів, використання антикорозійних установок. ЦТП влаштовують для обслуговування декількох будівель, кварталу або мікрорайону, що дозволяє віднести циркуляційні насоси гарячого водопостачання та вузол виготовлення гарячої води з підвалів будівель в окремо розташовану будівлю. Системи опалення в кожній будівлі приєднуються до квартальної теплової мережі за допомогою елеватора, насоса або теплообмінника.

На рис. 4.3 та 4.4 наведена схема ЦТП закритої системи тепlopостачання. В ЦТП встановлені насоси, які забезпечують циркуляцію води в системах опалення та гарячого водопостачання. Теплообмінники гарячого водопостачання підключають в першому випадку за одноступеневою паралельною схемою та за двоступеневою змішаною схемою в другому, де мережна вода після теплообмінників другого ступеня подається в зворотний трубопровід системи опалення кварталу. Для захисту трубопроводів та обладнання від корозії в центральному тепловому пункті встановлюють додаткове обладнання [26, 35].

Схеми ЦТП відкритих систем тепlopостачання аналогічні відповідним схемам ІТП. Але ЦТП відкритих систем тепlopостачання при значній температурі води в подавальному трубопроводі (більше за 105°C) повинні обладнатися підмішуючими насосами, які використовують також для регулювання гідравлічного режиму в кварталі. Облік водорозбору в кварталі здійснюється за допомогою витратоміра, який встановлено в ЦТП. На зворотних трубопроводах квартальних трубопроводів встановлюють термометри для контролю за температурою води. Розрахунковий гідравлічний режим забезпечується за допомогою регулятора тиску.

ЦТП промислових підприємств (рис. 4.7) споруджують на ввіді магістральних теплових мереж на територію промислового підприємства. Схеми приєднання ЦТП залежать від кількості споживачів теплоти, видів, витрати та параметрів теплоносіїв, а також режимів теплоспоживання. ЦТП невеликих промислових підприємств, які споживають теплоту для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, можуть відрізнятися від ЦТП житлово-комунального сектора лише встановленням баків-акумуляторів гарячої води при кількості душових сіток 10 і більше. Від ЦТП промислового підприємства теплота подається через розподільні теплові мережі до окремих будівель, цехів та інших споруд, які мають свої індивідуальні теплові пункти з теплообмінниками. ЦТП розміщують в окремих будівлях.

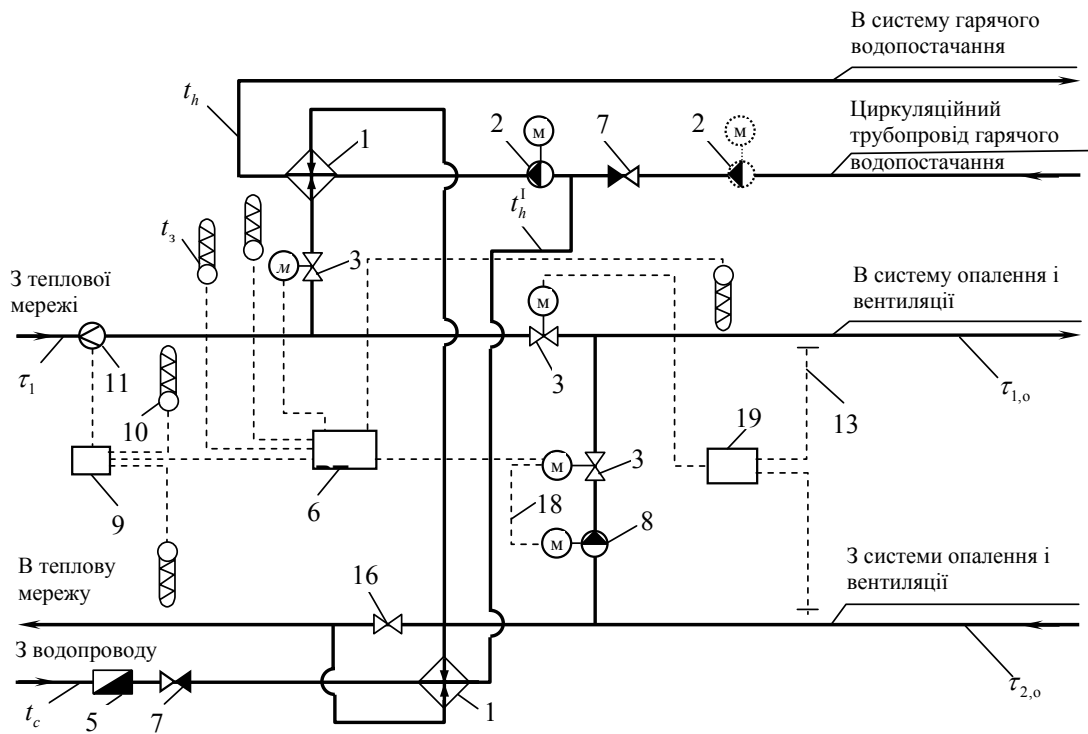


Рис. 4.7. Двоступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання для промислових будівель з залежним приєднанням систем опалення в ЦТП
 1–17 – див. рис. 4.3.–4.4.; 18 – сигнал вмикання (включення) насоса; 19 – регулятор перепаду тиску (електронний)

4.3. Вибір схем приєднання систем споживання теплоти до теплових мереж

Приєднання систем споживання теплоти слід виконувати з врахуванням гідравлічного режиму роботи теплових мереж (п'єзометричного графіка) та графіка зміни температури теплоносія залежно від температури зовнішнього повітря. Системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря повинні приєднуватися до двотрубних водяних теплових мереж, як правило, за залежною схемою. Приєднання за незалежною схемою, яка передбачає встановлення теплообмінників, допускається використовувати для підключення:

- систем опалення багатоповерхових будівель (12 поверхів та вище);
- систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря при складних гідравлічних умовах;
- систем опалення будівель у відкритих системах тепlopостачання при неможливості забезпечення потрібної якості води.

В теплових пунктах споживачів теплоти із залежним приєднанням систем опалення та вентиляції, в яких режим споживання теплоти не забезпечується за допомогою центрального якісного регулювання відпуску теплоти на джерелі теплоти, слід передбачати коригуючі підмішувальні насоси або регульовані елеватори, які здійснюють зниження температури води після ЦТП або ІТП у відповідності з графіком температур

теплоносія в цих системах. При цьому зміна температури води здійснюється за допомогою регулятора подачі теплоти. Коригуючі підмішувальні насоси встановлюються, як правило, на перемичці між подавальним та зворотним трубопроводами після відбору води з подавального трубопроводу та до відбору води із зворотного трубопроводу на теплообмінники або змішувальні пристрої системи гарячого водопостачання. Режими роботи цих насосів визначають залежно від графіка регулювання відпуску теплоти на джерелі теплоти, схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання, розрахункового графіка температур води в мережах після ЦТП та розрахункових температур внутрішнього повітря в приміщенні.

Таким чином, системи опалення будівель до теплових мереж слід приєднувати:

- безпосередньо при співпадінні гідравлічного і температурного режимів теплової мережі та місцевої системи. При цьому слід враховувати вимоги [30] та забезпечити нескипання перегрітої води при динамічному та статичному режимах роботи системи;
- через елеватор при потребі в зменшенні температури води в системі опалення та наявному напорі перед елеватором, який достатній для його роботи;
- через підмішувальні насоси - при потребі в зменшенні температури води в системі опалення та перепаді тиску, якого недостатньо для роботи елеватора, а також при автоматичному регулюванні системи.

Системи вентиляції та кондиціонування повітря будівель приєднують до теплових мереж:

- безпосередньо – якщо не потрібно змінювати розрахункові параметри теплоносія;
- за допомогою підмішувальних насосів – якщо необхідне зменшення температури води в системах вентиляції та кондиціонування повітря.

Схема приєднання теплообмінників гарячого водопостачання в закритих системах теплопостачання вибирається в залежності від співвідношення максимального потоку теплоти на гаряче водопостачання $Q_{h\max}$ та максимального теплового потоку на опалення $Q'_{o\max}$:

$0,2 \geq Q_{h\max} / Q'_{o\max} \geq 1$ – одноступенева схема (рис. 4.3 та 4.9);

$0,2 < Q_{h\max} / Q'_{o\max} < 1$ – двоступенева схема (рис. 4.4-4.8 та 4.10).

При цьому для схем, які наведені на рис. 4.3-4.8, передбачається автоматичне обмеження максимальної витрати теплоносія з теплової мережі на ввід та регулювання витрати теплоти на опалення.

Схеми (рис. 4.9, 4.10) використовують при відсутності регуляторів витрати теплоти на опалення. Для цих схем використовують стабілізацію витрати теплоносія на опалення, яка здійснюється за допомогою регулятора перепаду тиску.

На схемах, які наведені на рис. 4.4 та 4.8, при визначенні максимальної витрати води з теплової мережі на ввід слід виходити з максимальних теплових потоків на опалення та вентиляцію і середньодобового теплового потоку на гаряче водопостачання за тиждень опалювального періоду Q_{hm} . Обмеження подачі теплоносія для цих схем слід виконувати шляхом прикриття клапана, який регулює подачу теплоносія на опалення та вентиляцію.

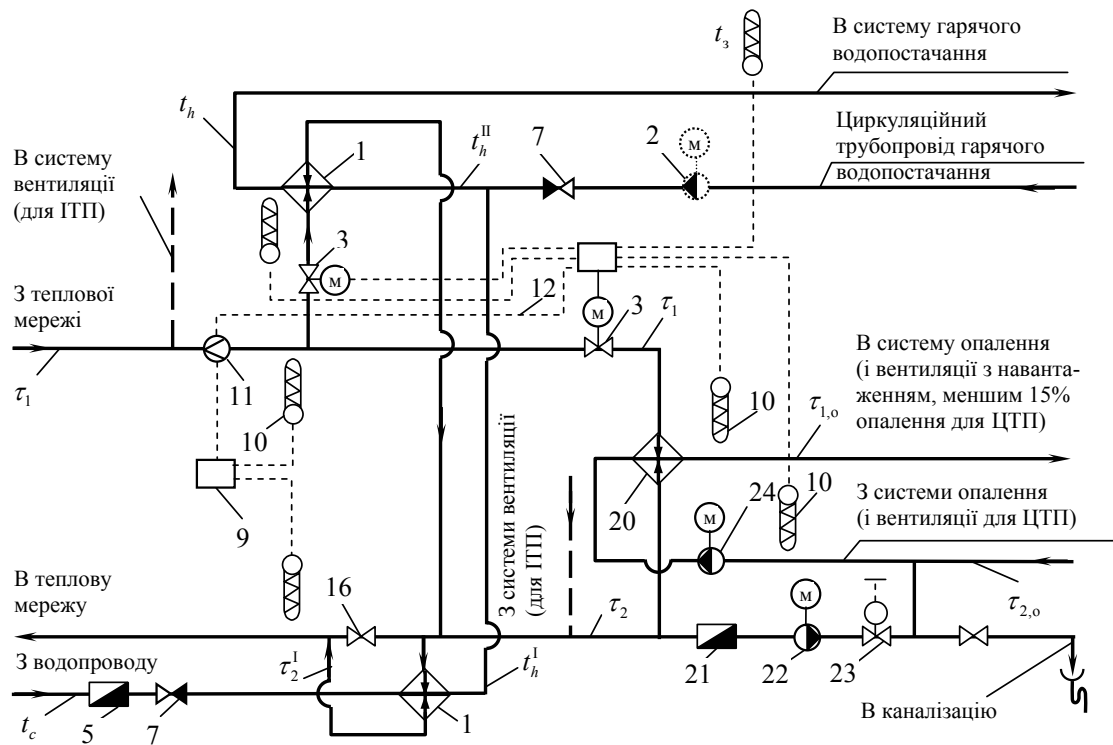


Рис. 4.8. Двоступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання для житлових і громадських будівель і житлових мікрорайонів з незалежним приєднанням систем опалення в ЦТП і ІТП

1–19 – див. рис. 4.3.–4.7.; 20 – підігрівач опалення; 21 – лічильник витрати гарячої води; 22 – живильний насос системи опалення; 23 – регулятор живлення; 24 – циркуляційний насос системи опалення

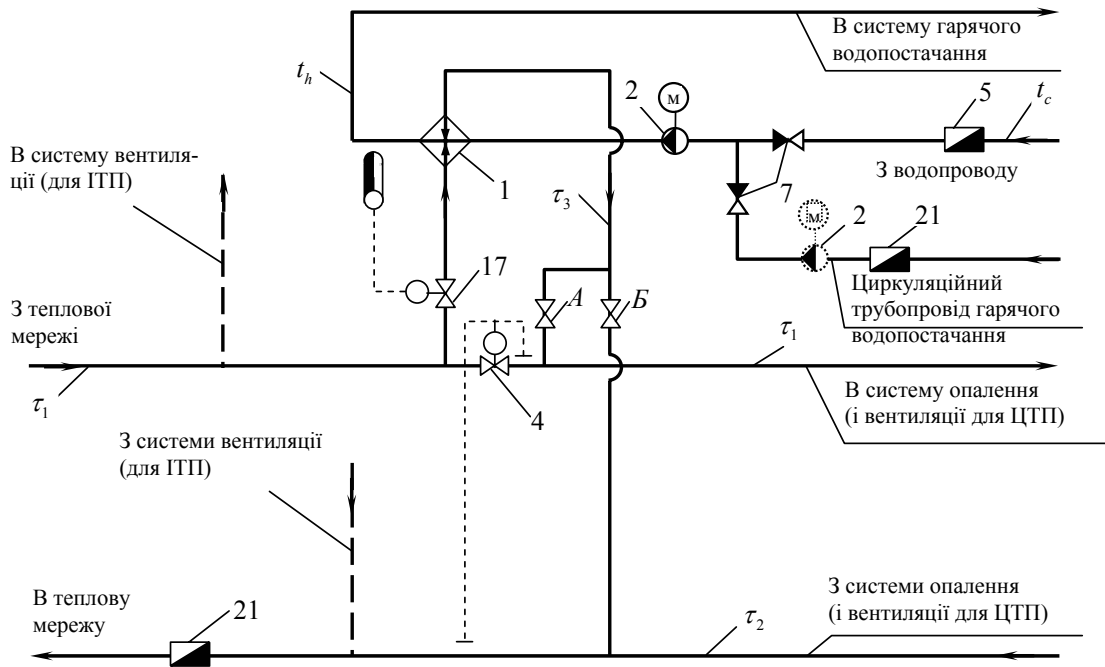


Рис. 4.9. Одноступенева схема присднання підігрівачів горячого водопостачання із залежним присднанням систем опалення при відсутності регуляторів витрати теплоти на опалення в ЦТП і ІТП
 1–21 – див. рис. 4.3.– 4.8.

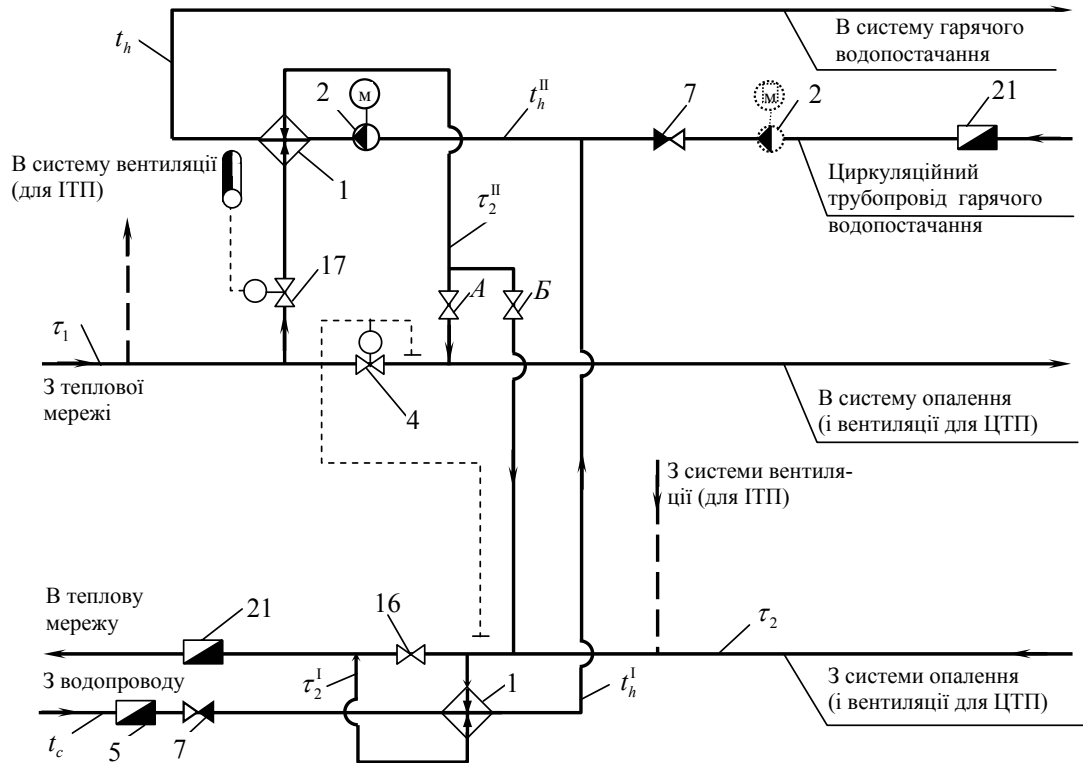


Рис. 4.10. Двоступенева схема приєднання підігрівачів гарячого водопостачання із залежним приєднанням систем опалення при відсутності регуляторів витрати теплоти на опалення в ЦТП і ІТП

1– 21 – див. рис. 4.3.– 4.8

На схемах, які наведені на рис 4.3 та 4.7 (з обмеженням максимальної витрати води на ввід для виробничих, а також громадських будівель з приєднанням їх до теплових мереж через ЦТП та з тепловим потоком на вентиляцію та кондиціонування повітря Q'_{vmax} більше, ніж 15% від максимального теплового потоку на опалення $Q'_{o,max}$), при визначенні максимальної витрати води з теплової мережі на ввід слід виходити з максимальних теплових потоків на опалення $Q'_{o,max}$, вентиляцію Q'_{vmax} та гаряче водопостачання: Q_{hmax} – при відсутності баків-акумуляторів на гаряче водопостачання або середнього теплового потоку на гаряче водопостачання, Q_{hm} – при наявності баків-акумуляторів. В такому разі обмеження подачі теплоносія на ввід слід виконувати шляхом прикриття клапана, який регулює подачу теплоносія на теплообмінник системи гарячого водопостачання.

Схеми, які наведені на рис. 4.3, 4.4, 4.8, можуть використовуватись також і в ІТП, при цьому подавальний трубопровід системи вентиляції підключається до клапана, який регулює подачу теплоти на опалення.

На рис. 4.5 та 4.6 наведені двоступеневі схеми приєднання теплообмінників системи гарячого водопостачання в ІТП з центральним автоматичним регулюванням подачі теплоти на опалення за допомогою елеватора з регулюючою голкою та з пофасадним регулюванням подачі теплоти на опалення.

При використанні одноступеневої схеми (рис. 4.9) перемичка з засувкою А відкрита в опалювальний період при відношенні $Q_{hmax}/Q'_{o,max} < 0,2$ – (теплообмінник працює за послідовною схемою), а перемичка з засувкою Б передбачається для роботи в неопалювальний період при відношенні теплових потоків $Q_{hmax}/Q'_{o,max} > 1$ – перемичка з засувкою А не потрібна, і теплообмінник працює протягом всього року за паралельною схемою.

При використанні двоступеневої схеми (рис. 4.10) для житлових та громадських будівель з максимальним тепловим потоком на вентиляцію меншим, ніж 15% від максимального теплового потоку на опалення теплообмінник другого ступеня протягом опалювального періоду працює при відкритій засувці А за послідовною схемою, а перемичка із засувкою Б передбачається для роботи в неопалювальний період. При використанні цієї схеми у виробничих будівлях або для групи громадських будівель з тепловим потоком на вентиляцію більшим, ніж 15% від теплового потоку на опалення, перемичка з засувкою А на рис. 4.10 не передбачається, теплообмінник працює протягом всього року із використанням перемички із засувкою Б за змішаною схемою.

При тепlopостачанні від котельні з потужністю до 35 МВт, при техніко-економічному обґрунтуванні допускається приєднання до теплових мереж теплообмінників гарячого водопостачання за одноступеневою схемою (рис. 4.3 та 4.9) незалежно від співвідношення теплових навантажень систем гарячого водопостачання та опалення.

В закритих системах тепlopостачання приєднання до теплових мереж систем гарячого водопостачання з циркуляційним трубопроводом виконується за схемами, що наведені на рис. 4.3-4.10. При цьому повинні передбачатися циркуляційні або підвищу-

вально-циркуляційні насоси у відповідності з вимогами будівельних норм [14, 29, 30, 31, 35].

При використанні двоступеневих схем приєднання теплообмінників системи гарячого водопостачання з примусовою циркуляцією води циркуляційний трубопровід рекомендується приєднувати до трубопроводу води, яку нагрівають, між першим та другим ступенями теплообмінника, а при паралельній схемі приєднання теплообмінників – до трубопроводу холодного водопостачання або до трубопроводу води, яку нагрівають, між секціями теплообмінника.

У відкритих системах теплопостачання циркуляційний трубопровід системи гарячого водопостачання рекомендується приєднувати до зворотного трубопроводу теплової мережі після відбору води в систему гарячого водопостачання (рис. 4.2 а).

Гарячу воду для технологічних потреб допускається використовувати з господарсько-побутової системи гарячого водопостачання, якщо параметри води задовольняють потребам технологічного споживача за умов:

- наявності питної гарячої води для технологічних процесів;
- відсутності виробничого водопроводу, в якому якість води відповідає даному технологічному процесу.

Наведені схеми не охоплюють всі можливі варіанти приєднання споживачів до теплових мереж. Можливо також використання інших схем приєднання споживачів теплоти до теплових мереж, які забезпечують мінімальну витрату води в теплових мережах, економію теплоти за рахунок використання регуляторів витрати теплоти та обмеження максимальної витрати мережної води, коригуючих насосів або елеваторів з автоматичним регулюванням, які дозволяють зменшувати температуру води, що подається в систему опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

4.4. Обладнання теплових пунктів

Перелік обладнання, яке встановлене в тепловому пункті, залежить від схем підключення систем опалення та гарячого водопостачання, параметрів теплоносія, режимів споживання теплоти та інших факторів. До основного обладнання теплових пунктів відносять відцентрові та водоструминні (елеватори) насоси, теплообмінники, грязьовики, баки-акумулятори та інше. Широке використання в теплових пунктах мають прилади контролю, обліку і регулювання, різна арматура, а також труби і теплова ізоляція.

В теплових пунктах слід використовувати водяні горизонтальні кожухотрубні чи пластинчасті теплообмінники або парові горизонтальні багатоходові теплообмінники. Кожухотрубні секційні водоводяні теплообмінники складаються з секцій кожухотрубного типу з тиском до 1,6 МПа і температурою до 150°C. Пластинчасті теплообмінники складаються з пластин, які з'єднані між собою.

Для водоводяних теплообмінників слід використовувати протитечійну схему потоків теплоносіїв. Для горизонтальних секційних кожухотрубних теплообмінників нагріваюча вода з теплової мережі повинна поступати для теплообмінників системи опалення в трубки, а для теплообмінників систем гарячого водопостачання – в міжтрубний простір. Для пластинчастих теплообмінників вода, яку нагрівають, повинна проходити

поздовж першої та останньої пластин. Для пароводяних теплообмінників пара повинна подаватися в міжтрубний простір.

Розрахунок площі поверхні нагрівання водоводяних теплообмінників для систем опалення виконується при температурі води в тепловій мережі, яка відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення, а для систем гарячого водопостачання - при температурі води в подавальному трубопроводі теплової мережі, яка відповідає точці зламу графіка температур води або мінімальній температурі води, якщо злам температурного графіка відсутній. Методика визначення розрахункової теплової продуктивності теплообмінників опалення і гарячого водопостачання та методика визначення параметрів для розрахунку водоводяних теплообмінників систем опалення і гарячого водопостачання при різних схемах приєднання теплообмінників наведені в [26, 31, 35], а тепловий і гідравлічний розрахунки водоводяних теплообмінників різних конструкцій наведені в [18, 26, 35].

Кількість водоводяних теплообмінників слід приймати:

- для систем гарячого водопостачання – два паралельно підключених теплообмінники в кожному ступені підігрівання, які розраховані на 50% продуктивності кожний;
- для систем опалення будівель і споруд, які не допускають перерви в подачі теплоти, – два паралельно підключених теплообмінники, кожний з яких повинен бути розрахований на 100% потужності.

При максимальному тепловому потоці на гаряче водопостачання до 2 МВт або при можливості підключення пересувних теплообмінників допускається передбачати в кожному ступені теплообмінника один теплообмінник гарячого водопостачання, крім будівель, які не допускають перерви в подачі теплоти на гаряче водопостачання. Для промислових і сільськогосподарських підприємств встановлення двох паралельно підключених теплообмінників в кожному ступені гарячого водопостачання для господарсько-побутових потреб передбачається тільки тоді, коли перерва в подачі гарячої води не допускається. При встановленні для систем опалення та гарячого водопостачання пароводяних теплообмінників їх кількість приймається не менше двох, підключених паралельно, резервні теплообмінники не передбачаються. Для технологічних установок, які не допускають перерви в подачі теплоти, повинні передбачатись резервні теплообмінники. Розрахункова продуктивність резервних теплообмінників приймається у відповідності з режимом роботи технологічних установок підприємства.

Для підключення систем опалення з розрахунковою температурою води, яка нижча за температуру теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі, за залежною схемою встановлюють елеватори. Елеватори прості та надійні в експлуатації та забезпечують постійний коефіцієнт змішування при змінних теплових та гідравлічних режимах магістральних теплових мереж. Основними розмірами, які визначають при підборі елеватора, є діаметр камери змішування і діаметр сопла. Необхідність зміни діаметра сопла досягається використанням елеваторів з регульованим перерізом сопла. Встановлення необхідного коефіцієнта змішування шляхом введення в сопло конічної голки дозволяє в теплий період опалювального сезону зменшувати подачу води з теплової мережі до опалювальних установок без суттєвого зменшення витрати води, яка циркулює в системі опалення.

Насоси в теплових пунктах використовують замість елеваторів для підвищення тиску в подавальному або зменшенню тиску в зворотному трубопроводах, а також для циркуляції води в системах гарячого водопостачання або підвищення тиску водопровідної води, яка подається в систему гарячого водопостачання, та для відкачки конденсату.

В теперішній час ширше використовують насосні підмішувальні установки замість елеваторів. Збільшення капітальних вкладень та експлуатаційних затрат, яке пов'язане з використанням підмішувальних насосів, компенсується покращенням теплового режиму приміщень та економією теплової енергії, яка витрачається на опалення.

Підмішувальні насоси вибирають за кількістю води, яка підмішується, та гідравлічним опором системи опалення. Насоси на подавальному та зворотному трубопроводі вибирають за значенням недостатнього або надлишкового напору, продуктивність приймають за витратою води в системі опалення. Конденсатні насоси розраховують за максимальною витратою конденсату, а напір насоса визначають за графіком тиску в конденсатопроводі. Насосів мусить бути не менше двох, один з яких резервний.

На подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі на ввіді в тепловий пункт встановлюють грязьовики. Грязьовики виготовляють із сталевих труб, діаметр яких в 2,5-3 рази більший за діаметр вхідного патрубку. Швидкість теплоносія в грязьовику різко зменшується, що сприяє випадінню з нього бруду.

Для монтажу комунікацій в теплових пунктах використовують безшовні сталеві труби [30, 31]. Для мереж гарячого водопостачання використовують оцинковані сталеві, емальовані, а також неметалеві труби, які відповідають санітарним вимогам. Для мереж гарячого водопостачання відкритих систем тепlopостачання допускається використовувати неоцинковані труби.

Запірна арматура передбачається:

- на всіх подавальних і зворотних трубопроводах теплових мереж на вході і виході з теплових пунктів;
- на всмоктувальному та нагнітальному патрубках кожного насоса;
- на трубопроводах, які підводять та відводять теплоносій до кожного теплообмінника.

На ввіді теплових мереж в ЦТП повинна передбачатися сталева арматура, а на виході з ЦТП допускається передбачати арматуру з ковкого або високоміцного чавуну. В межах теплового пункту допускається передбачати арматуру з ковкого, високоміцного і сірого чавуну. Використовувати запірну арматуру як регулюючу не допускається.

Для трубопроводів, арматури, обладнання і фланцевих з'єднань в межах теплового пункту повинна передбачатись тепла ізоляція, яка забезпечує температуру на поверхні ізоляційної конструкції, розташованої в робочій зоні приміщення, для теплоносіїв з температурою, вищою за 100°C – не вище 45°C, а з температурою, нижчою за 100°C – не більше 35°C (при температурі повітря в приміщенні 25°C). При проектуванні теплової ізоляції обладнання і трубопроводів теплових пунктів повинні виконуватись вимоги [30, 32]. Матеріали і вироби теплоізоляційних конструкцій трубопроводів, арматури і обладнання теплових пунктів, які вбудовані в житлові та громадські будівлі, повинні бути негорючі. Товщина основного теплоізоляційного шару для арматури і

фланцевих з'єднань мусить дорівнювати товщині основного теплоізоляційного шару трубопроводу, на якому вони встановлені.

4.5. Пластинчасті теплообмінники

Теплообмінне обладнання посідає важливе місце в більшості промислових технологічних процесів, особливо в системах тепlopостачання. Головними вимогами до вдосконалення теплообмінного обладнання для систем тепlopостачання є енергозбереження, зменшення металоємності та габаритних розмірів теплообмінників, підвищення надійності та комфортності тепlopостачання.

За принципом дії пластинчасті теплообмінники відносять до поверхневих рекуперативних апаратів. В таких пристроях теплота передається від нагріваючого потоку середовища до потоку середовища, що нагрівається, через тверду стінку, яка їх поділяє.

При застосуванні пластинчастих теплообмінників в системах гарячого водопостачання нагріваючим середовищем є мережна вода закритих систем тепlopостачання, а середовищем, що нагрівається, є водопровідна вода. В системах тепlopостачання пластинчасті теплообмінники також використовують при незалежному підключенні систем опалення.

Поверхня теплообміну пластинчастих теплообмінників являє собою набір тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею та колекторними отворами для проходу теплоносіїв (рис. 4.11). Пластини штампують з листового металу товщиною 0,5–1,2 мм. Потік теплоносія рухається між пластинами по гвинтоподібній траєкторії в проміжках між точками взаємної опори гофрів. Проміжок (зазор) в каналі становить 3–5 мм. Таким чином, кожна пластина омивається двома теплоносіями, з одного боку – нагріваючим, а з другого – тим, що нагрівається. Кожен з них, виходячи з одного отвору, розтікається по поверхні, щоб потім, зібравшись, вийти у другий. Теплоносії, як правило, рухаються в теплообмінниках за протитечійною схемою.

Пластинчасті теплообмінники випускають в трьох модифікаціях: розбірні, напіврозбірні та нерозбірні або зварні. В розбірних та напіврозбірних конструкціях теплообмінників місця рознімання між пластинами, а також між пластинами та кінцевими плитами рами ущільнюють прокладками з еластичних матеріалів. Пластини стискають між кінцевими плитами, на яких встановлюють патрубки для входу та виходу теплоносіїв та встановлюють на раму. Рама дозволяє легко та швидко збирати та розбирати пакет пластин з потрібним компонуванням, проводити огляд та очищення поверхні теплообміну та ущільнювачів, додавати та зменшувати кількість пластин в теплообміннику. Дуже важливою властивістю пластинчастих теплообмінників є розбірність пакетів, що полегшує їх обслуговування та ремонт.

Важливу роль у досягненні високої інтенсивності теплообміну відіграє оптимальне компонування пластин у пакеті (ходи). Пакетом або ходом називають певну кількість пластин, що утворюють при складанні канали з однаковим напрямком руху відповідних теплоносіїв. Нагріваючий теплоносіє, як правило, спрямовують в пакеті зверху донизу, а теплоносіє, що нагрівається, навпаки – знизу доверху. Такий напрям руху сприяє видаленню з теплообмінника повітряних пробок, які можуть з'явитися при нагріванні води.

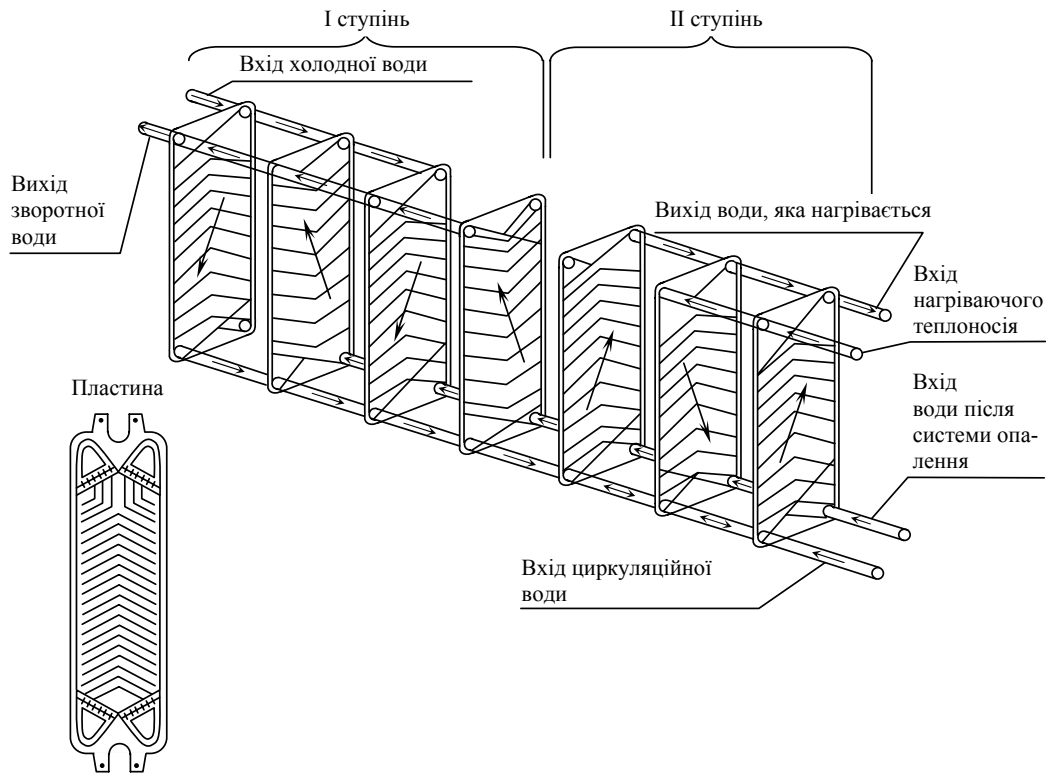


Рис. 4.11. Схема компонування теплообмінників I і II ступенів в одну установку з протитечієм рухом води

Оптимальна схема компонування пластин в конкретному теплообміннику визначається на основі багатоваріантних розрахунків. Вона повинна забезпечити досягнення максимальної швидкості теплоносіїв в каналі, при якій спрацьовується увесь наявний перепад тиску теплоносія. Цим досягається максимальне значення теплоенергетичної ефективності теплообмінника. Схеми симетричного та несиметричного компонування пластинчастого водоводяного теплообмінника наведено на рис. 4.12.

Технічні характеристики та основні параметри деяких вітчизняних пластинчастих теплообмінників наведені в таблиці 4.1 та 4.2.

Таблиця 4.1.

Технічна характеристика пластин

Показник	Тип пластини		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Габарити (довжина × ширина × товщина), мм	1370 × 300 × 1	1375 × 600 × 1	1380 × 650 × 1
Поверхня теплообміну, м ²	0,3	0,6	0,5
Вага, кг	3,2	5,8	6,0

Продовження таблиці 4.1.

Показник	Тип пластини		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,008	0,0083	0,009
Площа поперечного перерізу каналу, м ²	0,001	0,00245	0,00285
Периметр в поперечному перерізі каналу, що змочується, м	0,66	1,188	1,27
Ширина каналу, мм	150	545	570
Проміжок для проходу теплоносія в каналі, мм	4	4,5	5
Приведена довжина каналу, м	1,12	1,01	0,8
Площа поперечного перерізу колектора (кутовий отвір на пластині), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Найбільший діаметр штуцера, мм	65(80)	200	200
Коефіцієнт загального гідравлічного опору	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коефіцієнт гідравлічного опору штуцера	1,5	1,5	1,5
Коефіцієнти			
A _к	0,368	0,492	0,492
B _к	4,5	3,0	3,0

Таблиця 4.2.

Технічна характеристика і основні параметри пластинчастих теплообмінників

Показник	Тип пластини		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Тип апарата	Розбірний		Напіврозбірний
Витрата теплоносія, м ³ /год.	50	200	200
Номінальна площа поверхні теплообмінника, м ² , та виконання на рамі:			
консольний	від 3 до 10	від 10 до 25	-
двоопорний	від 12,5 до 25	від 31,5 до 160	від 31,5 до 140
триопорний з плитою	-	від 200 до 300	від 160 до 320
Розрахунковий тиск, МПа (кгс/см ²)	1 (10)	1 (10)	1,6 (16) 2,5 (25)
Габарити теплообмінника, мм	650×400×1665	605×750×1800	2570×650×1860 (3500)

Основним показником якості теплообмінника є його теплоенергетична ефективність, тобто чим більший коефіцієнт теплопередачі теплообмінника при заданих гідравлічних опорах, тим ефективніший теплообмінник.

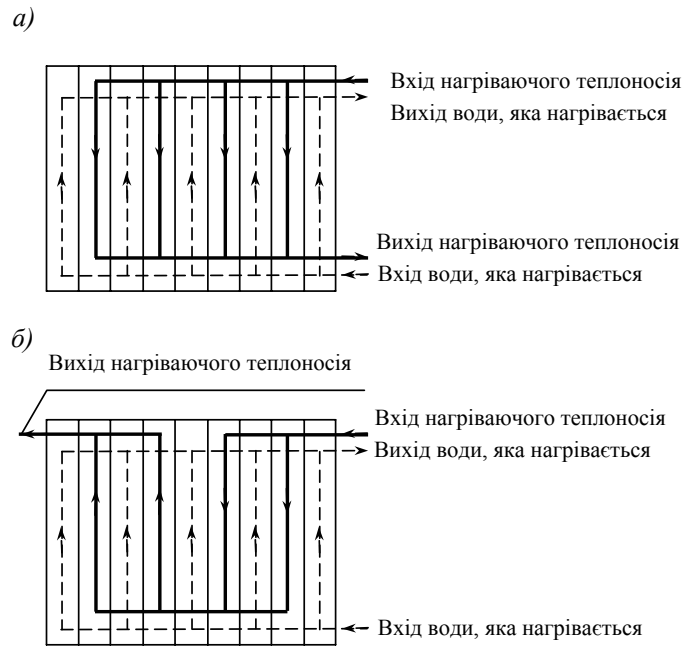


Рис. 4.12. а) – симетрична схема компоновання пластинчастих теплообмінників, позначення $Cx \frac{4}{5}$,

б) – несиметрична компоновання пластинчастих теплообмінників, позначення $Cx \frac{2+2}{5}$

На величину коефіцієнта теплопередачі впливають такі фактори:

- параметри технологічного процесу: витрати теплоносіїв V_1, V_2 , їх співвідношення та швидкість руху в каналах, фазовий стан, забруднення теплоносіїв та здатність до відкладення на поверхні теплообміну, температурні перепади, середній температурний напір, наявний гідравлічний тиск для подолання гідравлічних опорів;
- теплофізичні властивості теплоносіїв при заданих температурах: густина ρ , коефіцієнт теплопровідності λ , питома теплоємність c , кінематична в'язкість ν .

Площу поверхні теплообміну визначають з рівняння теплового балансу:

$$Q = V \rho c (t_1 - t_2) = k F \Delta t_{cp},$$

звідки

$$F = \frac{V \rho c (t_1 - t_2)}{k \Delta t_{cp}}, \quad (4.1)$$

де Q – розрахункова теплова потужність теплообмінника, Вт;

V – витрата теплоносія, м³/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

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

t_1 – температура теплоносія на вході в теплообмінник, °С;

t_2 – температура теплоносія на виході з теплообмінника, °С;

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

F – площа поверхні теплообміну, м²;

Δt_{cp} – середня логарифмічна різниця температур нагрівуючого теплоносія і того, що нагрівається, °С.

Коефіцієнт теплопередачі теплообмінника залежить від досконалості конструкції та вибору оптимальних технічних рішень. Якщо канали теплообмінника раціонально сконструйовані та використана ефективна форма поверхні нагрівання для впливу на граничний шар, то можливо зменшити загальний термічний опір теплопередачі R , а коефіцієнт теплопередачі збільшити. Коефіцієнт теплопередачі визначають за формулою:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.2)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від нагрівуючого теплоносія до стінки, Вт/(м²·°С);

δ – товщина стінки теплообмінника, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки теплообмінника Вт/(м·°С);

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до теплоносія, що нагрівається, Вт/(м²·°С).

Пластинчасті теплообмінники для систем теплопостачання в порівнянні з кожухотрубними секційними водоводяними теплообмінниками мають наступні переваги:

- коефіцієнт теплопередачі в пластинчастих теплообмінниках в 3-4 рази більший, ніж у кожухотрубних теплообмінниках при однакових гідравлічних характеристиках;
- виключна компактність та низька питома матеріалоемність, мала вага у порівнянні з кожухотрубними теплообмінниками з однаковою тепловою потужністю;
- суттєво менший об'єм приміщень, потрібних для розміщення пластинчастих теплообмінників;
- простота та зручність монтажу, ремонту та експлуатації;
- підвищення надійності роботи за рахунок застосування пластин із корозійностійких матеріалів та зменшення відкладень накипу та іржі внаслідок турбулізації потоків теплоносіїв і спецобробки поверхні пластин.

Методика розрахунку пластинчастих водоводяних теплообмінників заснована на використанні в них всього наявного напору теплоносіїв з метою здобуття максимальної швидкості кожного теплоносія і відповідно максимального значення коефіцієнта теплопередачі. Розрахунок теплообмінників виконується для найбільш складних умов його роботи - при максимальному тепловому навантаженні та мінімальній температурі нагрівуючого теплоносія, тобто в точці зламу температурного графіка.

Оптимальне співвідношення кількості ходів для нагрівуючого теплоносія (X_1) та того, що нагрівається (X_2), визначають за співвідношенням:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_h}{G_d} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{гр}}{\Delta P_n} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp}^n}{1000 - t_{cp}^{тр}}, \quad (4.3)$$

де t_{cp}^n – середня температура теплоносія, який нагрівається, °С;

$t_{cp}^{тр}$ – середня температура нагрівуючого теплоносія, °С;

$\Delta P_{гр}$ – втрати тиску нагрівуючого теплоносія, Па;

ΔP_n – втрати тиску теплоносія, що нагрівається, Па;

G_h – максимальна витрата води, яка нагрівається, кг/год.;

G_d – максимальна витрата нагрівачої води, кг/год.

Якщо співвідношення ходів виходить більше, ніж 2, то для підвищення швидкості води доцільно приймати несиметричне компонування (рис. 4.12), тобто кількість ходів нагрівачого і того, що нагрівається, теплоносіїв приймається неоднаковою. При несиметричному компонуванні використовується змішаний рух потоків: в частині каналів існує протитечія, а в частині – прямотечія, що знижує температурний напір теплообмінника в порівнянні з лише протитечійним рухом теплоносіїв, який має місце при симетричному компонуванні, це також зменшує ефект від підвищення швидкості води за такої схеми. Тому для виключення змішаної течії теплоносіїв більш ефективно збирати теплообмінник з двох або декількох теплообмінників з симетричним компонуванням, які включені послідовно за теплоносієм у якого більша кількість ходів, і паралельно – стосовно іншого теплоносія. З'єднувальні трубопроводи повинні забезпечити протитечійний рух теплоносіїв в кожному теплообміннику.

При розрахунку пластинчастого теплообмінника оптимальна швидкість приймається, виходячи із втрат тиску 100-150 кПа, що відповідає швидкості води в каналах $w_{\text{опт}} = 0,4$ м/с [35]. Тому після вибору типу пластини теплообмінника гарячого водопостачання за значенням оптимальної швидкості визначають потрібну кількість каналів теплоносія, що нагрівається, m_n , за формулою:

$$m_n = \frac{G_{h\text{max}}}{w_{\text{опт}} \cdot f_k \cdot \rho \cdot 3600}, \quad (4.4)$$

де $G_{h\text{max}}$ – максимальна втрата теплоносія, який нагрівається, кг/год.;

f_k – площа поперечного перерізу каналу, м²;

$w_{\text{опт}}$ – оптимальна швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³.

Компонування теплообмінника симетричне, тобто $m_n = m_{\text{тр}}$. Площа поперечного перерізу каналів в пакеті по ходу нагрівачої води і такої, що нагрівається, дорівнює:

$$f_{\text{тр}} = f_n = m_n f_k \quad (4.5)$$

Фактичні швидкості теплоносіїв нагрівачого і того, що нагрівається, м/с, визначають за формулами:

$$w_n = \frac{G_{h\text{max}}}{f_n \cdot \rho \cdot 3600}, \quad (4.6)$$

$$w_{\text{тр}} = \frac{G_d}{f_{\text{тр}} \cdot \rho \cdot 3600}, \quad (4.7)$$

де $G_{h\text{max}}$ – максимальна втрати теплоносія, який нагрівається, кг/год.;

f_n – площа поперечного перерізу каналу для теплоносія, що нагрівається, м²;

$f_{\text{тр}}$ – площа поперечного перерізу каналу для нагрівачого теплоносія, м².

Якщо співвідношення ходів за формулою 4.3 більше, ніж 2, теплообмінник збирають з двох або більше апаратів та в формулах 4.6 або 4.7 витрату того теплоносія, у якого вийшло менше ходів, зменшуємо в 2 рази та більше.

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 , Вт/(м²°C), від нагрівачого теплоносія до стінки пластини визначають за формулою:

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A_k \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{cp}^{tp} - 0,63 \cdot (t_{cp}^{tp})^2 \right] \cdot w_{tp}^{0,73}, \quad (4.8)$$

де A_k – коефіцієнт, який залежить від типу пластин теплообмінника (таблиця 4.1);

t_{cp}^{tp} – середня температура нагрівачого теплоносія, °С.

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 , Вт/(м²°С), від стінки пластини до теплоносія, який нагрівається, визначають за формулою:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A_k \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{cp}^h - 0,63 \cdot (t_{cp}^h)^2 \right] \cdot w_h^{0,73}, \quad (4.9)$$

де A_k – коефіцієнт, який залежить від типу пластин теплообмінника (таблиця 4.1);

t_{cp}^h – середня температура теплоносія, що нагрівається, °С.

Коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²°С), визначають за формулою:

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.10)$$

де β – коефіцієнт, який враховує зменшення коефіцієнта теплопередачі за рахунок термічного опору накипу та забруднень на пластині, залежно від якості води приймають рівним 0,7-0,85.

При заданій величині розрахункової теплової потужності Q_h та за значеннями коефіцієнта теплопередачі k і температурного напору Δt_{cp} визначають площу поверхні нагрівання F_{tp} за формулою:

$$F_{tp} = \frac{Q_h}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (4.11)$$

де Q_h – розрахункова тепла потужність теплообмінника гарячого водопостачання, Вт;
 k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²°С);

Δt_{cp} – середня логарифмічна різниця температур теплоносіїв нагрівачого і того, що нагрівається, °С.

Кількість ходів в теплообміннику X визначають за формулою:

$$X = \frac{F_{tp} + f_{пл}}{2 \cdot m \cdot f_{пл}}, \quad (4.12)$$

де $f_{пл}$ – площа поверхні нагрівання однієї пластини, м²;

m – кількість каналів.

Число ходів округлюють до цілої величини.

Дійсну поверхню нагрівання теплообмінника визначають за формулою:

$$F = (2mX - 1)f_{пл}, \quad (4.13)$$

де X – кількість ходів в теплообміннику.

Втрати тиску ΔP , кПа, в теплообмінниках визначають за формулами:

для теплоносія, який нагрівається,

$$\Delta P_n = \varphi \cdot B_k \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{cp}^h) \cdot w_{nc}^{1,75} \cdot X, \quad (4.14)$$

для теплоносія, який нагріває,

$$\Delta P_{tp} = \varphi \cdot B_k \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{cp}^{tp}) \cdot w_{tp}^{1,75} \cdot X, \quad (4.15)$$

де φ – коефіцієнт, який враховує накипоутворення, для нагрівачого теплоносія дорівнює одиниці, а для теплоносія, що нагрівається, приймають за результатами дослідів, при відсутності дослідів $\varphi=1,5 - 2,0$;

B_k – коефіцієнт, який залежить від типу пластини, приймається за таблицею 4.1;

$w_{ис}$ – швидкість при проходженні максимальної секундної витрати теплоносія, який нагрівається.

Розрахунок пластинчастого теплообмінника для системи гарячого водопостачання наведено в прикладі 4.1.

4.6. Автоматизація, контроль та облік в теплових пунктах

Різноманітний характер споживання теплоти в системах опалення, вентиляції та гарячого водопостачання ускладнює використання центрального регулювання відпуску теплоти. Центральне регулювання в тепловому пункті доповнюється місцевим та індивідуальним регулюванням для коригування теплових та гідравлічних режимів теплової мережі у відповідності з місцевими факторами. Разом з коригуванням теплового споживання автоматика в теплових пунктах здійснює захист місцевих систем від аварій, розрегулювання та спорожнення.

Автоматизація теплових пунктів відкритих і закритих систем теплопостачання повинна забезпечувати:

- підтримування заданої температури води, яка подається в систему гарячого водопостачання;
- регулювання подачі теплоти (теплого потоку) в системи опалення в залежності від температури зовнішнього повітря з метою підтримки заданої температури повітря в приміщенні, яке опалюється;
- обмеження максимальної витрати води з теплової мережі на тепловий пункт шляхом встановлення регулятора витрати теплоти;
- підтримування потрібного перепаду тиску в подавальному та зворотному трубопроводах на ввіді в тепловий пункт та в систему опалення;
- мінімальний заданий тиск у зворотному трубопроводі системи опалення;
- вмикання і вимикання живильних насосів для підтримки статичного тиску в системах теплоспоживання, які підключені за незалежною схемою;
- захист систем теплоспоживання від підвищення тиску або температури води в трубопроводах;
- підтримка заданого тиску води в системі гарячого водопостачання;
- вмикання і вимикання насосів;
- захист системи опалення від спорожнення;
- припинення подачі води в бак-акумулятор або розширювальний бак при незалежному приєднанні систем опалення при досягненні верхнього рівня в баці та вмикання живильних насосів при досягненні нижнього рівня;
- вмикання та вимикання дренажних насосів.

Для обліку витрат теплоти та води споживачами передбачають пристрої обліку теплоти у відповідності з [38]. “Тимчасові правила обліку відпускання і споживання

теплової енергії” визначають порядок комерційного обліку теплової енергії, що відпускається енергопостачальною організацією і використовується абонентами. Для обліку відпускання і використання теплової енергії повинні застосовуватися прилади, які внесені в Держреєстр України і є засобами вимірювання або мають свідоцтва про Державну метрологічну атестацію. Вибір і монтаж устаткування вузла обліку виконуються на основі проекту, розробленого відповідно до вимог [38], і діючих нормативно-технічних документів. Облік відпускання і використання теплової енергії здійснюється двома способами: приладним і розрахунковим. Розрахунковий спосіб застосовується для абонентів, системи теплоспоживання яких підключені до теплової мережі за тимчасовою схемою на термін до 6 місяців та в мережах з насиченою водяною парою при відсутності приладів, які враховують співвідношення рідкої та парової фаз в парі. В інших випадках застосовується приладний спосіб. Базовими розрахунковими приладами обліку прийняті теплотічильники.

Вузол обліку теплової енергії абонента повинен влаштовуватися на межі розподілу теплових мереж енергопостачальної організації і абонента. Теплові пункти абонентів у відкритих системах теплопостачання та теплові пункти у закритій системі теплопостачання, розрахункове навантаження яких становить 2,5 МВт і більше, повинні бути обладнані:

- теплотічильником, витратомір якого встановлений на подавальному трубопроводі, а термометри – в подавальному трубопроводі та в трубопроводі холодного водопостачання і теплотічильником, витратомір (лічильник) якого встановлений на зворотному трубопроводі, а термометри – в зворотному трубопроводі та трубопроводі холодного водопостачання;
- або теплотічильником, витратоміри якого встановлені на подавальному та зворотному трубопроводах, а термометри – в подавальному, зворотному трубопроводах та трубопроводі холодного водопостачання.

При відсутності змоги вимірювати температуру холодної води допускається вводити апаратно або програмно її фіксовані договірні значення.

Крім того, теплотічильники або інші установлені прилади вузла обліку повинні вимірювати:

- час роботи або простою теплотічильника;
- об'єм або масу теплоносія, що пройшов через подавальний і зворотний трубопроводи;
- поточне значення температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах.

Теплотічильник здійснює облік відпущеної кількості теплової енергії за формулою:

$$Q = \left[\int_0^T m_n \cdot (i_n - i_{xb}) \cdot dT - \int_0^T m_z \cdot (i_z - i_{xb}) dT \right] \cdot 10^{-6}, \text{ ГДж}, \quad (4.16)$$

де m_n , m_z – масова витрата теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах відповідно, кг/год.;

$i_{п}, i_3, i_{хв}$ – ентальпія теплоносія в подавальному, зворотному і холодного водопостачання трубопроводах, кДж/кг;

T – час, год.

Використання теплової енергії за звітний період абонентом, вузол обліку якого обладнаний двома теплотічильниками (на подавальному і зворотному трубопроводах), визначається як різниця кінцевого та початкового показів теплотічильника за формулою:

$$Q = (N_{1к} - N_{1п}) - (N_{2к} - N_{2п}), \text{ ГДж}, \quad (4.17)$$

де $N_{1к}, N_{1п}$ – кінцевий та початковий покази теплотічильника, витратомір якого встановлений на подавальному трубопроводі, ГДж;

$N_{2к}, N_{2п}$ – кінцевий та початковий покази теплотічильника, витратомір якого встановлений на зворотному трубопроводі, ГДж.

Теплові пункти абонентів в закритій системі теплопостачання, розрахункове теплове навантаження яких становить менше 2,5 МВт, повинні бути обладнані теплотічильником з витратоміром на подавальному трубопроводі і термометрами в подавальному і зворотному трубопроводах.

Використання теплової енергії в закритій системі теплопостачання, розрахункове навантаження якої становить менше 2,5 МВт, лічильник теплоти здійснює за формулою:

$$Q = \int_0^T m_{п} \cdot (i_{п} - i_3) dT \cdot 10^{-6}, \text{ ГДж}, \quad (4.18)$$

де $m_{п}$ – масова витрата теплоносія в подавальному трубопроводі, кг/год.;

$i_{п}, i_3$ – ентальпія теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах, кДж/кг.

Витрата теплоти визначається як різниця показів теплотічильника за формулою:

$$Q = N_{к} - N_{п}, \text{ ГДж}, \quad (4.19)$$

де $N_{к}, N_{п}$ – кінцевий та початковий покази теплотічильника, ГДж.

Облік теплової енергії, використаної з перегрітою парою, здійснюється приладним способом. Облік теплової енергії, споживаної з насиченою парою, при відсутності засобів вимірювання витрати пари, що враховують наявність у ній рідкої фази, здійснюється розрахунковим способом.

Споживачі теплової енергії, які отримують її з перегрітою парою, повинні бути обладнані:

- теплотічильником, витратомір і манометр якого встановлені на паропроводі, а термометри – в паропроводі і трубопроводі холодного водопостачання і теплотічильником, витратомір якого встановлений на конденсатопроводі, а термометри – на конденсатопроводі і трубопроводі холодного водопостачання;
- або теплотічильником, витратоміри якого встановлені на паропроводі і конденсатопроводі, манометр – на паропроводі, а термометри – в паропроводі, конденсатопроводі і трубопроводі холодного водопостачання.

Кількість відпущеної теплової енергії визначається за різницею зміни показів теплотічильників на паропроводі і конденсатопроводі.

При устаткуванні вузла обліку необхідно вибирати засоби для вимірювання кількості теплової енергії, діапазони вимірювання яких відповідають діапазону зміни параметрів теплоносія [38].

Прилади для вимірювання витрати води (витратоміри та водоміри) повинні встановлюватися в місцях, які передбачені нормативними документами [26, 35], та повинні розраховуватися на максимальну годинну витрату теплоносія.

Контрольно-вимірювальні прилади (термометри, манометри, термоманометри) встановлюють в обумовлених місцях залежно від витрати теплоти на тепловий пункт (більше або менше 2,5 МВт) [26, 35].

Управління режимами в тепловому пункті здійснюється за допомогою регуляторів різного призначення та різних принципів дії. На водяних мережах використовують гідравлічні авторегулятори, на паропроводах частіше використовують пневматичні авторегулятори. Всі регулятори можна поділити на дві групи:

- регулятори прямої дії, які працюють без зовнішніх джерел енергії;
- регулятори непрямой дії, які працюють з зовнішнім джерелом енергії.

В регуляторах прямої дії регулюючий орган функціонує від безпосереднього впливу регулюючого середовища. Регулятори прямої дії мають меншу вартість та надійніші в роботі, але менш точно підтримують задану величину регульованого параметра. Тому їх використовують лише на невеликих установках.

Регулятори непрямой дії складніші, але вони регулюють процес з більш високою точністю та можуть використовуватись на установках будь-якої потужності. Гідравлічні регулятори непрямой дії складаються із двох частин: вимірювально-керуючого пристрою (реле) та виконавчо-регулюючого пристрою. Характерною особливістю регуляторів непрямой дії є те, що при зміні величини регульованого параметра зусилля, яке виникає в чутливому елементі (датчику), приводить в дію допоміжне реле, яке відкриває доступ зовнішній енергії в механізм, що переміщує клапан регулюючого органа.

Регулювання витрати води. Регулятор підтримує постійну витрату води незалежно від коливань тиску в теплових мережах. В невеликих теплових пунктах постійну витрату теплоносія забезпечують за допомогою регуляторів витрати прямої дії. У великих теплових пунктах використовують регулятори непрямой та прямої дії, конструкції регуляторів наведені в [13, 14, 35].

Регулювання тиску в зворотному трубопроводі. Зменшення тиску в зворотному трубопроводі нижчого за необхідний статичний тиск системи, пов'язане з можливістю спорожнення місцевих систем теплоспоживання. Для захисту місцевих систем від спорожнення в теплових пунктах використовують регулятори тиску прямої та непрямой дії, які називають регуляторами тиску “до себе” [13, 35].

Регулювання тиску в подавальному трубопроводі. Непередбачене підвищення тиску теплоносія перед місцевими системами теплоспоживання, вище за допустиме значення може викликати руйнування системи. Регулювання тиску води перед місцевими системами теплоспоживання здійснюється за допомогою регуляторів тиску “після себе”.

Регулювання температури води. Регулювання постійної температури води, яка подається в систему гарячого водопостачання, здійснюється за допомогою регуляторів

температури прямої та непрямої дії. Спосіб регулювання залежить від системи теплопостачання. В закритих системах теплопостачання постійна температура води, яка подається в систему гарячого водопостачання, підтримується шляхом зміни витрати теплоносія, який надходить в теплообмінник з теплової мережі. Принцип роботи регуляторів прямої дії базується на зміні об'єму середовища при зміні температури. Зміна об'єму матеріалів безпосередньо викликає переміщення клапана регулятора в потоці основного теплоносія. В регуляторах непрямої дії використовують електричну енергію для нагрівання термобалона зменшеного об'єму, який зв'язаний із штоком регулюючого клапана. В одній з конструкцій регуляторів термобалон – сильфон частково наповнено легкокиплячою рідиною. Якщо тиск парів рідини в сильфонній камері змінюється, то розтягання або стиснення сильфона викликає переміщення клапана регулятора. В інших конструкціях електрична енергія використовується для управління соленоїдним вентилем двохпозиційної дії. Конструкції регуляторів наведені в [13, 35]. У відкритих водяних системах теплопостачання регулювання постійної температури води, яка подається в систему гарячого водопостачання, здійснюється шляхом зміни кількості мережної води з подавального трубопроводу, яка підмішується до води зі зворотного трубопроводу. В обох випадках імпульсом для регулювання є температура води, яка подається в систему гарячого водопостачання.

Схеми автоматизації теплових пунктів докладно розглянуті та наведені в [13, 14, 26, 35].

На щиті управління теплового пункту слід передбачати світлову сигналізацію про включення резервних насосів і досягнення наступних граничних параметрів:

- температури води, яка подається в систему гарячого водопостачання (мінімальні - максимальні);
- тиску в зворотних трубопроводах систем опалення кожної будівлі або в зворотному трубопроводі розподільних мереж опалення на виході з ЦТП (мінімальні – максимальні);
- мінімального перепаду тисків в подавальному і зворотному трубопроводах теплової мережі на вході і на виході з ЦТП;
- рівня води або конденсату в баках і водозбірних приямках.

При використанні регуляторів витрати теплоти на опалення слід передбачати сигналізацію про перевищення заданої величини відхилення параметра, який регулюється.

Дистанційний контроль за роботою обладнання і параметрами теплоносія здійснюється в диспетчерських пунктах. Диспетчеризація здійснюється за допомогою:

- аварійно-попереджувальної сигналізації шляхом передавання сигналу про порушення режимів роботи;
- дистанційного керування клапанами, які регулюють витрату теплоти на опалення, гаряче водопостачання та інше обладнання;
- телемеханізації, яка передбачає телевимірювання температур теплоносія, телесигналізацію про порушення режимів роботи та телекерування клапанами та арматурою [26, 35].

4.7. Теплові пункти парових систем

Вибір способу приєднання споживачів до парових мереж залежить від того, який теплоносій потрібен споживачам, які його параметри, а також від виду та призначення системи теплоспоживання та способу збору та повернення конденсату.

Безпосереднє приєднання (рис. 4.13) споживачів до парових мереж використовують, якщо споживачі потребують пари. Пара безпосередньо подається в систему теплоспоживання та в апарати, які використовують пару. Для зменшення тиску та температури перегрітої пари в теплових пунктах встановлюють редукційно-охолоджувальні установки (РОУ), а для зменшення тиску насиченої пари – редукційні клапани.

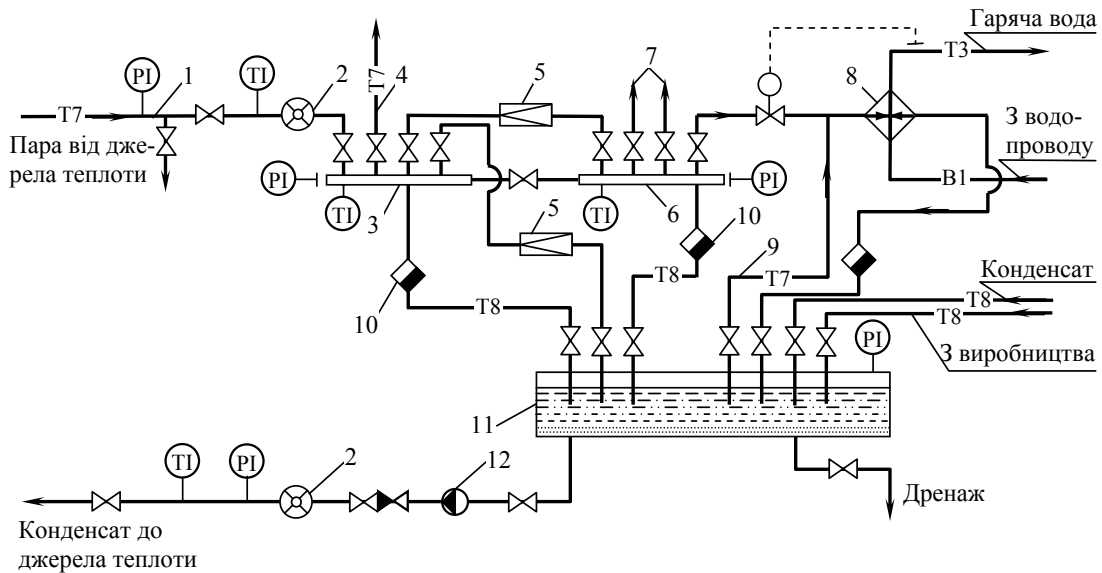


Рис. 4.13. Схема індивідуального теплового пункту виробничої будівлі з безпосереднім приєднанням споживачів до парових мереж, ємкісним пароводяним підігрівачем гарячого водопостачання, закритим баком збору конденсату та напірним конденсатопроводом до джерела теплоти

- 1 – паропровід перегрітої пари високого тиску; 2 – лічильник; 3 – гребінка високого тиску; 4 – пара до технологічних споживачів; 5 – редукційний клапан; 6 – гребінка низького тиску; 7 – пара до споживачів низького тиску; 8 – пароводяний підігрівач; 9 – пара вторинного скипання; 10 – конденсатовідвідник; 11 – бак збору конденсату; 12 – конденсатний насос

Незалежне приєднання водяних систем (рис. 4.14) використовується при підключенні до парових мереж водяних систем будь-якого призначення за допомогою поверхневих пароводяних теплообмінників. Регулювання тепловіддачі здійснюється шляхом зміни витрати пари, яка подається в теплообмінник. При цьому потрібно передбачати захист від кипіння води при невеликих витратах та захист від проникнення пари в водяну систему при аваріях в теплообмінниках.

Збір та повернення конденсату в теплових пунктах парових систем здійснюється від окремих установок споживачів пари та подається в конденсатопроводи теплової мережі для повернення на джерело теплоти. Використання системи тепlopостачання без

повернення конденсату мусить бути обґрунтоване (незначний вихід конденсату, забруднення конденсату та ін.).

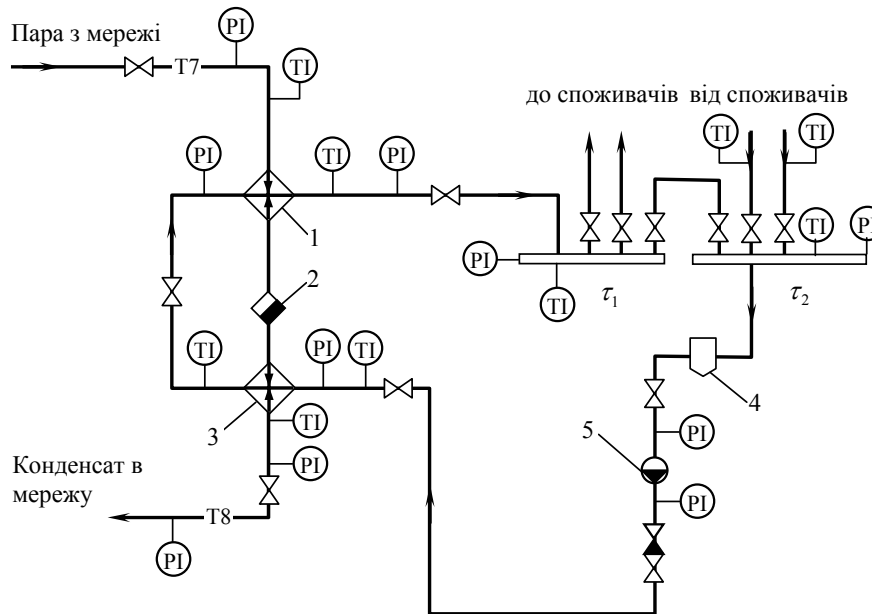


Рис. 4.14. Схема центрального або індивідуального теплового пункту з незалежним присєднанням водяних систем опалення та гарячого водопостачання до парових мереж з охолодженням конденсату, закритою системою повернення конденсату та напірним конденсатопроводом після охолоджувача конденсату
 1 – пароводяний підігрівач; 2 – конденсатовідвідник; 3 – охолоджувач конденсату; 4 – грязьовик; 5 – циркуляційний насос

Схема збору конденсату в тепловому пункті обумовлюється прийнятою системою повернення конденсату в цілому: відкрита чи закрита система з конденсатними насосами або з конденсатовідвідниками. Збір конденсату від окремих установок до теплового пункту доцільно здійснювати самопливом за рахунок надлишкового тиску пари після споживача через конденсатовідвідники та збірні конденсатопроводи. Повернення конденсату з теплового пункту до джерела теплоти потрібно здійснювати за рахунок надлишкового тиску в тепловому пункті, а при недостатньому тиску - за допомогою конденсатних насосів. В останньому випадку виникає необхідність в баках збору конденсату. Баки збору конденсату поділяють на відкриті та закриті. Відкриті баки використовують, якщо витрата конденсату не перевищує 10 т/год. та відстань до джерела теплоти не більша, ніж 0,5 км [31]. В закритих баках збору конденсату підтримують надлишковий тиск не менше за 0,105 МПа. Конденсатовідвідники вибирають на максимальні годинні витрати конденсату. Конденсатні насоси вибирають на температуру не меншу від температури насичення пари, на максимальну годинну витрату конденсату та на сумарні втрати тиску в конденсатопроводі із врахуванням тиску в баці збору конденсату на джерелі теплоти та висоти підйому конденсату.

При проектуванні систем збору, охолодження та повернення конденсату слід керуватися вимогами [31]. В теплових пунктах з установками збору, охолодження і пове-

рнення конденсату повинні передбачатися заходи з використання теплоти конденсату шляхом:

- охолодження конденсату в водоводяних теплообмінниках з використанням нагрітої води для господарсько-побутових або технологічних споживачів гарячої води;
- (здобуття) вилучення пари вторинного кипіння в розширювальних баках з використанням його для технологічних споживачів пари низького тиску.

В теплових пунктах, де можливе надходження забрудненого конденсату, повинна передбачатися перевірка якості конденсату в кожному збірному баці та на дренажних трубопроводах.

Приклад 4.1.

Підібрати та розрахувати розбірні пластинчасті теплообмінники, зібрані із пластин 0,6р для системи гарячого водопостачання центрального теплового пункту житлових будівель. Теплообмінники приєднані до теплової мережі за двоступеневою змішаною схемою з обмеженням максимальної витрати теплоносія на ввід (рис. 4.4 б). Система опалення приєднана до теплової мережі за залежною схемою з автоматичним регулюванням подачі теплоти. Баки акумулятори гарячої води відсутні.

Вихідні дані:

- 1) регулювання відпуску теплоти в системі централізованого теплопостачання прийнято центральне якісне за сумарним навантаженням опалення та гарячого водопостачання;
- 2) температура теплоносія (нагріваючої води) в тепловій мережі у відповідності з прийнятим для даної системи теплопостачання графіком зміни температури води залежно від температури зовнішнього повітря прийнята:
 - а) при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення $t'_0 = -25^\circ\text{C}$:
 - в подавальному трубопроводі $\tau'_1 = 150^\circ\text{C}$;
 - в зворотному трубопроводі $\tau'_2 = 70^\circ\text{C}$;
 - б) в точці зламу температурного графіка $t''_3 = 2,3^\circ\text{C}$:
 - в подавальному трубопроводі $\tau''_1 = 80^\circ\text{C}$;
 - в зворотному трубопроводі $\tau''_2 = 42^\circ\text{C}$;
- 3) температура холодної водопровідної води в опалювальний період, за даними експлуатації $t_c = 2^\circ\text{C}$;
- 4) температура води, яка надходить в систему гарячого водопостачання на виході з другого ступеня теплообмінника, $t_h = 60^\circ\text{C}$;
- 5) максимальний тепловий потік на опалення споживачів, які приєднані до ЦТП $Q_{\text{оmax}} = 5,82 \cdot 10^6 \text{ Вт}$;
- 6) розрахункова тепла потужність теплообмінників $Q_{h\text{max}} = 4,57 \cdot 10^6 \text{ Вт}$;

7) максимальна розрахункова секундна витрата води на гаряче водопостачання

$$g_h = 21,6 \text{ л/с};$$

8) теплоємність води $c = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$.

Порядок розрахунку: (методика розрахунку витрат та температур нагріваючої води та тієї, яка нагрівається, в теплообміннику п.1–15 наведена в [18, 26, 35])

1) максимальна витрата мережної води на опалення:

$$G_{do} = \frac{3,6 \cdot Q_{o \max}}{c \cdot (\tau_1' - \tau_2'')} = \frac{3,6 \cdot 5,82 \cdot 10^6}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 62,5 \cdot 10^3 \text{ кг/год.};$$

2) максимальна витрата нагріваючої води на гаряче водопостачання:

$$G_{dh \max} = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot Q_{h \max}}{c \cdot (\tau_1'' - \tau_2'')} = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot 4,57 \cdot 10^6}{4,19 \cdot (80 - 42)} = 57 \cdot 10^3 \text{ кг/год.};$$

3) для обмеження максимальної витрати мережної води на ЦТП за розрахункову приймають більшу витрату $G_d = 62,5 \cdot 10^3 \text{ кг/год.};$

4) максимальна витрата води, що нагрівається, через I та II ступінь теплообмінника:

$$G_{h \max} = \frac{3,6 \cdot Q_{h \max}}{c \cdot (t_h - t_c)} = \frac{3,6 \cdot 4,57 \cdot 10^6}{4,19 \cdot (60 - 2)} = 68 \cdot 10^3 \text{ кг/год.};$$

5) температура води, що нагрівається, після теплообмінника I ступеня:

$$t_h^I = \tau_2'' - 5 = 37^\circ \text{C};$$

6) розрахункова потужність теплообмінника I ступеня:

$$Q_{h \max}^I = G_{h \max} \cdot c \cdot (t_h^I - t_c) / 3,6 = 68 \cdot 10^3 \cdot (37 - 2) \cdot 4,19 / 3,6 = 2,77 \cdot 10^6 \text{ Вт};$$

7) розрахункова потужність теплообмінника II ступеня:

$$Q_h^{II} = Q_h - Q_h^I = 4,57 \cdot 10^6 - 2,77 \cdot 10^6 = 1,8 \cdot 10^6 \text{ Вт};$$

8) температура нагріваючої води на виході з II ступеня теплообмінника τ_2^{II} та на вході в I ступінь теплообмінника τ_1^I :

$$\tau_2^{II} = \tau_1^I = \tau_1'' - \frac{3,6 \cdot Q_h^{II}}{c \cdot G_d} = 80 - \frac{3,6 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 55^\circ \text{C};$$

9) температура нагріваючої води на виході із I ступеня теплообмінника:

$$\tau_2^I = \tau_1'' - \frac{3,6 \cdot Q_h}{c \cdot G_d} = 80 - \frac{3,6 \cdot 4,57 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 17^\circ \text{C};$$

10) середня логарифмічна різниця температур між нагріваючим теплоносієм і тим, який нагрівається, для I ступеня теплообмінника:

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{\Delta t_6^I - \Delta t_M^I}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_6^I}{\Delta t_M^I}} = \frac{(55 - 37) - (17 - 2)}{2,3 \cdot \lg \frac{18}{15}} = 16,5^\circ \text{C};$$

де Δt_6^I – більша різниця температур між нагріваючим теплоносієм і тим, що нагрівається, в першому ступені теплообмінника, $\Delta t_6^I = \tau_2^{II} - t_h^I = 55 - 37 = 18^\circ \text{C};$

Δt_M^I – менша різниця температур між нагріваючим теплоносієм і тим, що нагрівається, в першому ступені теплообмінника, $\Delta t_M^I = \tau_2^I - t_c = 17 - 2 = 15^\circ \text{C};$

- 11) середня логарифмічна різниця температур між нагріваючим теплоносієм і тим, який нагрівається, для II ступеня теплообмінника:

$$\Delta t_{\text{cp}}^{\text{II}} = \frac{\Delta t_6^{\text{II}} - \Delta t_{\text{m}}^{\text{II}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_6^{\text{II}}}{\Delta t_{\text{m}}^{\text{II}}}} = \frac{(80 - 60) - (55 - 37)}{2,3 \cdot \lg \frac{20}{18}} = 19^\circ \text{C};$$

де Δt_6^{II} – більша різниця температур між нагріваючим теплоносієм і таким, що нагрівається, в другому ступені теплообмінника, $\Delta t_6^{\text{II}} = \tau_1^{\text{II}} - t_h = 80 - 60 = 20^\circ \text{C}$;

$\Delta t_{\text{m}}^{\text{I}}$ – менша різниця температур між нагріваючим теплоносієм і тим, який нагрівається, в другому ступені теплообмінника, $\Delta t_{\text{m}}^{\text{II}} = \tau_2^{\text{II}} - t_h^{\text{I}} = 55 - 37 = 18^\circ \text{C}$;

- 12) середня температура нагріваючого теплоносія в I ступені теплообмінника:

$$t_{\text{cp}}^{\text{I}} = \frac{\tau_2^{\text{II}} + \tau_2^{\text{I}}}{2} = \frac{55 + 17}{2} = 36^\circ \text{C};$$

- 13) середня температура теплоносія, який нагрівається, в I ступені теплообмінника:

$$t_{\text{cp}}^{\text{II}} = \frac{t_c + t_h^{\text{I}}}{2} = \frac{2 + 37}{2} = 19,5^\circ \text{C};$$

- 14) середня температура нагріваючого теплоносія в II ступені теплообмінника:

$$t_{\text{cp}}^{\text{II}} = \frac{\tau_1^{\text{II}} + \tau_2^{\text{II}}}{2} = \frac{80 + 55}{2} = 67,5^\circ \text{C};$$

- 15) середня температура теплоносія, що нагрівається, в II ступені теплообмінника:

$$t_{\text{cp}}^{\text{III}} = \frac{t_h^{\text{I}} + t_h^{\text{II}}}{2} = \frac{37 + 60}{2} = 48,5^\circ \text{C};$$

- 16) співвідношення кількості ходів в теплообміннику I ступеня для нагріваючого теплоносія X_1 і такого, який нагрівається, X_2 за формулою (4.3), приймаючи втрати тиску теплоносія, що нагрівається, $\Delta P_{\text{н}} = 100$ кПа та нагріваючого теплоносія $\Delta P_{\text{гр}} = 40$ кПа:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{68 \cdot 10^3}{62,5 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 19,5}{1000 - 36} = 0,77.$$

Співвідношення ходів не перевищує 2, відповідно приймаємо симетричне компонування теплообмінника.

- 17) за значенням оптимальної швидкості теплоносія, який нагрівається, $w_{\text{опт}} = 0,4$ м/с, потрібна кількість каналів за формулою (4.4):

$$m_{\text{н}} = \frac{68 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 19,3; \text{ приймаємо } 20 \text{ каналів};$$

- 18) загальна площа поперечного перерізу каналів в пакеті по ходу нагріваючої води і тієї, яка нагрівається, за формулою (4.5):

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{н}} = 20 \cdot 0,00245 = 0,049 \text{ м}^2;$$

- 19) фактична швидкість нагріваючої води і тієї, що нагрівається, за формулами (4.6) та (4.7):

$$w_{\text{тр}} = \frac{62,5 \cdot 10^3}{0,049 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 0,35 \text{ м/с},$$

$$w_{\text{н}} = \frac{68 \cdot 10^3}{0,049 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 0,385 \text{ м/с}.$$

Розрахунок першого ступеня теплообмінника:

- а) коефіцієнт тепловіддачі α_1 , Вт/(м²·°C), від нагрівачого теплоносія до стінки пластини за формулою (4.8), де коефіцієнт A_k приймається за таблицею 4.1 $A_k = 0,492$:
 $\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 36 - 0,63 \cdot 36^2] \cdot 0,35^{0,73} = 8585 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$;

- б) коефіцієнт тепловіддачі α_2 , Вт/(м²·°C), від стінки пластини до теплоносія, що нагрівається, за формулою (4.9):

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 [23000 + 283 \cdot 19,5 - 0,63 \cdot 19,5^2] \cdot 0,385^{0,73} = 8040 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$
;

- в) коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²·°C), за формулою (4.10), приймаючи $\beta = 0,8$:

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{8585} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8040}} = 2637 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)},$$

де $\delta = 1$ мм; $\lambda = 16$ Вт/(м·°C) для нержавіючої сталі;

- г) потрібна площа поверхні нагрівання $F_{\text{тр}}$ за формулою (4.11):

$$F_{\text{тр}} = \frac{2,77 \cdot 10^6}{2637 \cdot 16,5} = 63,7 \text{ м}^2;$$

- д) кількість ходів в теплообміннику X за формулою (4.12):

$$X = \frac{63,7 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 2,68; \text{ приймаємо } 3 \text{ ходи};$$

- е) дійсна поверхня нагріву I ступеня теплообмінника за формулою (4.13):

$$F^1 = (2 \cdot 20 \cdot 3 - 1) \cdot 0,6 = 71,4 \text{ м}^2,$$

де $f_{\text{пл}}$ – площа поверхні теплообміну пластини, $f_{\text{пл}} = 0,6$ м² (табл. 4.1).

- ж) втрати тиску в I ступені теплообмінника з нагрівачою водою за формулою (4.15), приймаючи $\varphi = 1$ та $B_k = 3$ за таблицею 4.1:

$$\Delta P_{\text{тр}}^1 = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 36) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 3 = 43,2 \text{ кПа}.$$

Розрахунок другого ступеня теплообмінника:

- а) коефіцієнт тепловіддачі α_1 , Вт/(м²·°C), від нагрівачого теплоносія до стінки пластини за формулою (4.8), де коефіцієнт A_k приймається за таблицею 4.1 $A_k = 0,492$:
 $\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 67,5 - 0,63 \cdot 67,5^2] \cdot 0,35^{0,73} = 10405 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$;

- б) коефіцієнт тепловіддачі α_2 , Вт/(м²·°C), від стінки пластини до теплоносія, який нагрівається, за формулою (4.9):

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 48,5 - 0,63 \cdot 48,5^2] \cdot 0,385^{0,73} = 10020 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$
;

- в) коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²·°C), визначають за формулою (4.10), приймаючи $\beta = 0,8$:

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{10405} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{10020}} = 3096 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)},$$

де $\delta = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$; $\lambda = 16 \text{ Вт/(м}^\circ\text{С)}$ для нержавіючої сталі;

г) потрібна площа поверхні нагрівання $F_{\text{тр}}$ за формулою (4.11):

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,8 \cdot 10^6}{3096 \cdot 19} = 30,6 \text{ м}^2;$$

д) кількість ходів в теплообміннику X за формулою (4.12):

$$X = \frac{30,6 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 1,3; \text{ приймаємо } 2 \text{ ходи};$$

е) дійсна поверхня нагрівання II ступеня теплообмінника за формулою (4.13):

$$F^{\text{II}} = (2 \cdot 20 - 1) \cdot 0,6 = 47,4 \text{ м}^2,$$

де $f_{\text{пл}}$ – площа поверхні теплообміну пластини, $f_{\text{пл}} = 0,6 \text{ м}^2$ (табл. 4.1);

ж) втрати тиску в II ступені теплообмінника нагріваючою водою за формулою (4.15), приймаючи $\varphi = 1$ та $B_k = 3$ за таблицею 4.1:

$$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{II}} = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 67,5) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 2 = 26,4 \text{ кПа};$$

з) втрати тиску в обох ступенях теплообмінника для теплоносія, який нагрівається, приймаючи $\varphi = 1,5$, при проходженні максимальної секундної витрати води на гаряче водопостачання g_h за формулою (4.14):

$$\Delta P_{\text{н}}^{\text{I+II}} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 31) \cdot 0,44^{1,75} \cdot 5 = 164 \text{ кПа},$$

$$\text{де } t_{\text{ср}}^{\text{н}} = \frac{t_h + t_c}{2} = \frac{60 + 2}{2} = 31^\circ\text{С}; \quad w_{\text{н}} = \frac{g_h}{f_{\text{н}} \cdot \rho} = \frac{21,6}{0,049 \cdot 1000} = 0,44 \text{ м/с}, \quad g_h - \text{максималь-}$$

на розрахункова секундна витрата води на гаряче водопостачання $g_h = 21,6 \text{ л/с}$; $f_{\text{н}}$ – загальна площа поперечного перерізу каналів в пакеті по ходу води, що нагрівається, $f_{\text{н}} = 0,049 \text{ м}^2$; ρ – густина води, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

В результаті розрахунку приймаємо два теплообмінники гарячого водопостачання (I і II ступеня) розбірної конструкції (Р) з пластинами типу 0,6р, товщиною 1,0 мм, із сталі (виконання 01) на двоопорній рамі (виконання 2К) з ущільнюючими прокладками із гуми (умовне позначення – 10). Поверхня нагріву I ступеня – $71,4 \text{ м}^2$, II ступеня – $47,4 \text{ м}^2$.
Схема компоновання I ступеня:

$$Cx \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

схема компоновання II ступеня:

$$Cx \frac{20 + 20}{21 + 20};$$

в чисельнику число каналів в кожному ході для нагріваючої води, в знаменнику – число каналів в кожному ході для теплоносія, який нагрівається.

Умовне позначення теплообмінника:

$$\text{I ступеня } P0,6p-1,0-71,4-2K-01-10 \quad Cx \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20},$$

$$\text{II ступеня } P0,6p-1,0-47,4-2K-01-10 \quad Cx \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

Контрольні запитання і завдання

1. Які функції здійснюються в теплових пунктах?
2. Поясніть різницю між індивідуальними та центральними тепловими пунктами.
3. Наведіть схеми індивідуальних та центральних теплових пунктів.
4. Як здійснюється вибір схем приєднання систем теплоспоживання до теплових пунктів?
5. Поясніть переваги пластинчастих теплообмінників.
6. Які функції повинна забезпечити автоматизація теплових пунктів?
7. Як здійснюється облік теплоти в тепловому пункті?
8. Накресліть та поясніть схеми приєднань споживачів до парових мереж.

5. КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

5.1. Трубопроводи та арматура

Визначення категорії трубопроводів, вибір труб, арматури, обладнання та деталей трубопроводів, а також розрахунок на міцність та визначення навантажень на опори трубопроводів та будівельні конструкції повинні виконуватись за робочими параметрами теплоносія (тиску та температури). Робочий тиск для подавального і зворотного трубопроводів водяних теплових мереж приймається рівним найбільшому тиску в подавальному трубопроводі при роботі мережних насосів із врахуванням рельєфу місцевості (не враховуючи втрат тиску), але не менш за 1,0 МПа, а для теплових мереж, які мають теплову потужність 1000 МВт і більше – не менше за 1,7 МПа для труб діаметром $D_v \geq 500$ мм. Робоча температура приймається рівною температурі води в подавальному трубопроводі при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення. Робочий тиск для подавального і циркуляційного трубопроводів мереж гарячого водопостачання приймається за найбільшим тиском в подавальному трубопроводі при роботі насоса із врахуванням рельєфу місцевості, а робоча температура – 75°C. Робочий тиск і температура приймаються однаковими для всього трубопроводу незалежно від його довжини до установок, що змінюють параметри теплоносія (водяні підігрівачі, насосні установки, регулятори тиску та температури і ін.).

Труби є найбільш відповідальним елементом теплових мереж, тому до них висуваються такі вимоги:

- достатня механічна міцність та герметичність при відповідних тисках і температурах теплоносія;
- невеликий коефіцієнт лінійного подовження, що забезпечує низькі термічні напруження при змінних температурних режимах;
- антикорозійна стійкість;
- значний термічний опір теплової ізоляції труб, що відповідає збереженню теплоти та температури теплоносія;
- незмінні властивості матеріалу труб при довгостроковій дії високих температур та тисків;
- мала шорсткість внутрішньої поверхні труб;
- відсутність ерозії внутрішньої поверхні труб;
- еластичність та стійкість проти термічних напружень при змінному тепловому режимі;
- простота, надійність, герметичність з'єднань окремих елементів трубопроводів;
- невелика вартість, простота монтажу, транспортування та зберігання труб.

Всі відомі типи труб не відповідають одночасно всім вищезазначеним вимогам. Неметалеві труби із полімерних матеріалів (поліетилен та поліпропілен) мають високу антикорозійну стійкість та малу шорсткість внутрішньої поверхні, але вони мають великий коефіцієнт температурних подовжень та обмеження за температурою та тиском теплоносія. Тому для спорудження теплових мереж найчастіше використовують сталеві

труби зі спокійної сталі. Для теплових мереж переважно використовують сталеві прямошовні електрозварні або безшовні труби.

Товщини стінок труб для теплових мереж визначають за допомогою розрахунку на міцність залежно від параметрів теплоносія, типу труб та марок сталі. Слід приймати трубу з найближчою більшою стандартною товщиною стінки, порівнюючи з розрахунковим значенням.

Для теплових мереж гарячого водопостачання після центрального теплового пункту в закритих системах теплопостачання повинні використовуватись оцинковані водогазопровідні, емальовані сталеві труби або неметалеві труби із полімерних матеріалів. Для трубопроводів теплових мереж при робочому тиску пари 0,07 МПа та нижче, температурі води 115°C та нижче і тиску до 1,6 МПа включно допускається використовувати неметалеві труби.

Для теплових мереж повинні використовуватися переважно деталі та елементи трубопроводів, які виготовляються в заводських умовах. Арматура, що використовується на теплових мережах, поділяється на запірну, регулюючу, дроселюючу та контрольно-вимірювальну. До основної арматури, яка найбільш широко використовується безпосередньо на трасі теплових мереж, відносять запірну арматуру. Інші види арматури встановлюють, як правило, в теплових пунктах, на насосних та дросельних підстанціях. Основними типами запірної арматури теплових мереж є засувки, вентилі та шарові крани. Їх виготовляють зі сталі і чавуну з фланцевим або муфтовим приєднанням або з кінцевими ділянками для приварювання до труб різних діаметрів.

На виводах теплових мереж від джерела теплоти та на вводах в теплові пункти потрібно передбачати сталеву запірну арматуру. На трубопроводах теплових мереж допускається використовувати арматуру з латуні та бронзи. Не допускається використовувати на трубопроводах теплових мереж, крім теплових пунктів та мереж гарячого водопостачання, арматуру:

- з сірого чавуну в районах з розрахунковими температурами зовнішнього повітря для проектування опалення нижче – 10°C;
- з ковкого чавуну в районах з розрахунковою температурою для проектування опалення нижче – 30°C;
- на спускних та дренажних пристроях використовувати арматуру з сірого чавуну не допускається.

При встановленні чавунної арматури на теплових мережах потрібно передбачати її захист від згинаючих зусиль. Використовувати запірну арматуру в якості регулюючої забороняється.

Запірну арматуру на теплових мережах передбачають:

- на всіх виводах трубопроводів теплових мереж з джерела теплоти незалежно від параметрів теплоносія та діаметра трубопроводу;
- на трубопроводах водяних теплових мереж $D_y \geq 100$ мм на відстані не більше 1000 м (секційні засувки) з влаштуванням перемички між подавальним і зворотним трубопроводом;

- у вузлах відгалужень на мережних трубопроводах $D_y \geq 100$ мм, а також у вузлах відгалужень на трубопроводах до окремих будівель.

Засувки та затвори $D_y \geq 500$ мм слід приймати з електроприводом. При автоматизації систем теплопостачання запірну арматуру з електроприводом передбачають при будь-якому діаметрі.

Труби та арматуру вибирають з сортаменту труб та арматури, який випускає промисловість, залежно від умовного тиску, робочих (розрахункових) параметрів теплоносія та навколишнього середовища.

5.2. Опори трубопроводів

Опорні конструкції трубопроводів теплової мережі за призначенням поділяють на рухомі і нерухомі.

Рухомі опори підтримують трубопровід у горизонтальному стані та забезпечують вільний рух трубопроводу на будівельних конструкціях внаслідок температурних подовжень. Рухомі опори використовують при всіх способах прикладання, крім безканального. За принципом вільного переміщення рухомі опори поділяють на ковзні (рис. 5.1), опори кочення (рис. 5.2) і підвісні (рис. 5.3). Опори кочення розрізняють як коткові, роликові та кулькові. Ковзні, коткові та роликові опори вільно опираються на несучі будівельні конструкції, їх використовують при прокладанні трубопроводів на прямолінійних ділянках. Кулькові опори використовують при горизонтальних переміщеннях під кутом до осі траси, при прокладанні трубопроводів в прохідних каналах, на кронштейнах та на окремо розташованих опорах. Підвісні опори використовують при надземному прокладанні водяних теплових мереж невеликих діаметрів. Підвісні пружинні опори використовують в місцях, де існують вертикальні переміщення. Підвісні опори використовують на ділянках з гнучкими компенсаторами та на ділянках самокомпенсації. Допустиму відстань між рухомими опорами (дод. 17) визначають з урахуванням міцності і допустимого прогину труби в середині прольоту при найбільш несприятливих режимах роботи теплової мережі. Напруження, які виникають в найбільш слабкому перерізі, не повинні перевищувати допустимих, які визначаються залежно від діаметра трубопроводу [3, 20, 36]. На кутах повороту труб відстань між рухомими опорами рекомендується приймати не більше, ніж 67% від допустимої відстані на прямій ділянці, на кінцевих ділянках та на П-подібних компенсаторах – не більше, ніж 80% від допустимої [14]. При безканальному прокладанні рухомі опори не встановлюють.

Нерухомі опори використовують для того, щоб поділити трубопроводи теплової мережі на незалежні ділянки за сприйманням зусиль від температурних деформацій та внутрішнього тиску. Розміщують нерухомі опори між компенсаторами та ділянками трубопроводів з природною компенсацією температурних подовжень. Нерухоме закріплення трубопроводів виконують за допомогою нерухомих опор різних конструкцій залежно від способу прокладання теплових мереж.

Лобові нерухомі опори використовують в теплофікаційних камерах та прохідних каналах. Будівельні конструкції, в які впирається опора, виконують із швелерів, які закріплюють в перекритті та днищі споруди. Щитові нерухомі опори (рис. 5.4) викорис-

товують для нерухомого закріплення труб в камерах, непрохідних каналах та при безканальному прокладанні. Осьові зусилля трубопроводів через щитові опори передаються на днище та стінки каналу, а при безканальному прокладанні – на вертикальну площу ґрунту. Хомутові та бугельні нерухомі опори використовують для закріплення труб, які прокладають надземно на залізобетонних і металевих опорах, а також на кронштейнах [3, 12, 14, 27, 34, 36].

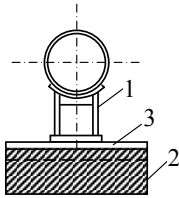


Рис. 5.1. Типова ковзна опора

1 – башмак (або корпус опори); 2 – опорна подушка з неармованого бетону; 3 – металева прокладка

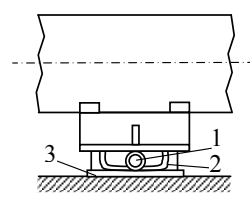
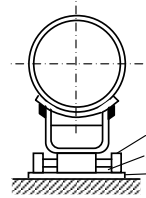
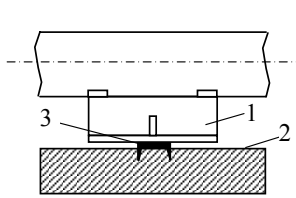


Рис. 5.2. Типова коткова опора

1 – коток; 2 – спрямовуюча планка; 3 – опорний лист

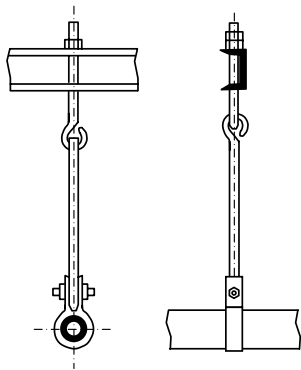


Рис. 5.3. Підвісна опора

Допустима відстань між нерухомими опорами визначається такими умовами:

- діаметром і товщиною стінки труби, які характеризують несучу здатність трубопроводу;
- параметрами та видом теплоносія;
- способом компенсації температурних подовжень;
- ухилом трубопроводу;
- способом прокладання теплових мереж.

Трубопроводи водяних теплових мереж мають значно більшу вагу, ніж трубопроводи парових мереж, тому відстань між опорами для паропроводів більша, ніж для водяних теплових мереж. Сальникові компенсатори дуже чутливі до перекосів та вигинів трубопроводів, усунення яких досягається більш частим встановленням опор. Ухили трубопроводів зменшують вертикальну складову навантаження, що сприяє збільшенню допустимої відстані між опорами.

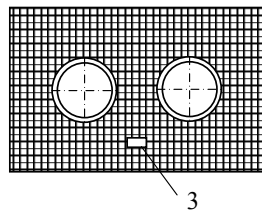
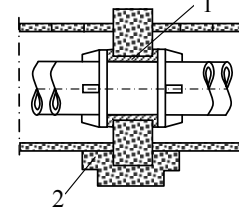


Рис. 5.4. Щитова нерухома опора

1 – азбест; 2 – бетон; 3 – дренажний отвір



При визначенні допустимої відстані між рухомими опорами трубопровід розглядають як багатопролітну нерозрізну балку, в якій максимальний згинаючий момент над опорою визначають за формулою:

$$M_o = \frac{g_n \ell^2}{12}, \quad (5.1)$$

де g_n – питоме навантаження на 1 м довжини трубопроводу, Н/м;

ℓ – відстань між опорами, м.

Питоме навантаження на трубопровід складається з вертикального навантаження від маси трубопроводу, теплоносія, ізоляції, ґрунту (для безканального прокладання) і снігу (для надземного прокладання) та горизонтального навантаження від вітру при надземному прокладанні, а також від ґрунту при безканальному прокладанні [12, 20, 34].

Допустиму відстань між опорами визначають з умови міцності та допустимого прогину труби на середині прольоту для найбільш складних режимів роботи трубопроводу теплової мережі, при якому в найбільш слабкому перерізі (зварному стику) напруження не повинні перевищувати допустимі.

Допустиму відстань між опорами визначають, враховуючи, що $M_o \leq [\sigma_n]W$, за формулою:

$$\ell \leq \sqrt{\frac{12[\sigma_n]W}{g_n}}, \quad (5.2)$$

де $[\sigma_n]$ – допустиме згинаюче напруження, Па;

W – момент опору трубопроводу, м².

Допустиме напруження згинання $[\sigma_n]$ приймається залежно від типу труби, способу прокладання та компенсації температурних подовжень.

Відстань між нерухомими опорами залежить від компенсуючих можливостей компенсаторів. В додатку 18 наведені відстані між нерухомими опорами, які рекомендовані практикою експлуатації теплових мереж із врахуванням компенсуючих можливостей сальникових компенсаторів та допустимих напружень гнучких П-подібних компенсаторів для трубопроводів теплових мереж, які прокладаються в каналах та надземно.

Нерухомі опори встановлюють на відгалуженнях трубопроводів в точках розміщення запірної арматури, сальникових компенсаторів. На ділянках з П-подібними компенсаторами нерухомі опори потрібно розміщувати посередині ділянки між компенсаторами. Максимальна несиметричність при розміщенні П-подібного компенсатора на ділянці з довжиною ℓ допускається не більше $0,6 \ell$.

Осьові зусилля діють на нерухомі опори зліва та справа. Залежно від напрямку зусилля частково врівноважуються або складаються. Зусилля, які діють на нерухомі опори, складаються з невірноважених зусиль від внутрішнього тиску, реакції рухомих опор та реакції компенсаторів температурних подовжень. Вибір нерухомих опор здійснюється за результуючими зусиллями. Розрахунки результуючих зусиль наведені в [3, 20, 27, 36].

5.3. Компенсатори

Нерухоме закріплення трубопроводів запобігає їх довільному зміщенню при температурних подовженнях. Але при відсутності пристроїв, які сприймають подовження трубопроводів між нерухомими опорами, виникають великі напруження, які здатні деформувати і руйнувати труби. Компенсація температурних подовжень труб виконується за допомогою пристроїв, які за принципом дії поділяють на дві групи:

- радіальні або гнучкі пристрої, які сприймають подовження шляхом згинання або кручення криволінійних ділянок труб чи шляхом згинання спеціальних еластичних вставок різної форми (природні);
- осьові пристрої ковзного та пружного типів, які сприймають подовження шляхом телескопічного переміщення труб або шляхом стиснення пружних вставок (штучні).

Теплове подовження трубопроводу між нерухомими опорами визначають за формулою:

$$\Delta l = \alpha_l \ell (\tau_{\max} - t_0), \quad (5.3)$$

де ℓ – відстань між нерухомими опорами, м;

τ_{\max} – максимальна температура теплоносія, °С;

t_0 – температура навколишнього середовища, °С;

α_l – коефіцієнт лінійного подовження трубопроводу, для сталевого $\alpha_l = 1,2 \cdot 10^{-5}$ м/(м·°С).

Для безаварійної роботи теплових мереж необхідно, щоб компенсатори були розраховані на максимальне подовження трубопроводу. Виходячи з цього, при розрахунку подовжень температура теплоносія приймається максимальною, а температура навколишнього середовища – мінімальною.

Якщо не передбачити компенсацію подовжень трубопроводів, то на ділянці, яка закріплена з двох сторін нерухомими опорами, виникає напруження стиснення, яке визначається за законом Гука:

$$\sigma = E \frac{\Delta l}{\ell} = \alpha_l E (\tau_{\max} - t_m), \quad (5.4)$$

де E – модуль подовжньої пружності, дорівнює $2 \cdot 10^5$ МПа;

$\Delta l / \ell$ – відносне подовження;

τ_{\max} – температура теплоносія, °С;

t_m – температура зовнішнього повітря при монтажі трубопроводу, °С.

Наприклад, при $\tau_{\max} = 150^\circ\text{C}$; $t_m = 0^\circ\text{C}$ напруження становить $\sigma = 360$ МПа, що значно перевищує допустиме напруження $[\sigma] = 100\text{-}150$ МПа.

Зусилля, що діє на нерухому опору при відсутності компенсатора, дорівнює:

$$P = \sigma \cdot f_{\text{ст}} = E \frac{\Delta l}{\ell} \cdot f_{\text{ст}}, \quad (5.5)$$

де $f_{\text{ст}}$ – площа перерізу стінки труби, м². Наприклад, для труби діаметром $d_3/d_b = 326/310$ мм, $f_{\text{ст}} = 0,008$ м², а зусилля $P = 2,88$ МН.

Найбільш розповсюджені гнучкі компенсуючі пристрої. Найпростіша компенсація досягається шляхом природної здатності гнучких кутів повороту трубопроводу

від 90 до 130° так званих Г-подібних компенсаторів. При розміщенні Г-подібних компенсаторів в каналах необхідно забезпечити проміжок між стінками каналу та зовнішньою поверхнею ізолюваного трубопроводу, який дозволяє вільні переміщення плечей компенсатора. Для природної компенсації можуть використовуватись підйом та опускання траси теплової мережі. До штучної компенсації теплових подовжень слід звертатись тільки тоді, коли вичерпані всі можливості використання природної компенсації.

Г-подібні компенсатори утворюються вигином трубопроводу у вигляді літери Г при куті між двома плечима не більше за 130°. Розрахунок конструкції Г-подібного компенсатора зводиться до визначення довжини короткого плеча, яка необхідна для компенсації подовження довгого плеча. При теплових подовженнях кут компенсатора не повинен упиратися в стінку каналу, бо це може викликати защемлення трубопроводу. Тому при значній довжині плеча кутову частину каналу виконують із залізобетонних лотків більших розмірів.

Рекомендується приймати відношення довжини короткого плеча до довжини довгого плеча не більше, ніж 1 до 3. Перевірка довжини плечей Г-подібного компенсатора при складанні монтажної схеми виконується за результатами розрахунку напруження, яке виникає в трубі, та сили реакції компенсатора. Суму плечей Г-подібного компенсатора приймають не більше, ніж 60% від максимально допустимої відстані між нерухомими опорами при використанні П-подібних компенсаторів (дод. 18).

Перевагою гнучких компенсаторів є те, що вони не потребують обслуговування, а недоліком – підвищений гідравлічний опір, збільшення довжини труб та великі габарити, які перешкоджають їх використанню в міських умовах, коли навколо теплових мереж прокладено багато інших інженерних комунікацій.

На прямолінійних ділянках теплових мереж можливо використовувати природні компенсатори різної конфігурації для компенсації теплових подовжень труб. Найбільш розповсюджені П-подібні та Z-подібні компенсатори зі зварними та гнутими колінами. Для збільшення компенсуючої здатності П-подібних компенсаторів використовують попереднє розтягування (рис. 5.5). При цьому при температурному подовженні компенсатор спочатку набуває ненапруженого стану, а потім в ньому виникає згинаюче напруження з протилежним знаком. Внаслідок попереднього розтягування компенсуюча здатність компенсатора зростає вдвічі, якщо порівнювати з компенсатором без попереднього розтягування.

Розрахунок гнучких компенсаторів полягає у визначенні зусиль та максимальних напружень, які виникають в небезпечних перерізах, у виборі довжин ділянок трубопроводів, які закріплені між нерухомими опорами, та геометричних розмірів компенсаторів, а також знаходження значення зміщення при компенсації температурних подовжень. Напруження в небезпечному перерізі визначається із врахуванням сумарної дії зусиль, які виникають внаслідок температурних подовжень, внутрішнього тиску теплоносія, вагового та інших навантажень. Сумарні напруження не повинні перевищувати допустимого значення для матеріалу труб.

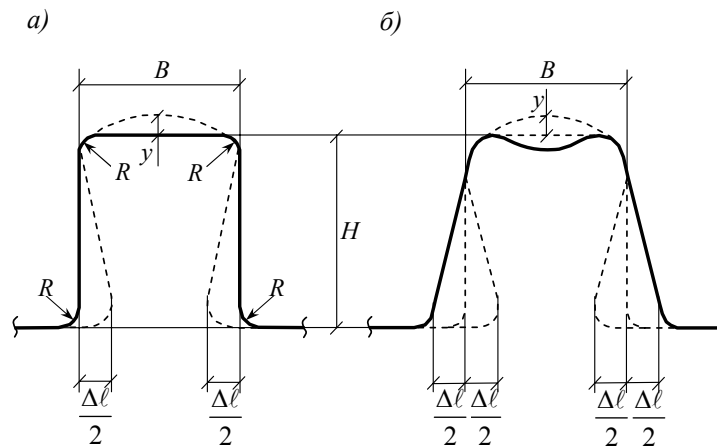


Рис. 5.5. Схема роботи П-подібного компенсатора
(а) без попереднього розтягування; (б) з попереднім розтягуванням

Так, при робочому тиску $P_p = 1,6$ МПа та температурі $t'_{1,0} = 150^\circ\text{C}$ допустимі компенсаційні напруження для розрахунку ділянок природної компенсації дорівнюють 80 МПа, а для гнучких компенсаторів – 110 МПа для теплових мереж, які прокладені надземно або в каналах.

Там, де використання самокомпенсації неможливе (не допускається зміна напрямку траси трубопроводів), слід використовувати П-подібні компенсатори, сальникові або лінзові компенсатори. Зазвичай віддають перевагу використанню П-подібних компенсаторів, тому що вони безаварійні та не потребують нагляду, однак вони займають багато місця, і тому їх використання є не завжди можливим.

До осьових компенсаторів відносять сальникові, лінзові та сільфонні компенсатори. Лінзові та сільфонні компенсатори відносять до пружних осьових компенсаторів. До осьових компенсаторів ковзного типу відносять сальникові компенсатори (рис. 5.6).

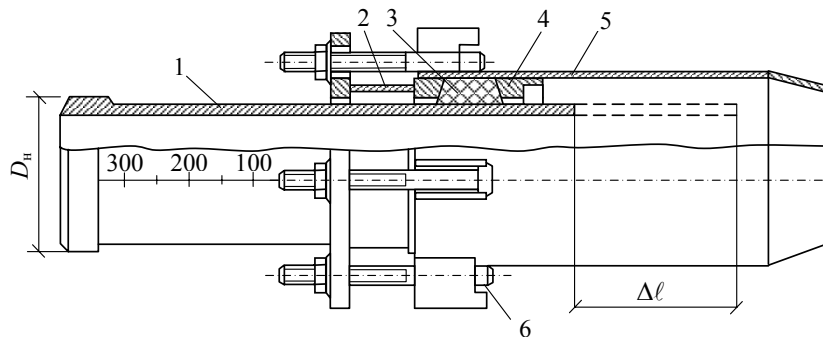


Рис. 5.6. Сальниковий компенсатор
1 – стакан; 2 – ґрундбукса; 3 – сальникова набивка; 4 – упорне кільце; 5 – корпус; 6 – болти

В сальникових компенсаторах температурні деформації труб призводять до переміщення стакана компенсатора в корпусі, де для герметизації розміщується сальникова набивка, яка виконана з азбестового прографіченого шнура або термостійкої гуми. На-

бівка в процесі роботи втрачає пружність і потребує періодичної заміни. В каталогах подано максимальну компенсуючу здатність компенсатора. Реальну компенсуючу здатність приймають на 50 мм меншою за максимальну. Основна позитивна властивість сальникових компенсаторів – це компактність (малі габарити) та низький гідравлічний опір, внаслідок чого їх широко використовують в теплових мережах, особливо при підземному прокладанні. При монтажі сальникового компенсатора потрібно вивіряти осьову лінію для запобігання перекосів, які порушують роботу компенсатора. Сальникові компенсатори потребують постійного нагляду, тому для їх обслуговування потрібно споруджувати теплофікаційні камери великих розмірів.

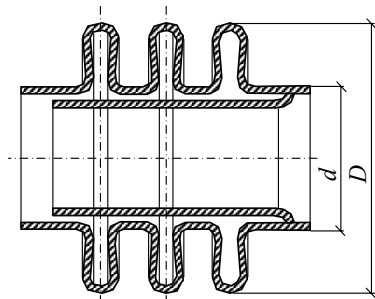


Рис. 5.7. Лінзовий (сильфонний) компенсатор

В лінзових компенсаторах (рис. 5.7) при температурних подовженнях трубопроводів виникає стиснення спеціальних пружних лінз (хвиль). Лінзи виготовляють з листової сталі або штампованих напівлінз шляхом зварювання. Лінзові (сильфонні) компенсатори мають невелику компенсуючу здатність та велику осьову реакцію. До переваг лінзових компенсаторів відносять те, що вони не потребують обслуговування і дозволяють деякі зміщення від осі трубопроводу. Сучасні конструкції осьових сильфонних компенсаторів використовують при безканалному прокладанні

попередньоізольованих трубопроводів (рис. 5.8).

Для обслуговування сальникових і сильфонних компенсаторів та запірно-регулюючої арматури при підземному прокладанні теплової мережі влаштовують теплофікаційні камери, які виконують з цегли, монолітного або збірного залізобетону. Розміри камер залежать від діаметрів трубопроводів і обладнання, яке встановлене в камері.

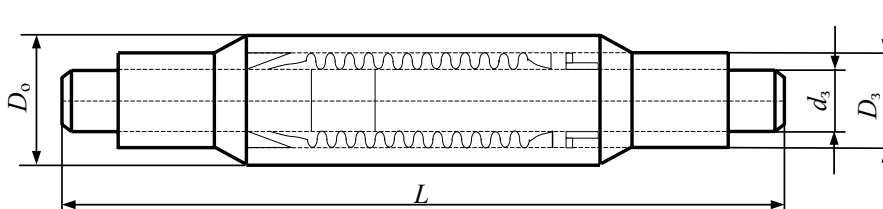


Рис. 5.8. Компенсатор осьовий для попередньоізольованих трубопроводів

5.4. Конструювання трубопроводів

Сучасні трубопроводи теплових мереж виконують переважно з металевих труб, які з'єднані між собою зварюванням. Трубопроводи з поліетилену не знайшли широкого використання внаслідок значних обмежень по температурі та великого коефіцієнта температурного подовження. Тому трубопроводи з поліетилену доцільно використовувати тільки для прокладання теплових мереж гарячого водопостачання, вода в яких має невисоку температуру, до того ж вона має значну корозійну активність. До конструкції

трубопроводу входять також різні пристрої, що призначені для розподілення теплоносія по споживачах та поліпшення обслуговування трубопроводу під час експлуатації. Правильне конструювання елементів теплових мереж та розміщення арматури є головною умовою надійної експлуатації систем тепlopостачання.

Магістральні теплові мережі поділяють на ділянки за допомогою секційних засувок з перемичками між подавальним та зворотним трубопроводами. Перемички виставляють із труб діаметром, не меншим, ніж 0,3 діаметра магістральної труби, та встановлюють біля секційних засувок. На перемичці розташовують дві засувки з контрольним вентилям між ними. Перемички використовують для циркуляції води при аварійних відключеннях мереж та для заповнення трубопроводів водою в пусковий період. За допомогою вентилів для спуску води та випуску повітря на перемичці прискорюється злив води та випуск повітря перед підготовкою до пуску.

Запірна арматура на відгалуженнях потрібна для відключення споживачів та розподілення теплоносіїв. Запірна арматура передбачається на всіх відгалуженнях парових та водяних мереж з діаметром більше 100 мм, а також на всіх відгалуженнях до окремих будівель.

Для покращення спуску води та випуску повітря з трубопроводів їх прокладають з ухилом в будь-який бік не менше, ніж на 0,002 (2 промілі). На паропроводах мінімальний ухил приймається 0,002 в напрямку руху пари та 0,01 в напрямку проти руху пари.

Дренажні пристрої розміщують в нижчих точках трубопроводу для спуску води за встановлену норму часу, тому діаметри спускних пристроїв залежать від діаметра трубопроводу теплової мережі, довжини та ухилу ділянки, з якої здійснюється дренаж. Вода, яку зливають з теплової мережі, повинна відводитись у водостоки або каналізацію. Встановлення вентилів для випуску повітря у верхніх точках теплової мережі обов'язкове, бо їх відкриття прискорює випуск води з відключеної ділянки трубопроводу. Діаметр пристроїв для випуску повітря залежить від діаметра трубопроводу. Значення діаметрів пристроїв для дренажу та випуску повітря наведено в [3, 20, 36].

Дренаж паропроводу потрібен для періодичного або безперервного відведення конденсату, який утворюється від перезволоження пари або при прогріванні холодних труб, у зв'язку з чим дренаж поділяють на пусковий та постійний зі скиданням або без скидання конденсату.

Пускові дренажі розміщують в усіх нижніх точках паропроводів, а також на прямих ділянках через 200 – 300 м при ухилі назустріч руху пари та через 400 – 500 м при попутному ухилі. Пусковий дренаж використовують під час прогрівання паропроводів в період їх пуску після монтажу та ремонту.

Постійні дренажі використовують при транспортуванні насиченої пари, а також на паропроводах перегрітої пари при витраті, яка різко змінюється. Постійні дренажі намагаються поєднувати з пусковими, які розташовані в нижніх точках паропроводу.

При надземному прокладанні паропроводу відведення конденсату здійснюється в конденсатопроводи через конденсатовідвідники, які розташовують в спеціальних утеплених ящиках, які встановлені на естакаді або на землі. При підземному прокладанні паропроводу для відведення конденсату частіше використовують підпірні шайби.

Контрольні запитання і завдання

1. Які типи труб використовують в теплових мережах?
2. Опишіть конструкції нерухомих та рухомих опор.
3. Як визначається допустима відстань між нерухомими опорами?
4. Охарактеризуйте конструкції компенсаторів температурних подовжень, їх переваги та недоліки.
5. За якими принципами здійснюють конструювання трубопроводів теплових мереж?

6. ПРОКЛАДАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Теплові мережі за способом прокладання поділяють на *підземні* і *надземні*. Підземне прокладання виконують у непрохідних та прохідних каналах, в колекторах для прокладання інженерних комунікацій, технічних підпіллях і коридорах, а також безканально. Надземне прокладання виконується на окремо розташованих щоглах, низьких та високих опорах, на естакадах, між якими існують пролітні конструкції, на щоглах з підвішуванням труб на тяглах (вантова конструкція) та на кронштейнах. До особливої групи конструкцій відносять такі споруди, як мостові переходи, підводні переходи, тунельні переходи та переходи у футлярах.

В усіх випадках прокладання трубопроводів має забезпечити найбільшу надійність роботи систем тепlopостачання при найменших капітальних та експлуатаційних витратах. Спосіб прокладання теплової мережі залежить від призначення трубопроводів, вулично-дорожньої мережі, характеру рельєфу, категорії ґрунту, естетичних вимог тощо, його слід вибирати на основі техніко-економічних розрахунків варіантів.

У містах та інших населених пунктах слід передбачати підземне прокладання теплових мереж в каналах або безканально. Надземне прокладання використовується на майданчиках промислових підприємств та на території, що не підлягає забудові, а також при перетині перешкод (залізниць, річок, ярів, відкритих водостоків тощо).

6.1. Підземне прокладання теплових мереж в каналах

В теперішній час канали виконують із залізобетонних уніфікованих збірних деталей. Для захисту від ґрунтових і поверхневих вод зовнішню поверхню каналів покривають бітумом з обклейкою гідрозахисним рулонним матеріалом. Для збору і відведення рідини, що потрапляє в канали, передбачають ухил підлоги каналу не менше 0,002 (2 проміле) в одну сторону, де рідину збирають в приямки та відводять у водостік. Незважаючи на гідроізоляцію каналів, волога, що міститься в ґрунті, надходить крізь зовнішні стіни в канал і насичує повітря. При охолодженні вологого повітря водяні пари конденсуються та викликають зволоження ізоляції.

Прокладання теплових мереж в прохідних каналах забезпечує кращі умови для роботи, експлуатації і ремонту трубопроводів, однак, капітальні затрати на будівництво значно зростають. В зв'язку з цим їх спорудження доцільне тільки на найбільш відповідальних ділянках при прокладанні трубопроводів теплових мереж разом з іншими інженерними комунікаціями (рис. 6.1). Прохідні канали або колектори обладнують природною або примусовою вентиляцією для забезпечення температури повітря в каналі не вище 40°C при проведенні ремонтних робіт та не вище 50°C при роботі теплової мережі, а також електричним освітленням до 30 В і телефонним зв'язком. З метою збору вологи в нижчих точках траси встановлюють приямки, які обладнані насосами для відкачування води з автоматичним або дистанційним керуванням.

Габаритні розміри прохідних каналів (колекторів) визначають за умови вільного доступу до всіх елементів інженерних комунікацій для капітального ремонту без порушення каналів і дорожнього покриття. Встановлені вимоги до розміщення трубопроводів при їх прокладанні в прохідних каналах та мінімальні відстані в просвіті між

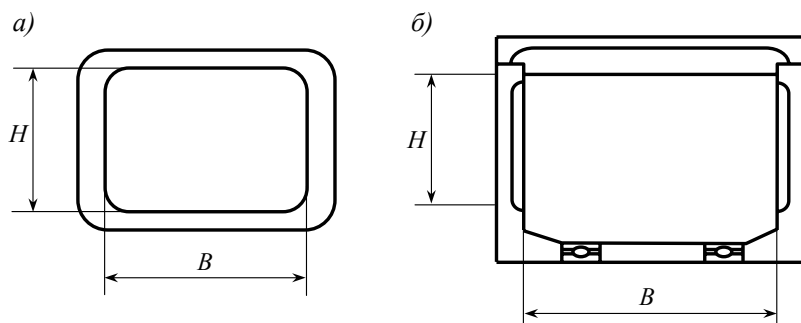


Рис. 6.1. Габаритні розміри колекторів
(а) з об'ємних секцій; (б) з окремих елементів

теплоізолюваними трубопроводами і будівельними конструкціями наведено в будівельних нормах [31]. Ширину проходу в каналі приймають не менше 700 мм, а висоту каналу не менше 2 м. В місцях розміщення значної кількості обладнання споруджують спеціальні розширення каналу або павільйони. Найчастіше прохідні канали виконують з об'ємних залізобетонних цільноформованих секцій з розмірами $B \times H$ (ширина і висота) – 1,5х1,9; 2,1х2,1; 2,5х2,5 і 3,0х3,2 м, які призначені для спорудження лінійної частини колекторів (рис. 6.2), а також з окремих залізобетонних елементів L-подібної форми, ребристих плит перекриття і плит підлоги для збірних колекторів з розмірами $B \times H$ – 3,6х2,1; 3,6х2,5; 3,6х3,2; 4,2х2,5; 4,2х3,2 м. З таких збірних елементів споруджують камери, кути поворотів, вузли і павільйони колекторів.

Непрохідні канали використовують для прокладання трубопроводів теплових мереж діаметром до 800 мм. Найбільш широко розповсюджені канали прямокутної форми із збірних залізобетонних лотків і плоских плит (рис. 6.2). Габаритні розміри непрохідних каналів вибирають залежно від відстані між трубопроводами та між поверхнею теплоізоляційної конструкції трубопроводів і каналу. Основні вимоги до розміщення трубопроводів при прокладанні в непрохідних каналах, а також мінімальні відстані в світлі між будівельними конструкціями і трубопроводами наведено в будівельних нормах [31]. Для зменшення відстані між трубопроводами обладнання на них встановлюють врозбіг.

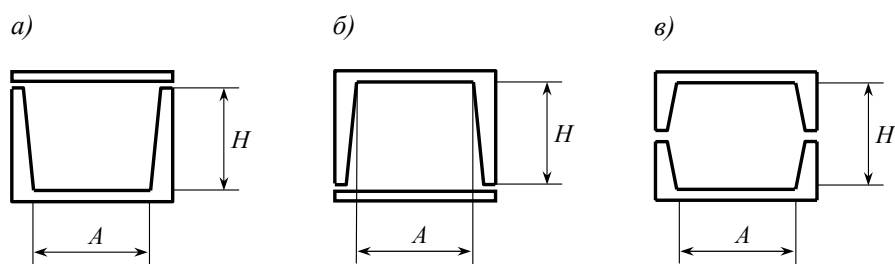


Рис. 6.2. Канали лотків
(а) марка КЛ; (б) марка КЛп; (в) марка КЛс

Непрохідні канали зі збірних залізобетонних виробів за конструктивним рішенням поділяють на три марки: КЛ, КЛп і КЛс (рис 6.2). Непрохідні канали марки КЛ збирають з лоткових елементів та перекривають плитами, канали марки КЛп – із лотко-

вих елементів, які опираються на плити, канали мереж КЛс – з нижніх і верхніх лоткових елементів. Номенклатура збірних залізобетонних виробів каналів складається із лоткових елементів та плит перекриття. Для прокладання теплових мереж рекомендується використовувати канали марки КЛп, тому що канали марок КЛ і КЛс ускладнюють проведення монтажних-зварювальних робіт.

При перетинанні трубопроводів теплових мереж різних інженерних комунікацій або природних перешкод використовують спеціальні конструкції, які забезпечують надійну та безпечну роботу всіх інженерних комунікацій і мінімальні затрати на спорудження теплової мережі. При перетині інженерних комунікацій нормуються відстані як по вертикалі, так і по горизонталі [31], які виключають їх взаємний негативний вплив. В міських умовах при підземному прокладанні теплових мереж перетинання з іншими інженерними комунікаціями виконують в футлярах, які виведені за межі перетину не менше, ніж на 2 м з кожного боку.

6.2. Надземне прокладання теплових мереж

Останнім часом використовують такі типи надземного прокладання:

- на окремо розташованих щоглах та опорах (рис. 6.3 а);

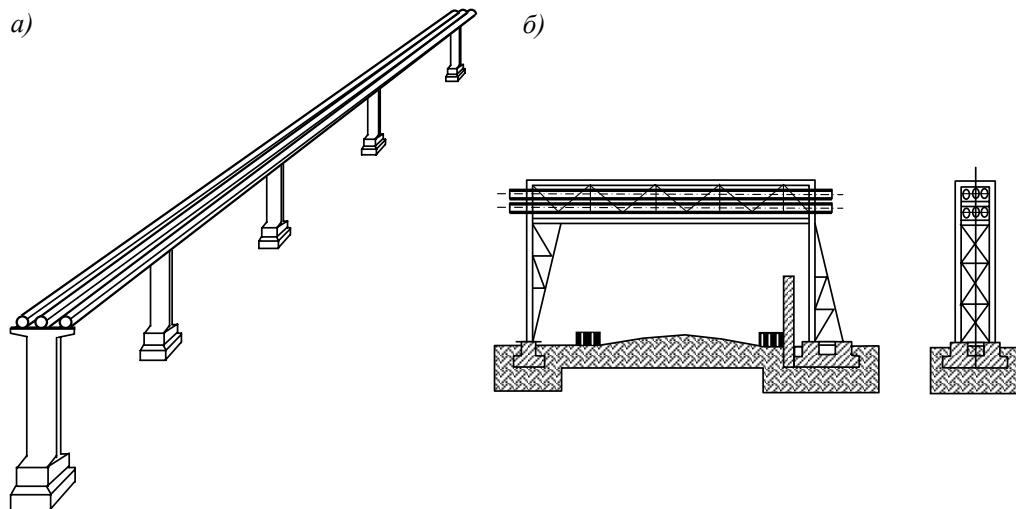


Рис. 6.3. Надземне прокладання трубопроводів
(а) на окремо розташованих опорах; (б) на естакадах

- на естакадах, між якими знаходяться прольотні конструкції у вигляді ферм або балок (рис. 6.3 б);
- на тяглах, які закріплені на щоглах (вантова конструкція) (рис. 6.4);
- на кронштейнах (рис. 6.5).

Для надземного прокладання використовують залізобетонні або металеві опори та щогли. Пролітні конструкції для естакад використовують металеві. Будівельні конструкції можуть бути одно-, дво- та багатоярусні.

Прокладання трубопроводів на окремо розташованих опорах (високих та низьких) та щоглах використовують при прокладанні невеликої кількості труб (дві-чотири). Існують типові конструкції окремо розташованих низьких і високих залізобетонних

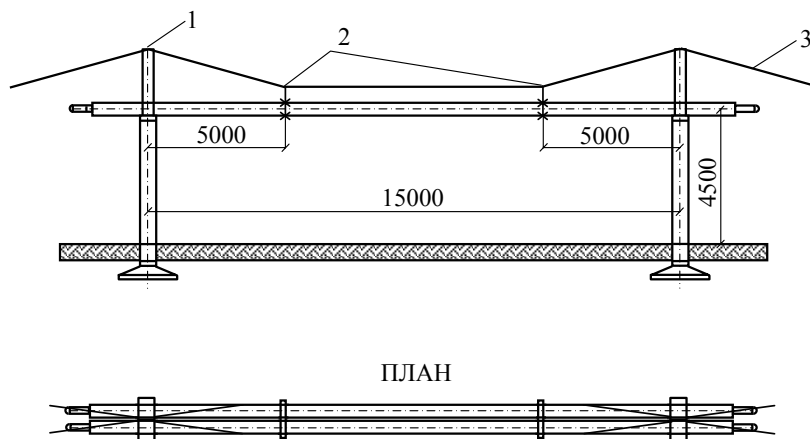


Рис. 6.4. Надземне прокладання трубопроводів на підвісних (вантових) конструкціях

1 – металева вершина; 2 – підвісні опори; 3 – тяга

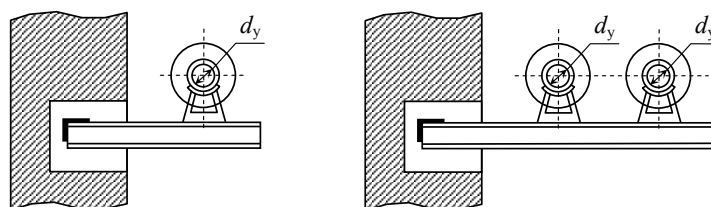


Рис. 6.5. Прокладання трубопроводів на кронштейнах

опор, які виконуються з однією стійкою у вигляді Т-подібної опори та з двома стійками або рамами у вигляді П-подібних опор. Для зменшення кількості опор трубопроводи великого діаметра використовують як несучу конструкцію для прокладання або підвішування на них трубопроводів малого діаметра, для прокладання яких потрібно частіше встановлювати опорні конструкції. При прокладанні трубопроводів на низьких опорах відстань між низом ізоляційної конструкції та поверхнею землі не повинна бути менша 0,35 м, якщо ширина всіх труб, які прокладаються, до 1,5 м та не менша 0,5 м, якщо ширина всіх труб більша за 1,5 м.

Прокладання трубопроводів на естакадах – це найдорожчий з надземних способів прокладання трубопроводів, тому його доцільно використовувати при прокладанні великої кількості трубопроводів (не менше п'яти), а також якщо потрібно регулярно здійснювати над ними нагляд. При прокладанні на естакаді трубопроводів великого діаметра здійснюють упирання безпосередньо на стійки естакад, а трубопроводи менших діаметрів на опори, що встановлені на пролітній конструкції.

Найбільш економічний спосіб надземного прокладання є прокладання трубопроводів на підвісних (вантових) конструкціях. При вантовому прокладанні значно зменшується витрата будівельних матеріалів за рахунок значного збільшення відстані між щоглами.

Для обслуговування обладнання (засувок, сальникових компенсаторів) встановлюють майданчики з огороженням та сходами (стаціонарними або пересувними). При прокладанні трубопроводів на низьких опорах в місцях, де встановлено обладнання, передбачають покриття землі бетоном, а на обладнанні встановлюють металевий кожух для захисту від атмосферного впливу (опадів) та захисту від доступу сторонніх людей.

Одним з найбільш розповсюджених видів надземного прокладання теплових мереж є прокладання на кронштейнах, що закріплюються на стінах будівель (рис. 6.5). Використання цього способу рекомендується при прокладанні теплових мереж на території промислових підприємств. Найбільш важливим є забезпечення надійного закріплення кронштейнів в стінах існуючих будівель. Проектування прокладання трубопроводів по стінах існуючих будівель повинно включати обстеження стін будівель та вивчення проектів, за якими вони побудовані. При значних навантаженнях від прокладання трубопроводів на кронштейнах потрібно виконувати розрахунок загальної стійкості конструкції будівлі.

6.3. Безканалне прокладання теплових мереж

Конструкція безканалного трубопроводу складається з чотирьох шарів: антикорозійного, теплоізоляційного, гідроізоляційного та захисно-механічного, деякі шари можуть бути відсутні. В цьому випадку функції окремих шарів суміщаються в одному шарі. Прийнято поділяти безканалне прокладання на засипне, збірне, лите і монолітне. **Засипне прокладання.** Трубопроводи прокладають на опорах або бетонній основі та засипають теплоізоляційним матеріалом (торф, термоторф, гідрофобна крейда, асфальтоїзол і таке інше).

Збірне прокладання. Теплова ізоляція трубопроводів виконується у вигляді штучних елементів (шкаралуп, сегментів).

Лите прокладання. Лита тепла ізоляція виконується на трасі шляхом заливання розчину з пінобетону, піносилікату або розчинного матеріалу на основі бітуму у форми або опалубки. В литих конструкціях на трубу наносять мастильні матеріали, що дозволяє трубі рухатися в ізоляції при температурних подовженнях.

Монолітне прокладання. Монолітна ізоляція - це лита ізоляція, що виконується в заводських умовах. В деяких з них теплоізоляційний шар міцно зчіплюється із поверхнею трубопроводу (пінобетон автоклавний, фенольний поропласт ФЛ, пінополіуретан), в інших (конструкції на основі бітуму) труба переміщується в тепловій ізоляції.

Надійну та ефективну роботу безканалного трубопроводу можливо забезпечити, якщо:

- основний теплоізоляційний шар забезпечує теплові втрати не більші за нормативні і не має у своєму складі речовин, що викликають зовнішню корозію трубопроводів;
- фізичні і хімічні характеристики тепло -, гідро - і антикорозійних шарів не змінюються протягом нормативного терміну роботи;
- міцність конструкції трубопроводу забезпечує надійну роботу підземного трубопроводу;

- забезпечується індустріальність, а також можливість виготовлення трубопроводів в заводських умовах, що відкриває можливості для контролю якості продукції, яка виробляється;
- нескладність транспортування і монтажу трубопроводів забезпечує можливість контролю за якістю робіт, які виконуються.

Більшість цих вимог реалізується при використанні монолітних конструкцій. Основою надійної роботи безканального трубопроводу є правильний вибір конструкції прокладання, але на надійність експлуатації також впливає якість виконання будівельно-монтажних робіт та дотримання правил експлуатації.

Монолітні конструкції для безканального прокладання теплових мереж із тепловою ізоляцією з пінополіуретану виконуються в заводських умовах і називаються попередньоізованими трубопроводами (ПІТ).

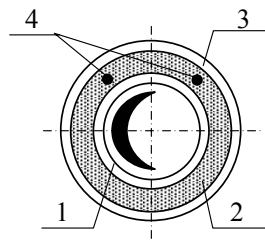


Рис. 6.6. Конструкція попередньоізованих трубопроводів

1 – труба сталевая провідна; 2 – пінополіуретанова ізоляція; 3 – труба захисна поліетиленова; 4 – дрот сигналізаційний

Попередньоізована труба складається із провідної труби, яка розташована концентрично в оболонці із поліетиленової захисної труби (рис. 6.6). Простір між провідною і захисною трубою заповнений поліуретановою піною. За рахунок міцного з'єднання пінки із провідною і поліетиленовою трубою така попередньоізована труба є єдиною монолітною системою. Як провідні можуть використовуватися труби сталеві,

полімерні та ін. В основному при прокладанні теплових мереж застосовуються сталеві труби («чорні», оцинковані, емальовані) [23, 28].

Теплові подовження сталевій труби передаються крізь пінополіуретанову пінку на зовнішню захисну поліетиленову трубу та гальмуються силою тертя, яка виникає між захисною поліетиленовою трубою та оточуючим ґрунтом. Під впливом сили тертя між ґрунтом та поліетиленовою трубою в сталевій трубі виникають осьові напруження, які потрібно враховувати. При прокладанні теплових мереж із попередньоізованих трубопроводів потрібно також враховувати вплив тиску від маси ґрунту, транспортних навантажень, власної ваги трубопроводу та сил пружної деформації, які виникають при компенсації теплових подовжень гнучкими компенсаторами та при самокомпенсації, або реакцію сильфонного компенсатора. Докладно безканальне прокладання попередньоізованих трубопроводів розглянуто в розділі 10.

6.4. Вибір схеми теплових мереж

Серед трьох головних елементів системи теплопостачання – джерела теплоти, теплових мереж і споживачів – тепла мережа є не лише з'єднувальним транспортним засобом, але і визначає надійність роботи всієї системи теплопостачання споживачів і режим роботи всієї системи теплопостачання. Теплова мережа складається не тільки з

трубопроводів, які з'єднують джерело теплоти і споживачів, а і з усіх пристроїв та споруд на тепловій мережі: насосних підстанцій, теплових пунктів і таке інше.

Теплові мережі повинні забезпечити подачу теплоносія протягом року, окрім перерви для профілактичного ремонту теплових мереж в неопалювальний період. Вимоги до надійності роботи теплової мережі зростають при зменшенні розрахункової температури зовнішнього повітря і збільшенні діаметра трубопроводу.

За ступенем необхідної надійності тепlopостачання всі споживачі поділяються на 2 категорії. До першої категорії відносять будівлі, в яких не допускається перерви в подачі теплоти, наприклад, лікарні, що мають стаціонар, промислові підприємства, що постійно споживають теплоту на технологічні потреби, житлові мікрорайони з тепловою потужністю 30 МВт і більше. Живлення споживачів першої категорії мусить здійснюватися від закільцьованої магістральної теплової мережі або від двох магістралей, або від двох джерел теплоти. Допускається також установка місцевих резервних джерел теплоти. До другої категорії відносять всі інші споживачі.

Теплові мережі повинні забезпечити необхідний режим роботи системи тепlopостачання, тобто розподіл теплоносія між тепловими пунктами в робочому режимі та в аварійних ситуаціях. Для забезпечення нормального режиму роботи потрібно здійснювати контроль за роботою всіх елементів, слідкувати за витратою теплоносія для підживлення та локалізувати пошкоджені ділянки теплової мережі і систем споживачів.

Підвищення надійності теплових мереж досягають трьома основними методами:

- підвищенням надійності окремих елементів, які входять до системи (антикорозійний захист труб, зменшення рівня ґрунтових вод і т. ін.);
- впровадженням “заощаджуючого” режиму роботи теплових мереж шляхом підтримки температури води в подавальному трубопроводі вище 100°C, а в зворотному – 50°C і нижче;
- резервуванням шляхом введення в систему додаткових елементів (перемичок, секційних засувок, додаткових трубопроводів), що дозволяють також здійснювати заміну елементів, що вийшли з ладу.

Магістральні теплові мережі повинні бути найбільш надійним елементом теплових мереж. Та надійність повинна зростати залежно від кількості споживачів, які підключені до них, а отже – від діаметра магістралі. Схема магістральних теплових мереж повинна враховувати роботу ТЕЦ і котельень, що знаходяться в її тепловому районі, а також забезпечувати резервування міських ТЕЦ між собою.

Безперервна подача теплоти споживачам забезпечується використанням кільцевої магістралі теплової мережі. Безперервність роботи кільцевої магістралі може бути порушена тільки тоді, коли аварія виникла у вузлах підключення теплових пунктів (камерах), тому велика увага привертається до надійності цих вузлів. Безперервна подача теплоти до споживача залежить не тільки від надійності магістральних теплових мереж, але і від надійності обладнання ЦТП та від надійності розподільної теплової мережі.

Найпростішою схемою теплових мереж, яка найчастіше використовується, є тупикова. Але її надійність недостатня для теплових мереж з великим радіусом дії. Для підвищення надійності роботи тупикових теплових мереж потрібно передбачати резервування подачі теплоти споживачам за рахунок сумісної роботи декількох джерел теп-

лоти, а також спорудження перемичок між тепловими мережами різних районів. На схемах тупикових теплових мереж міст передбачають перемички між магістральними трубопроводами великих діаметрів, а також перемички між трубопроводами від різних джерел теплоти. Наявність магістралей, що резервуються, дозволяє з меншими затратами забезпечити надійне тепlopостачання споживачів, які потребують резервування, в порівнянні з використанням резервних джерел теплоти.

Тупикова тепла мережа має меншу вартість, ніж кільцева, тому введення додаткових резервуючих елементів повинно обґрунтовуватись. При визначенні необхідного резервування потрібно враховувати наступні фактори:

- кліматичні умови місцевості - щоб визначити характер наслідків при відключенні теплових мереж для ліквідації аварії;
- діаметр трубопроводів теплової мережі, радіус їх дії і тип прокладання. Чим більший діаметр трубопроводів магістральної теплової мережі, тим більша кількість споживачів, яких відключають при аварії, і тим нижча надійність тепlopостачання кінцевих споживачів;
- умови експлуатації теплових мереж, наявність експлуатаційних та аварійних служб, що впливає на потрібний час ліквідації аварії.

На рис. 6.7 наведені в однолінійному зображенні дві принципові схеми побудови теплових мереж: з індивідуальними тепловими пунктами та центральними тепловими пунктами. При використанні схеми з індивідуальними тепловими пунктами всі необхідні перетворення режиму систем теплоспоживання здійснюються в теплових пунктах споживачів у кожному окремому будинку. В індивідуальних теплових пунктах встано-

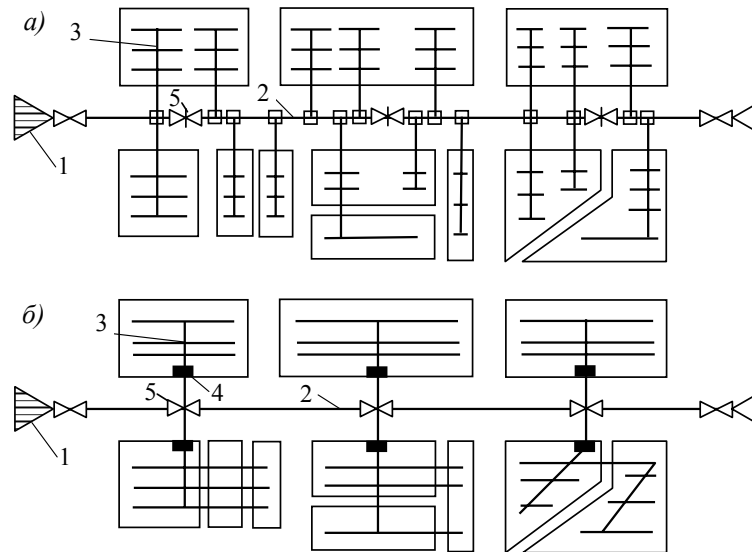


Рис. 6.7. Принципові схеми теплових мереж (а) із індивідуальними тепловими пунктами; (б) з центральними тепловими пунктами
1 – джерело теплоти; 2 – тепла магістраль; 3 – розподільчі теплові мережі; 4 – центральні теплові пункти; 5 – секційні засувки на магістралях (засувки на відгалуженнях умовно не показані)

влюють обладнання та пристрої для регулювання, захисту, контролю і обліку теплоти. Такі схеми частіше використовують для теплових мереж невеликої довжини з обмеженою кількістю споживачів. При використанні схеми з центральними тепловими пунктами значно зменшується кількість відгалужень від магістралі, що збільшує надійність магістралі (зменшується кількість теплофікаційних камер з засувками) та покращує можливість управління тепловою мережею, не призводячи до збільшення затрат.

Теплові мережі, які розташовані в середині мікрорайонів і розподіляють теплоносій до кварталів, теплових пунктів та окремих будівель, називають *розподільними* незалежно від того, чи відходять вони від котелень, чи від магістральних мереж ТЕЦ. Приєднання розподільних теплових мереж до магістралі здійснюється безпосередньо за допомогою засувок або через ЦТП, що є найбільш доцільним. Коли теплопостачання мікрорайону забезпечується від власної районної котельні, вона повинна виконувати також роль теплового пункту. При безпосередньому приєднанні до магістралі розподільчі теплові мережі передбачають двотрубні, а при приєднанні через ЦТП розподільні мережі можуть бути також тритрубними або чотиритрубними. Розподільні мережі проектується тупиковими.

Режим роботи розподільних теплових мереж повинен забезпечити економію теплоти шляхом регулювання параметрів і витрати теплоносія у відповідності з режимом теплоспоживання, спрощення схем теплових пунктів, зменшення розрахункового тиску для обладнання та зменшення кількості регуляторів відпуску теплоти на опалення, які мають значну вартість.

При наявності двох паралельних розподільних теплових мереж можливо передбачати перемичку між ними з метою взаємного резервування теплопостачання споживачів, які приєднані до них. Резервування магістральних мереж через розподільні мережі не допускається. З'єднання розподільних мереж, які підключені до різних магістралей, здійснюється з метою їх взаємного резервування.

Надійність розподільних мереж, як і всіх інших, визначається не тільки схемою, але і способом їх прокладання. Можливість періодичного огляду значно збільшує ступінь надійності. Переваги має прокладання трубопроводів теплових мереж в підвалах будівель і прохідних каналах. Вибір схеми розподільної теплової мережі здійснюється на основі техніко-економічних міркувань з урахуванням місцевих умов, до яких відносять кількість, дислокацію і тип приміщення теплових пунктів, їх теплове навантаження. Для кожного промислового об'єкта, враховуючи різноманітність місцевих умов, слід здійснювати техніко-економічні розрахунки, а для житлових мікрорайонів слід приймати типові схеми, які прийняті для всього міста, що забезпечує зменшення експлуатаційних витрат.

Для детального порівняння розробляють декілька схем теплових мереж і теплових пунктів. Одночасно визначають варіанти трасування і прокладання теплових мереж. Такими варіантами має бути підземне прокладання теплових мереж у прохідних, непрохідних каналах, безканальне прокладання або прокладання крізь підвали будівель (за умови, що підлога підвалу вища від рівня ґрунтових вод), якщо забудова мікрорайону здійснюється одночасно.

Порівняння варіантів здійснюється з огляду на капітальні затрати, що визначають за укрупненими кошторисами та експлуатаційними витратами (амортизація, теплові втрати, витрати на перекачування теплоносія, вартість обслуговування теплових мереж і теплових пунктів за нормами місцевих експлуатаційних організацій).

Показником порівняння економічної ефективності капітальних вкладень є мінімум приведених витрат. Приведені затрати щодо кожного варіанта є сумою щорічних витрат виробництва (собівартість продукції) та капітальних вкладень, приведених до однакової розмірності за допомогою коефіцієнта ефективності. Приведені річні затрати за варіантами визначають із рівняння:

$$P_a = E_n \times K_a + I_a, \quad (6.1)$$

де P_a – приведені затрати за варіантом “а”;

I_a – щорічні витрати виробництва за варіантом “а”;

K_a – сумарні капітальні вкладення за варіантом “а”;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

Якщо варіанти щодо приведених затрат практично рівні ($\pm 5\%$), перевага надається тому варіанту, який забезпечує вищу надійність та має мінімальні працезатрати при експлуатації.

При техніко-економічних розрахунках системи тепlopостачання потрібно враховувати: капітальні вкладення в джерело теплоти, теплові мережі, центральні та індивідуальні теплові пункти, щорічні експлуатаційні затрати на паливо, теплові пункти, перекачування теплоносія, обслуговування системи тепlopостачання, а також амортизаційні відрахування, затрати на ремонт, техніку безпеки.

Головні техніко-економічні показники щодо експлуатації теплової мережі - це теплові втрати, витрата електричної енергії на перекачування теплоносія, об'єм води, що витікає з теплової мережі, а також собівартість транспортування теплоти.

6.5. Проектування трас теплових мереж

Проектування трас магістральних теплових мереж мусить ув'язуватись з існуючою забудовою та підземним господарством міста, а також з перспективною забудовою його розвитку. Принципові напрямки трас магістральних теплових мереж визначаються на стадії розробки схеми тепlopостачання населеного пункту.

При виборі траси теплової мережі в першу чергу потрібно враховувати надійність тепlopостачання, безпеку роботи експлуатаційного персоналу і швидкість ліквідації аварій. Вибір траси теплової мережі полягає в розміщенні осьової лінії прокладання мережі і прив'язки її розмірами до червоних ліній забудови, до осей доріг і будівель. Напрямок траси теплової мережі вибирають крізь райони з найбільшою щільністю теплового навантаження із врахуванням існуючої забудови, даних про стан ґрунтів і рівень ґрунтових вод. Слід також вибирати таке розміщення траси, яке забезпечує найменшу довжину і найменший об'єм робіт при прокладанні. Вибір траси і вибір способу прокладання теплової мережі взаємозв'язані і визначаються разом. Траса теплової мережі і спосіб прокладання також визначаються з урахуванням можливостей максимального скорочення вартості спорудження і витрат на експлуатацію, обслуговування і ре-

монт, для цього теплова мережа повинна мати найменшу довжину і оптимальні діаметри трубопроводів.

Вибір способу прокладання здійснюють, виходячи з якості ґрунтів і наявності ґрунтових вод, ступеня агресивності ґрунтів і ґрунтових вод по відношенню до будівельних матеріалів і металу, цінності території, по якій прокладається мережа, призначення трубопроводів, які прокладаються, їх кількості, а також діаметрів і параметрів теплоносія. Значна економія при будівництві і експлуатації мереж досягається при використанні сумісного прокладання теплової мережі в одній траншеї з іншими підземними комунікаціями, що допускається будівельними нормами [31].

На території, яка не підлягає забудові, мусить використовуватись надземне прокладання теплових мереж на низьких опорах, яке має найменшу вартість, значний термін роботи і зручність в експлуатації. Траса прокладається за найменшою відстанню від джерела теплоти до споживачів, а в місцях перетину з дорогами споруджують П-подібні компенсатори з вильотами, які спрямовані вгору.

При розміщенні траси теплових мереж в зоні існуючої або перспективної житлової забудови із архітектурних міркувань використовують підземне прокладання трубопроводів. При будівництві підземних теплових мереж найширше використовують прокладання трубопроводів у непрохідних каналах, а останнім часом - безканальне прокладання попередньоізолюваних трубопроводів.

В населених пунктах рекомендується прокладати теплові мережі в спеціальних технічних смугах поза проїжджою частиною вулиць і зеленими насадженнями паралельно червоним лініям вулиць, доріг, проїздів. Якщо траса теплової мережі проходить через центральну частину мікрорайону, то не рекомендується прокладати теплові мережі під проїжджою частиною доріг. При переконливому обґрунтуванні допускається прокладання теплових мереж під дорогами і тротуарами. Не рекомендується виконувати трасування теплових мереж поблизу трамвайних ліній і паралельно до них, поблизу кабелів постійного струму, паралельно до залізничних колій і т. ін.

При проектуванні траси теплових мереж розробляють *монтажну схему* трубопроводів та *подовжній профіль* [4]. Монтажна схема трубопроводів є основним кресленням, за яким здійснюється монтаж трубопроводів та обладнання. Розробку монтажної схеми починають з розбивки траси теплової мережі на генплані об'єкта. При розбивці траси передбачають мінімальний об'єм земляних робіт при підземному прокладанні, за можливості при цьому слід запобігати перетинання ярів та заболочених місць. За необхідності перетин теплової мережі із залізничними коліями та вулицями здійснюється під прямим кутом. При проектуванні траси рекомендується використовувати кути повороту для природної компенсації температурних подовжень трубопроводів. На монтажній схемі наводять діаметри та довжини ділянок трубопроводів, кути поворотів, місця встановлення камер, нерухомих опор, компенсаторів, компенсаторних ніш, запірної та регулюючої арматури, дренажних пристроїв та пристроїв для випускання повітря. Нерухомі опори встановлюють в місцях підключення відгалужень від траси до споживачів. Компенсатори розміщують між двома нерухомими опорами. Запірну арматуру встановлюють на відгалуженнях та для секціонування теплових мереж. В місцях вста-

новлення секційних засувок передбачають перемички між подавальним та зворотним трубопроводами зі встановленням на перемичках вентилів або засувок.

Другим основним кресленням є поздовжній профіль, який будують у двох координатах. По горизонталі відкладають довжини ділянок траси, по вертикалі – ухили та глибину закладання теплової мережі. Вказують місця та відмітки інших споруд та комунікацій, які перетинаються з тепловою мережею, а також рівень ґрунтових вод. Для побудови поздовжнього профілю спочатку на горизонтальну вісь наносять розгорнутий план траси з відгалуженнями, кутами повороту, нерухомими опорами, компенсаторами та камерами. По вертикалі відкладають відмітки землі (натурні та проектні), наносять місця прокладання інших споруд та комунікацій, уточнюють відстань в просвіті між ними та тепловою мережею, які нормуються [31]. Враховуючи ухил теплових мереж, визначають відмітки стелі та підлоги каналу, осі трубопроводу або верху та низу конструкції трубопроводу теплової мережі.

6.6. Вибір способу прокладання теплових мереж

Вибір способу і конструкції прокладання трубопроводів зумовлений багатьма факторами, основними з яких є діаметр трубопроводів, вимоги до експлуатаційної надійності трубопроводів, економічність конструкцій і спосіб будівництва.

При прокладанні трубопроводів у каналах залізобетонний канал огорожує трубопровід та ізоляцію від безпосереднього впливу ґрунту (механічний та електрохімічний вплив). Конструкція каналу дозволяє повністю розвантажити трубопровід від тиску маси ґрунту, тимчасових транспортних навантажень, тому при розрахунку трубопроводу на міцність в цьому випадку враховуються тільки напруження, які виникають від внутрішнього тиску теплоносія, власної ваги трубопроводів та їх температурних подовжень. Прокладання в каналах забезпечує вільне температурне переміщення трубопроводів в усіх напрямках, що дозволяє використовувати самокомпенсуючу здатність на кутах повороту траси. Використання при каналній прокладці самокомпенсації дозволяє зменшити кількість осьових сальникових компенсаторів, а також гнучких П – подібних компенсаторів, що дозволяє зменшити кількість теплофікаційних камер для обслуговування сальникових компенсаторів та зменшити затрати труб на виконання П – подібних компенсаторів.

Конструкція каналного прокладання є достатньо універсальною, тому що може використовуватись в різних гідрогеологічних умовах. При достатній герметичності будівельної конструкції каналу та надійній роботі відповідних дренажних пристроїв поверхневі та ґрунтові води не проникають у канал, не звожують теплову ізоляцію і не викликають корозії зовнішньої поверхні трубопроводів. Трасу теплових мереж, що прокладаються в каналах, можливо вибирати як під дорогами, так і під тротуарами разом з іншими комунікаціями, а також із врахуванням перспективної зміни рельєфу і таке інше.

Прокладання трубопроводів теплових мереж в прохідних та непрохідних каналах значно відрізняється за експлуатаційними якістьми. Непрохідні канали недоступні для огляду без порушення дорожнього покриття, розробки ґрунту та розборки будівельної конструкції, не дозволяють визначити місця пошкоджень ізоляції і трубопро-

водів в процесі експлуатації, а також профілактично їх усувати, що призводить до виникнення аварійних пошкоджень теплових мереж, внаслідок чого збільшуються об'єми ремонтних робіт. Досвід експлуатації трубопроводів, які прокладені в непрохідних каналах, показує, що вони піддані аварійним пошкодженням внаслідок зовнішньої корозії. Зовнішня корозія призводить до значного пошкодження трубопроводів, внаслідок чого припиняється тепlopостачання житлових і промислових об'єктів, збільшується об'єм аварійних робіт, порушується благоустрій, що пов'язано зі значними матеріальними затратами, небезпечністю для експлуатаційного персоналу і населення.

Необхідність спорудження прохідних каналів виникає на головних ділянках магістральних теплових мереж, що відходять від великих теплоелектроцентралей (ТЕЦ), коли прокладають декілька трубопроводів гарячої води та пари. Разом з тепловими мережами в прохідних каналах можливе прокладання водопроводу, кабелів зв'язку, електричних кабелів із напругою до 10 кВт та деяких інших інженерних комунікацій. Прокладання в прохідних каналах використовують при реконструкції міських магістралей при недостатці вільного місця в підземному господарстві для розміщення інженерних мереж у траншеях та в місцях перетину з магістральними вулицями. Прохідні канали слід прокладати поздовж доріг та вулиць паралельно до осі проїжджої частини або червоної лінії. Доцільно розміщувати прохідні канали на технічних смугах або у смугах зелених насаджень. Поздовжній профіль прохідного каналу повинен забезпечувати відвід аварійних та ґрунтових вод. Глибину прохідного каналу потрібно визначати з врахуванням глибини закладання існуючих інженерних комунікацій та споруджень, що перетинаються з каналом, а також несучої здатності конструкції та температурного режиму в каналі.

Проектування прохідних каналів мусить виконуватись у відповідності зі схемою їх спорудження на перспективу, з урахуванням генерального плану розвитку міста на розрахунковий термін. Будівництво прохідних каналів поздовж вулиць, як правило, виконується відкритим способом з використанням збірних залізобетонних конструкцій, надійність яких повинна бути перевірена неодмінно з урахуванням місцевих умов траси (характеристик гідрогеологічних умов, транспортних навантажень і таке ін.).

При безканальному прокладанні теплових мереж потрібно враховувати вплив на трубопровід тиску від маси ґрунту та транспортних навантажень, крім того, потрібно враховувати, що температурні подовження трубопроводу гальмуються ґрунтом і перетворюються у внутрішні напруження трубопроводу, що значно ускладнює розрахунки навантажень, які виникають у трубопроводі.

Сучасні конструкції безканального прокладання з попередньоізолюваних трубопроводів дозволяють значно зменшити тепловтрати завдяки використанню пінополіуретану, що має низький коефіцієнт теплопровідності, та зменшити зовнішню корозію трубопроводів завдяки захисній оболонці із поліетилену, який перешкоджає зволоженню теплоізоляційного шару. Наявність дротів аварійної сигналізації дозволяє визначити місце зволоження ізоляції в процесі експлуатації і уникнути аварійних пошкоджень трубопроводів внаслідок зовнішньої корозії та дозволяє швидко ліквідувати аварію.

Надземне прокладання теплових мереж в містах має обмеження з архітектурно-планувальних вимог до споруд цього типу. Надземне прокладання трубопроводів теп-

лових мереж широко використовується на території промислових зон та окремих підприємств, де вони розміщуються на естакадах, щоглах або залізобетонних опорах разом з іншими технологічними трубопроводами, а також на кронштейнах, що закріплюються на стінах будівель. Значні переваги має надземне прокладання в порівнянні з підземним при будівництві теплових мереж на території з високим рівнем ґрунтових вод та при просадочних ґрунтах. Слід враховувати, що на конструкції теплової ізоляції та безпосередньо на трубопроводі при надземному прокладанні не впливає ґрунтова волога, а тому це суттєво підвищує термін їх роботи та зменшує теплові втрати. Також собівартість надземного прокладання теплових мереж на 20-40% нижча, ніж собівартість підземного прокладання трубопроводів. Особливо доцільно використовувати надземне прокладання теплових мереж при складних гідрогеологічних умовах, на ділянках траси, яка розташована на незабудованих територіях поздовж автомобільних шляхів та при перетинанні водних перешкод та балок.

При виборі способів і конструкцій прокладання теплових мереж потрібно враховувати особливі умови будівництва в районах, де сейсмічність дорівнює 8 балів та вище, розповсюджені вічномерзлі та просадочні ґрунти, а також при наявності торф'яних та мулих ґрунтів. Додаткові вимоги до теплових мереж, що прокладаються в особливих умовах будівництва, наведені в будівельних нормах [31].

При прокладанні теплових мереж з перетином залізниць, річок, ярів, відкритих водостоків, як правило, перевага надається надземному способу прокладання. При цьому допускається використовувати постійні автодорожні і залізничні мости. Теплові мережі при підземному перетині залізниць і автомобільних доріг, трамвайних колій і ліній метрополітену слід прокладати в каналах (при можливості проведення робіт відкритим способом), в футлярах і тунелях (в інших випадках). Довжину каналів або футлярів у місцях перетинів треба подовжувати по обидва боки таким чином, щоб вони були з обох боків на 3 м довшими від розмірів тих споруд, які перетинають. При прокладанні теплових мереж під водними перешкодами треба передбачати, як правило, облаштування дюкерів.

Перетинання тепловими мережами річок, залізниць, автомобільних доріг, трамвайних колій і споруд метрополітену має передбачатись під прямим кутом. Допускається перетин під кутом, не меншим, як 45° , а для споруд метрополітену та залізниць – не меншим, як 60° . Глибину закладання теплової мережі призначають з урахуванням гідрогеологічних умов, рельєфу місцевості, способу проведення робіт і запобігання руйнування каналів або конструкцій безканального прокладання статичними і динамічними навантаженнями з поверхні землі.

Контрольні запитання і завдання

1. В яких випадках використовують надземне прокладання теплових мереж?
2. В яких випадках використовують прокладання теплових мереж в прохідних каналах?
3. Поясніть конструкції безканального прокладання теплових мереж.
4. Як вибирають схеми теплових мереж?
5. Як досягають підвищення надійності теплових мереж?

6. За якими принципами здійснюється вибір траси теплової мережі?
7. Якими факторами обумовлюють вибір способу прокладання теплових мереж?

7. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

7.1. Основні задачі і розрахункові залежності

При проектуванні теплових мереж основною задачею гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів, які надають можливість транспортування теплоносія з найменшими затратами. В процесі експлуатації теплових мереж виникає потреба вирішення зворотних задач щодо визначення витрат теплоносія на ділянках теплової мережі або тисків в окремих точках при зміні гідравлічних режимів. Результати гідравлічного розрахунку використовують для побудови п'єзометричних графіків, вибору схем теплових пунктів, підбору насосного обладнання та іншого.

При транспортуванні теплоносія по трубах втрати тиску складаються із втрат тиску на тертя по довжині трубопроводу ΔP_T та втрат тиску в місцевих опорах ΔP_M :

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M, \quad (7.1)$$

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу, Па, визначають за формулою:

$$\Delta P_T = R\ell, \quad (7.2)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя по довжині, Па/м;

ℓ – довжина трубопроводу, м.

Втрати тиску в місцевих опорах можливо замінити на еквівалентні втрати тиску на тертя по довжині на ділянці з довжиною ℓ_e , втрати тиску на тертя в якій чисельно дорівнюють втратам тиску в місцевих опорах. Значення еквівалентної довжини місцевих опорів ℓ_e для розрахункової ділянки визначають як суму еквівалентних довжин місцевих опорів (засувок, компенсаторів, відводів та інше), які розташовані на ділянці (додаток 12). Значення еквівалентної довжини приблизно можна визначити за формулою:

$$\ell_e = a\ell, \quad (7.3)$$

де a – коефіцієнт, який враховує частину втрат тиску в місцевих опорах від втрат тиску по довжині (дод. 8).

Втрати тиску в місцевих опорах визначають за формулою:

$$\Delta P_M = R\ell_e. \quad (7.4)$$

Гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж виконують за методом еквівалентної довжини, а повні втрати тиску на ділянці визначають за формулами:

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M = R\ell(1+a) = R(\ell + \ell_e) = R\ell_{np}, \quad (7.5)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя по довжині, Па/м,

$\ell_{np} = \ell + \ell_e$ – приведена довжина ділянки трубопроводу, м.

Сумарні втрати тиску в магістралі або відгалуженні $\sum \Delta P$ визначають як суму втрат тиску на всіх ділянках, що з'єднанні послідовно за формулою:

$$\sum \Delta P = \sum (R\ell_{np}). \quad (7.6)$$

Відгалуження розраховують за наявним тиском ΔP_n , який визначають з умови рівності втрат тиску у відгалуженні та в магістралі за точкою приєднання відгалуження:

$$\Delta P_n = \sum (R \ell_{пр}). \quad (7.7)$$

При розрахунках в ідеальному випадку втрати тиску від джерела теплоти до кожного споживача розгалуженої мережі повинні бути рівні.

7.2. Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж

Розглянемо порядок розрахунку при найбільш поширеному випадку, коли навантаження споживачів складається з навантаження на опалення $Q_{оmax}$, вентиляцію Q_{vmax} і гаряче водопостачання Q_{hmax} (Q_{hm}) (рис. 1.2).

Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж здійснюють в такій послідовності:

- Визначають розрахункові витрати теплоносія окремо на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання для кожного споживача теплоти з подальшим визначенням сумарної витрати теплоносія.

Розрахункові витрати води окремими споживачами, кг/с, визначають за формулами:

а) на опалення:

$$G_{оmax} = \frac{Q'_{оmax}}{c(\tau'_1 - \tau'_2)}; \quad (7.8)$$

б) на вентиляцію:

$$G_{vmax} = \frac{Q'_{vmax}}{c(\tau'_1 - \tau'_2)}, \quad (7.9)$$

де τ'_1 – температура мережної води в подавальному трубопроводі теплової мережі при розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення t'_o , °C;

τ'_2 – температура мережної води в зворотному трубопроводі після системи опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення t'_o , °C;

c – теплоємність води, Дж/(кг·°C);

$Q'_{оmax}$ – розрахункове теплове навантаження на опалення, Вт, визначають за даними проектів або за формулами (1.6) для окремо розташованих будівель та (1.1) для житлових районів;

Q'_{vmax} – розрахункове теплове навантаження на вентиляцію, Вт, визначають за даними проектів або за формулами (1.7) для окремо розташованих будівель та (1.2) для житлових районів;

в) максимальна за годину на гаряче водопостачання у відкритих системах теплопостачання:

$$G_{hmax} = \frac{Q_{hmax}}{c(t_h - t_c)}; \quad (7.10)$$

г) максимальна за годину на гаряче водопостачання в закритих системах теплопостачання:

при паралельній схемі приєднання підігрівачів системи гарячого водопостачання (рис. 2.6 а):

$$G_{h\max} = \frac{Q_{h\max}}{c(\tau_1'' - \tau_3'')}; \quad (7.11)$$

при двоступеневих схемах приєднання підігрівачів системи гарячого водопостачання (рис. 2.6 б, в):

$$G_{h\max} = \frac{0,55Q_{h\max}}{c(\tau_1'' - \tau_2'')}, \quad (7.12)$$

де τ_2'' – температура мережної води в зворотному трубопроводі після системи опалення при температурі зламу температурного графіка t_3'' , °С;

t_c – температура водопровідної води в опалювальний період, приймається 5 °С;

t_h – температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, приймається 55°С;

τ_1'' – температура мережної води в подавальному трубопроводі теплової мережі при температурі зламу температурного графіка t_3'' , °С;

τ_3'' – температура води перед системою опалення при температурі зламу температурного графіка t_3'' , °С;

c – теплоємність води, Дж/(кг °С);

$Q_{h\max}$ – максимальне розрахункове теплове навантаження на гаряче водопостачання, Вт, визначають за даними проектів (із врахуванням ймовірності дії водорозбірних пристроїв) або за формулами (1.3 -1.5).

Сумарну розрахункову витрату мережної води в двотрубних теплових мережах у відкритих та закритих системах теплопостачання при якісному регулюванні визначають за формулою, кг/с:

$$G_d = G_{o\max} + G_{v\max} + K_3 G_{hm}, \quad (7.13)$$

де G_{hm} – середня витрата води на гаряче водопостачання, Вт, яку визначають як

$$G_{hm} = \frac{G_{h\max}}{2,4} \text{ (при використанні двоступеневих схем приєднання підігрівачів гарячого водопостачання } G_{hm} \text{ визначають за [31]);}$$

K_3 – коефіцієнт, що враховує частку середньої витрати води на гаряче водопостачання при регулюванні теплових потоків за навантаженням опалення, приймають у відповідності з додатком 9, а при регулюванні за сумісним навантаженням опалення та гарячого водопостачання та підключенні підігрівачів гарячого водопостачання за двоступеневою послідовною схемою приймають $K_3=0$.

Для споживачів при $Q_{h\max}/Q'_{o\max} > 1$ і при відсутності баків-акумуляторів гарячого водопостачання у споживачів, а також з тепловим потоком 10 МВт і меншим сумарну розрахункову витрату води, кг/с, визначають за формулою:

$$G_d = G_{o\max} + G_{v\max} + G_{h\max} \quad (7.14)$$

Розрахункову витрату води в двотрубних водяних теплових мережах в неопалювальний період, кг/с, визначають за формулою:

$$G_d^s = \beta \cdot G_{h\max}, \quad (7.15)$$

де β – коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати гарячої води в неопалювальний період, порівнюючи з опалювальним періодом; приймається для житлово-комунального сектора $\beta = 0,8$ (для курортів $\beta = 1,2-1,5$); для промислових підприємств $\beta = 1,0$.

При цьому максимальна витрата води на гаряче водопостачання для відкритих систем тепlopостачання визначається за формулою (7.10), а для закритих систем незалежно від схеми приєднання підігрівачів гарячого водопостачання визначається за формулою (7.11).

Витрати води в теплових мережах відкритих систем тепlopостачання при максимальному водорозборі з подавального або зворотного трубопроводу визначають за формулою:

$$G_d = G_{o\max} + G_{v\max} + K_4 G_{hm}, \quad (7.16)$$

де K_4 – коефіцієнт, що враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання (дод. 10).

- На генплан об'єкта тепlopостачання наносять трасу теплових мереж від джерела теплоти до споживачів. Головні принципи, якими потрібно керуватись при виборі траси – найменша довжина та вартість будівництва і експлуатації, надійність роботи, ув'язка з існуючими інженерними комунікаціями та існуючою і перспективною забудовою.

Попередній розрахунок

Метою попереднього розрахунку є попереднє визначення діаметрів трубопроводів теплових мереж.

- Схему теплових мереж розбивають на окремі розрахункові ділянки і вибирають головну розрахункову магістраль. За окрему розрахункову ділянку приймають трубопровід, діаметр та витрата теплоносія в якому не змінюються. За головну магістраль приймають найдовше та найбільш навантажене відгалуження теплової мережі. Наприклад, для теплової мережі на рис. 7.1 за головну розрахункову магістраль приймають I – II – III. Для кожної розрахункової ділянки визначають довжину та витрату теплоносія. Визначення витрат теплоносія на ділянках починають з головної магістралі простим додаванням розрахункових витрат споживачів, рухаючись від кінцевих споживачів проти руху теплоносія до джерела теплоти.

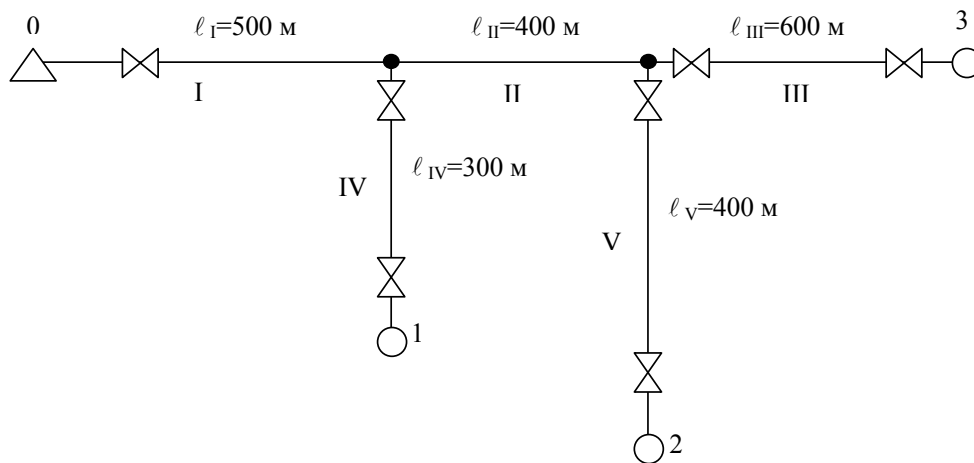


Рис. 7.1. Розрахункова схема водяної теплової мережі

- Визначають довжини розрахункових ділянок: ℓ_I , ℓ_{II} , ℓ_{III} .
- Визначають середній коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах розрахункової магістралі за формулою:

$$a_{cp} = z_b \sqrt{G_d}, \quad (7.17)$$

де z_b – коефіцієнт, який залежить від виду теплоносія (для води $z_b = 0,03-0,05$ [34]);
 G_d – розрахункова витрата теплоносія в трубопроводі, кг/с.

- Визначають питомі втрати тиску для головної розрахункової магістралі. На цьому етапі розглядають 2 варіанти розрахунку:
 - Якщо відомі значення тисків на початку та в кінці магістралі P_1 та P_2 , то визначають питомі втрати тиску в ній за формулою:

$$R' = \frac{P_1 - P_2}{(1 + a_{cp}) \sum \ell}, \quad (7.18)$$

де $\sum \ell$ – сумарна довжина ділянок головної розрахункової магістралі, м.

Якщо значення тисків не відомі, то задаються питомими втратами тиску для головної розрахункової магістралі R' (рекомендується приймати $R' = 40 - 80$ Па/м [3, 12, 34]).

- Питомі втрати тиску визначають за техніко-економічними розрахунками:
 - задаються будь-яким орієнтовним значенням питомих втрат тиску R_0 ;
 - за значеннями питомих втрат тиску R_0 та розрахунковою витратою теплоносія G_d за номограмами [20, 34] визначають діаметри окремих ділянок теплової мережі D_0 ;
 - Визначають загальну матеріальну характеристику теплової мережі (подавального та зворотного трубопроводів), M^2 , за формулою:

$$M_0 = 2 \cdot \sum (D_{0,i} \cdot \ell_i), \quad (7.19)$$

де $D_{0,i}$ – діаметр i -тої ділянки;

ℓ_i – довжина i -тої ділянки;

г) за значенням матеріальної характеристики M_0 визначають питомі втрати тиску R' за формулою:

$$R' = \left(\varphi \cdot \frac{M_0 (R_0)^{0,19}}{\Sigma \ell} \right)^{0,84}, \quad (7.20)$$

$$\varphi = \frac{0,19 \eta_n \rho \left[\pi K_{cp} (\tau_{cp} - t_o) (1 + \beta_{tm}) m_{tm} C_T + (f_T + E_n) b_{tm} \right]}{G_{cp} (1 + a_{cp}) n_{tm} C_e},$$

де M_0 – матеріальна характеристика теплової мережі при попередньому розрахунку, m^2 ;

R_0 – питомі втрати тиску, якими задаються, Па/м;

$\Sigma \ell$ – сумарна довжина ділянок (подавального і зворотного трубопроводів), м;

η_n – коефіцієнт корисної дії насосної установки;

ρ – густина теплоносія, kg/m^3 ;

K_{cp} – середнє значення коефіцієнта теплопередачі, віднесеного до площі поверхні труб, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

β_{tm} – коефіцієнт, який враховує тепловтрати неізольованої частини теплових мереж;

a_{cp} – середній коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах;

τ_{cp} – середньорічна температура теплоносія, $^\circ C$;

t_o – середньорічна температура ґрунту або навколишнього середовища, $^\circ C$;

n_{tm} – кількість годин роботи насосів за рік;

m_{tm} – кількість годин роботи теплових мереж за рік;

G_{cp} – середня за рік витрата теплоносія, kg/s ;

C_T – вартість теплоти, $грн./(Вт \cdot год.)$;

C_e – вартість електроенергії, $грн./(Вт \cdot год.)$;

b_{tm} – коефіцієнт вартості теплових мереж $грн./m^2$;

f_T – частка щорічних відрахувань від початкової вартості теплової мережі;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

Коефіцієнт φ залежить від характеристики обладнання теплової мережі ($\eta_n, K_{cp}, a_{cp}, \beta_{tm}$), режиму роботи мережі ($\tau_{cp}, \rho, n_{tm}, m_{tm}, G_{cp}$), показників вартості (C_T, C_e, b_{tm}) та кліматичних умов (t_o).

- За значеннями питомих втрат тиску R' та розрахунковою витратою теплоносія G_d за формулами [25, 34], таблицями (додаток 11) або номограмами [3, 12, 34] попередньо визначають діаметри ділянок головної розрахункової магістралі D .

Уточнюючий або кінцевий розрахунок

Метою уточнюючого розрахунку є визначення стандартних діаметрів трубопроводів за сортаментом D_3^*s та втрат тиску на ділянках теплової мережі.

- Округлюють попередньо визначений діаметр D до найближчого за стандартом значення D^*s [3, 12, 34].
- За значенням стандартних діаметрів D^*s та розрахункових витрат теплоносія G_d за допомогою таблиць (дод. 11), які складені для води з робочою температурою 100°C та трубопроводів з еквівалентною шорсткістю $\kappa_e = 0,5$ мм, для всіх розрахункових ділянок головної розрахункової магістралі визначають значення фактичних питомих втрат тиску R в Па/м та швидкості руху теплоносія w в м/с.
- Перевіряють швидкість руху води на ділянці w , яка не повинна перевищувати $w < 3,5$ м/с.
- На схемі теплових мереж розміщують всі місцеві опори: засувки, компенсатори, відводи, трійники та інше.
- Визначають еквівалентну довжину місцевих опорів за таблицями ℓ_e , м, (додаток 12) або за формулою (7.3).
- Визначають приведену довжину ділянок головної магістралі теплової мережі $\ell_{\text{пр}} = \ell + \ell_e$, м.
- Визначають втрати тиску на кожній ділянці головної розрахункової магістралі в Па або кПа за значенням питомих втрат тиску та приведеною довжиною за формулою:

$$\Delta P = R \cdot \ell_{\text{пр}}. \quad (7.21)$$

- Визначають втрати напору на кожній ділянці головної розрахункової магістралі в м. вод. ст. для побудови п'єзометричного графіка за формулою:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (7.22)$$

де ρ – густина теплоносія, кг/м^3 , (приймається $\rho = 958$ кг/м^3);

$g = 9,81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

- Дані заносять у таблицю 7.1:
- Визначають сумарні втрати напору в головній розрахунковій магістралі зростаючим підсумком від джерела теплоти до кінцевого споживача:

$$\Delta H_{\text{tot}} = \sum_{i=1}^n \Delta H_i, \quad (7.23)$$

де n – кількість ділянок;

H_i – втрати напору на i – й ділянці.

Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж

№№ ділянок	Розрахункова витрата води на ділянці G_d , кг/с	Попередній розрахунок при						Кінцевий розрахунок							
		R_0			R'			Стандартний діаметр ділянки D^*s , мм	Швидкість води на ділянці w , м/с	Питомі втрати тиску на ділянці R , Па/м	Еквівалентна довжина ℓ_e , м	Приведена довжина ділянки $\ell_{пр} = \ell + \ell_e$, м	Втрати тиску на ділянці $\Delta P = R \ell_{пр}$, Па	Втрати напору на ділянці $\Delta H = \Delta P / \rho g$, м	Сумарні втрати напору $\sum \Delta H$, м
		Довжина ділянки ℓ , м	Питомі втрати тиску R_0 , Па/м	Діаметр ділянки D_0 , мм	Матеріальна характеристика M_0 , м ²	Питомі втрати тиску на ділянці R' , Па/м	Діаметр ділянки D , мм								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

- Після розрахунку головної магістралі виконують розрахунок відгалужень за наявним тиском, який визначають за умови рівності втрат тиску у відгалуженні та в магістралі за точкою приєднання відгалуження. Наприклад, для відгалуження IV (рис. 7.1) наявний тиск визначають за формулою:

$$\Delta P_{IV} = \Delta P_{II} + \Delta P_{III}, \quad (7.24)$$

$$R'_{IV} \cdot \ell_{IV} \cdot (1 + a_{cp}) = R_{II} \cdot \ell_{пр,II} + R_{III} \cdot \ell_{пр,III}, \quad (7.25)$$

а питомі втрати тиску, Па/м, у відгалуженні IV дорівнюють:

$$R'_{IV} = \frac{\Delta P_{II} + \Delta P_{III}}{(1 + a_{cp}) \ell_{IV}}, \quad (7.26)$$

$$R'_{IV} = \frac{R_{II} \cdot \ell_{пр,II} + R_{III} \cdot \ell_{пр,III}}{\ell_{IV} \cdot (1 + a_{cp})},$$

де ℓ_{IV} – геометрична довжина ділянки IV, м;

$\ell_{пр,II}, \ell_{пр,III}$ – приведена довжина ділянок II та III, м.

- За значеннями витрати води G_d у відгалуженні та питомих втрат тиску R' за таблицями (дод. 11), які складені при еквівалентній шорсткості труб 0,5 мм, визначають діаметри відгалужень D^*s за сортаментом, реальні питомі втрати тиску R та швидкість руху води w у відгалуженні (питомі втрати не повинні перевищувати 300 Па/м, а швидкість теплоносія – 3,5 м/с).
- Визначають еквівалентну довжину місцевих опорів у відгалуженні ℓ_e , м, та приведену довжину ділянок відгалуження теплової мережі $\ell_{пр} = \ell + \ell_e$, м.

- Визначають втрати тиску у відгалуженні в Па або кПа за значенням питомих втрат тиску та приведеною довжиною за формулою (7.21).

Діаметри трубопроводів теплових мереж, незалежно від розрахункової витрати теплоносія, приймають не менше 32 мм. Діаметри подавального та зворотного трубопроводів двотрубних теплових мереж при спільній подачі тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання приймають, як правило, однаковими [31].

Результати розрахунків заносять до таблиці 7.1 і в подальшому використовують при побудові графіка тисків в теплових мережах. Гідравлічний розрахунок вважається задовільним, якщо втрати тиску від джерела теплоти до кінцевих споживачів головної магістралі та відгалужень відрізняються не більш, ніж на 10%. Гідравлічний розрахунок для неопалювального періоду полягає у визначенні швидкості теплоносія і втрат тисків при прийнятих діаметрах теплових мереж за даними розрахунку опалювального (розрахункового) режиму роботи теплових мереж. Розрахункову витрату теплоносія споживачами в неопалювальний період визначають за формулою (7.15). Дані розрахунків заносять до таблиці 7.1.

7.3. Гідравлічний розрахунок паропроводів та конденсатопроводів

При гідравлічному розрахунку паропроводи поділяють на паропроводи низького (до 0,02 МПа) та високого (більше 0,02 МПа) тиску [2].

При транспортуванні пари її кількість зменшується по довжині внаслідок попутної конденсації, зменшується також її густина при падінні тиску. Зменшення густини супроводжується збільшенням об'єму пари, що призводить до зростання швидкості руху пари.

В системах низького тиску ці складні процеси викликають практично незначні зміни параметрів пари, тому витрату пари приймають постійною на кожній ділянці паропроводу. Гідравлічний розрахунок паропроводів низького тиску виконують без врахування зміни густини пари на ділянках паропроводу за питомими втратами тиску, виходячи з теплових навантажень ділянок [2].

Пару для технологічних процесів подають, як правило, від зовнішніх джерел теплоти при високому тиску. Для технологічних споживачів, систем опалення та вентиляції промислових підприємств, як правило, використовується насичена пара. Перегрівання пари економічно не доцільне, бо додаткова кількість теплоти незначна порівняно з тепловим ефектом фазового перетворення пари у воду (пара має невелику теплоємність). Тому розрахунки паропроводів систем високого тиску частіше виконують за показниками сухої насиченої пари, тиску якої завжди відповідає певна температура. Стосовно використання насиченої або перегрітої пари слід враховувати:

- коефіцієнт тепловіддачі до стінок трубопроводу від перегрітої пари менший, ніж від насиченої, але це незначно впливає на коефіцієнт теплопередачі в ізольованому паропроводі. Тому при однаковому діаметрі трубопроводу та однаковій товщині ізоляції втрата теплоти при значному перегріванні пари більша за абсолютним значенням, ніж при транспортуванні насиченої пари;

- коефіцієнт в'язкості μ у перегрітій парі більший, ніж у насиченої. У зв'язку з цим коефіцієнт опору та втрата тиску в трубопроводах при рівних умовах для перегрітій пари більша, ніж для насиченої.

Таким чином, використання перегрітій пари практично не дає переваг порівняно з використанням насиченої пари з таким самим тиском, що значно впливає на вибір параметрів тепловикористовуючих установок та на розрахунок парових мереж. Отже, для транспортування доцільно використовувати незначно перегріту пару за умови, щоб в паровій мережі не виникало насичення та конденсації.

При транспортуванні пари по трубах її тиск та густина суттєво зменшуються, що ускладнює гідравлічний розрахунок. Втрати тиску та середня густина пари на ділянці при цьому залежать від діаметра трубопроводу, тому гідравлічний розрахунок виконують за методом послідовних наближень.

Гідравлічний розрахунок **парових теплових мереж** високого тиску здійснюють в такій послідовності:

- Визначають розрахункові теплові навантаження споживачів пари Q_{\max} та її параметри в двох точках (тиск, температуру та густину пари на джерелі теплоти $P_{\text{п}}, t_{\text{п}}, \rho_{\text{п}}$ та біля споживача $P_{\text{к}}, t_{\text{к}}, \rho_{\text{к}}$);
- Визначають розрахункові витрати пари окремими агрегатами за даними проектів $D_{\text{р}}$ в кг/с або за формулою:

$$D_{\text{р}} = Q_{\max} / r, \text{ або } D_{\text{р}} = Q_{\max} / (\Delta i), \quad (7.27)$$

де Q_{\max} – максимальне розрахункове теплове навантаження споживачів пари, Вт;

r – питома теплота пароутворення при середньому тиску пари в агрегаті, Дж/кг;

Δi – різниця ентальпій на вході та на виході споживача, Дж/кг.

- На генплан об'єкта теплопостачання наносять трасу парових мереж від джерела теплоти до споживачів. Головні принципи, якими потрібно керуватись при виборі траси – найменша довжина та вартість будівництва і експлуатації, надійність роботи, ув'язка з існуючими інженерними комунікаціями та існуючою і перспективною забудовою.

Попередній розрахунок

Метою попереднього розрахунку є попереднє визначення діаметрів трубопроводів.

- Схему теплових мереж розбивають на розрахункові ділянки (рис. 7.2). За розрахункову ділянку приймають трубопровід, діаметр та витрата теплоносія в якому не змінюються.
- Для кожної розрахункової ділянки визначають довжину ℓ та розрахункову витрату пари $D_{\text{д}}$. Розрахункову витрату теплоносія на ділянках визначають простим додаванням розрахункових витрат споживачів, починаючи від кінцевих споживачів проти руху теплоносія до джерела теплоти. Сумарну розрахункову витрату пари в парових мережах, які забезпечують підприємства з різними добовими режимами роботи, визначають із врахуванням розбіжності максимальних витрат пари окремими

підприємствами. При відсутності проектних добових графіків витрати пари допускається до сумарної витрати пари вводити коефіцієнт 0,9 [31].

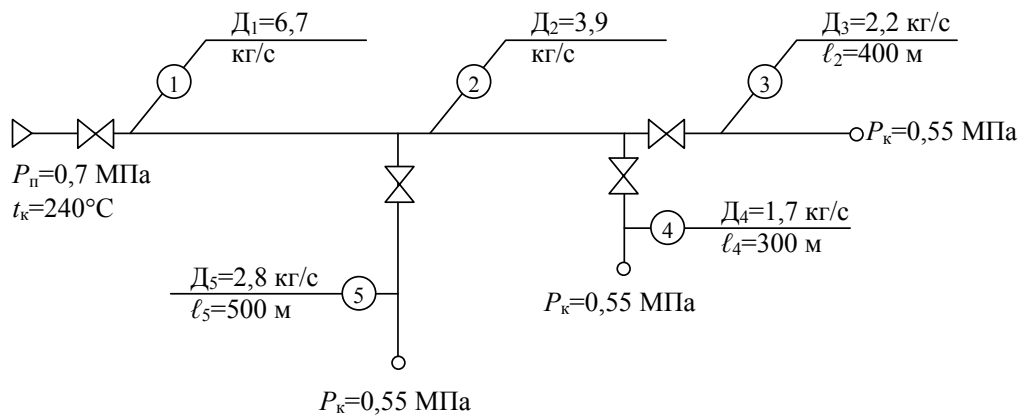


Рис. 7.2. Розрахункова схема паропроводу

- Визначають середній коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах a_{cp} за формулою:

$$a_{cp} = z_p \sqrt{D_d}, \quad (7.28)$$

де z_p – коефіцієнт, який приймають для пари $z_p = 0,2-0,4$ [34];

D_d – витрата теплоносія на початковій ділянці розгалуженого трубопроводу, кг/с.

- Вибирають головну розрахункову магістраль. Для цього визначають орієнтовне значення питомих втрат тиску від джерела теплоти до кожного споживача за формулою:

$$R' = \frac{(P_n - P_k)}{(1 + a_{cp}) \sum \ell}, \quad (7.29)$$

де $\sum \ell$ – довжина головної розрахункової магістралі, м;

a_{cp} – середній коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах;

P_n, P_k – тиск пари на початку та в кінці головної розрахункової магістралі, Па.

За головну розрахункову магістраль приймають відгалуження теплової мережі, для якого величина питомої втрати тиску на тертя найменша. В першу чергу виконують розрахунок головної розрахункової магістралі, а потім розраховують відгалуження.

- Визначають орієнтовні значення зменшення тиску, починаючи з першої ділянки головної розрахункової магістралі від джерела теплоти за формулою:

$$\Delta P'_i = R' \cdot (1 + a_{cp}) \ell_i, \quad (7.30)$$

де ℓ_i – довжина i -тої ділянки, м.

- Визначають орієнтовні значення тиску в вузлових точках за умови рівномірного зменшення тиску в напрямку головної розрахункової магістралі за формулою:

$$P'_{ki} = P_{ni} - R' \cdot (1 + a_{cp}) \ell_i, \quad (7.31)$$

де P'_{ki}, P_{ni} – тиск пари на початку та в кінці ділянки, Па;

ℓ_i – довжина ділянки.

- Визначають орієнтовні значення температури пари на кінці ділянки для попередження конденсації пари в трубопроводах за рахунок втрат теплоти в навколишнє середовище, зменшення температури пари по довжині паропроводу приймають приблизно рівним 2°C на 100 м. Звідки:

$$t'_{ki} = t_{ni} - \frac{2 \cdot \ell_i}{100}, \quad (7.32)$$

де t'_{ki} , t_{ni} – температура пари на початку та на кінці ділянки, °C;

ℓ_i – довжина і-тої ділянки, м.

- Визначають за значенням P'_{ki} та t'_{ki} густину на кінці ділянки ρ_k за додатками 14 або 15.
- Визначають орієнтовне значення середньої густини пари на ділянці ρ'_{cp} в кг/м³ за формулою:

$$\rho'_{cpi} = 0,5(\rho_{ni} + \rho_{ki}), \quad (7.33)$$

де ρ_{ni} , ρ_{ki} – густина пари на початку та на кінці ділянки відповідно, кг/м³;

ρ'_{cpi} – орієнтовне значення середньої густини пари на ділянці, кг/м³.

- Визначають табличне значення питомих втрат тиску по довжині в головній магістралі за формулою:

$$R_t^{cp} = R' \cdot \frac{\rho'_{cp}}{\rho_t}, \quad (7.34)$$

де ρ_t – табличне значення густини пари, $\rho_t = 1$ кг/м³.

- За значенням табличних питомих втрат тиску в головній розрахунковій магістралі R_t^{cp} та розрахунковою витратою пари D_d на ділянці визначають діаметри паропроводів $D_3 \cdot s$ за таблицями (додаток 16) або номограмами [20, 36], які складені при еквівалентній шорсткості труб 0,2 мм та густині пари $\rho_t = 1$ кг/м³, а також визначають табличні питомі втрати тиску R_t та табличну швидкість руху пари на ділянці w_t , які відповідають стандартним діаметрам.

Кінцевий розрахунок

Кінцевий розрахунок виконують послідовно по ділянках з метою більш точного визначення діаметрів трубопроводів, а також тисків та температур у вузлових точках теплової мережі.

- Визначають фактичні значення питомих втрат тиску R та швидкості пари w на ділянці, які відповідають ρ'_{cp} за формулами:

$$R = R_t / \rho'_{cp}; \quad w = w_t / \rho'_{cp}, \quad (7.35)$$

де R_t , w_t – табличні значення питомих втрат тиску та швидкості,

ρ'_{cp} – середня густина пари на ділянці, яку визначають за (7.33).

При розрахунку паропроводів потрібно враховувати, що дійсна швидкість пари не повинна перевищувати максимальних значень: для насиченої пари $w_{\max} = 35/60$ м/с, для перегрітої – 50/80 м/с (значення в чисельнику приймаються для паропроводів з $D_y < 200$ мм, а в знаменнику з $D_y > 200$ мм).

- Розміщують на схемі теплових мереж всі місцеві опори: засувки, компенсатори, відводи, трійники та інше.
- Визначають еквівалентні довжини місцевих опорів ℓ_e за додатком 12 та приведені довжини ділянок головної розрахункової магістралі за формулою $\ell_{\text{пр}} = \ell + \ell_e$, м.
- Визначають фактичні втрати тиску на ділянці ΔP та тиск пари на кінці ділянки P_k за формулами:

$$\Delta P = R \cdot \ell_{\text{пр}}, \quad (7.36)$$

$$P_k = P_n - \Delta P. \quad (7.37)$$

- Визначають втрати теплоти ділянкою паропроводу в навколишнє середовище за формулою:

$$Q_n = q_n \ell (t_{\text{сп}} - t_o), \quad (7.38)$$

де q_n – питомі втрати теплоти паропроводом (додаток 13), Вт/(м²·°С);

t_o – середньорічна температура навколишнього середовища, приймається залежно від способу прокладання теплової мережі [20, 36], °С;

$t_{\text{сп}}$ – середня температура пари на ділянці, °С, дорівнює $t_{\text{сп}} = 0,5 \cdot (t_n + t_k)$;

ℓ – довжина ділянки, м.

- Уточнюють зменшення температури пари на ділянці Δt , температуру пари на кінці ділянки t_k , які потрібні для визначення густини пари на кінці ділянки ρ_k та середньої густини пари на ділянці $\rho_{\text{сп}}$ за формулами:

$$\Delta t = Q_n / (c_p \cdot D_d); \quad (7.39)$$

$$t_k = t_n - \Delta t;$$

де теплові втрати ділянки паропроводу Q_n визначають за формулою (7.38), а теплоємність перегрітої пари приймають $c_p = 2,1$ кДж/(кг·°С) [20, 36].

- За значенням тиску P_k та температури t_k на кінці ділянки за таблицями властивостей водяної пари (додатки 14, 15) визначають густину пари на кінці ділянки ρ_k та уточнюють значення середньої густини пари на ділянці за формулою $\rho_{\text{сп}} = 0,5(\rho_n + \rho_k)$. Якщо орієнтовне значення середньої густини пари на ділянці $\rho'_{\text{сп}}$ не збігається з розрахованим значенням середньої густини на ділянці $\rho_{\text{сп}}$, то розрахунок ділянки паропроводу повторюють.
- Результати розрахунків заносять до таблиці 7.2.

Гідравлічний розрахунок паропроводів

№ ділянки	Попередній розрахунок							
	Розрахункова витрата пари, D_k , кг/с	Геометрична довжина ділянки, ℓ , м		Початок ділянки		Кінець ділянки		Середня густина пари на ділянці, $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³
	Тиск пари, $P_{\text{п}}$, МПа	Температура пари, $t_{\text{п}}$, °С	Тиск пари, $P_{\text{к}}$, МПа	Температура пари, $t_{\text{к}}$, °С	Густина пари, $\rho_{\text{п}}$, кг/м ³	Густина пари, $\rho_{\text{к}}$, кг/м ³		
							Діаметр паропроводу на ділянці, $D^*_{\text{с}}$, мм	
							Табличні питомі втрати тиску на ділянці, $R_{\text{т}}$, Па/м	
							Таблична швидкість пари на ділянці, $w_{\text{т}}$, м/с	

№ ділянки	Кінцевий розрахунок							
	Питомі втрати тиску на ділянці, R , Па/м	Швидкість пари на ділянці, w , м/с	Довжина ділянки		Втрати тиску на ділянці, $\Delta P = R \cdot \ell_{\text{пр}}$, Па	Питомі втрати теплоти паропроводом $q_{\text{п}}$, Вт/(м·°С)	Втрати теплоти на ділянці, $Q_{\text{п}}$, Вт	Уточнені параметри пари на ділянці:
	еквівалентна, $\ell_{\text{е}}$, м		приведена, $\ell_{\text{пр}}$, м	Тиск на кінці ділянки, $P_{\text{к}}$, МПа				Температура пари на кінці ділянки, $t_{\text{к}}$, °С

- Якщо температура пари на кінці ділянки $t_{\text{к}}$ не нижча від температури насичення, яка відповідає тиску на кінці ділянки $P_{\text{к}}$, то конденсація пари на ділянці виключається. Якщо температура пари на ділянці менша від температури насичення, потрібно врахувати додаткову витрату пари на конденсацію, яка виникає через втрати теплоти в трубопроводі. Витрату пари на конденсацію в кг/с визначають за формулою:

$$D_{\text{к}} = Q_{\text{п}} / r, \quad (7.40)$$

де r – питома теплота пароутворення при середньому тиску на ділянці, Дж/кг;

$Q_{\text{п}}$ – тепловтрати розрахункової ділянки ізольованого паропроводу, Вт, визначені за формулою (7.38).

Таким чином, розрахункову витрату насиченої пари на ділянці визначають за формулою:

$$D_{\text{д}} = D_{\text{р}} + 0,5D_{\text{к}} + \sum D_{\text{кi}}, \quad (7.41)$$

де $D_{\text{р}}$ – розрахункова витрата пари на ділянці без врахування витрати на конденсацію, кг/с;

$0,5 \cdot D_{\text{к}}$ – половина витрати пари на конденсацію на розрахунковій ділянці, кг/с;

$\sum D_{ки}$ – витрата пари на конденсацію на всіх ділянках після розрахункової за рухом пари, кг/с.

- Розрахунок починають від джерела теплоти по ділянках, кінцевий тиск на першій ділянці дорівнює тиску на початку наступної ділянки. Після розрахунку головної магістралі виконують розрахунок відгалужень, починаючи з визначення орієнтовних питомих втрат тиску на відгалуженні від точки підключення відгалуження до головної магістралі до точки підключення споживача та далі – аналогічно розрахункам ділянок головної магістралі.
- Розрахунок паропроводу вважають закінченим, якщо тиск пари біля споживачів близький до заданого тиску P_k , але не менший від заданого.

Конденсатопроводи залежно від стану конденсату поділяють на однофазні, в яких рухається рідина, та двофазні або емульсійні, в яких рухається двофазна суміш пари та рідини. Методика розрахунку конденсатопроводів залежить від стану конденсату, який в ньому рухається. Якщо температура конденсату в конденсатопроводі $t_{кон}$ менша від температури насичення t_s при тиску в конденсатопроводі, то в ньому рухається однофазна рідина без домішок пари. Якщо $t_{кон} > t_s$, то виникає кипіння частини конденсату, а його стан стає емульсійним. Стан конденсату та тип конденсатопроводу залежить від технологічних пристроїв, які споживають пару, та пристроїв для відведення конденсату. Після технологічних пристроїв пара, яка сконденсувалась, проходить через конденсатовідвідник та подається в конденсатопровід, по якому рухається до баку збору конденсату, а з нього насосом перекачується до джерела теплоти.

Конденсатопроводи після споживачів пари, в яких конденсат охолоджується до температури, що забезпечує відсутність перетворення конденсату в пару по всій довжині конденсатопроводу до бака збору конденсату, розраховують як однофазні напірні. Рух конденсату відбувається за рахунок тиску після споживача пари та різниці рівня конденсату у споживачі пари і в баці збору конденсату.

Конденсатопроводи після споживачів пари без охолодження конденсату (температура конденсату $t_{кон}$ приблизно дорівнює температурі насичення t_s) до конденсатовідвідників розраховують як двофазні самотічні, де емульсія рухається за рахунок різниці рівня конденсату у споживачі пари та в конденсатовідвіднику.

Конденсатопроводи за конденсатовідвідниками при відсутності охолодження конденсату у споживачах пари також є двофазними напірними з рухом емульсії за рахунок тиску після конденсатовідвідника та різниці геодезичних відміток. Конденсатопроводи, які розташовані після конденсатних насосів, завжди однофазні напірні, бо насоси вибирають із врахуванням тиску, який забезпечує нескипання конденсату. Конденсатопроводи між баком збору конденсату та насосом повинні забезпечувати роботу насосів під заливом з підпором, якого достатньо для запобігання кавітації (при температурі конденсату приблизно 100°C потрібен підпір води приблизно 5м) [34].

Розрахункові витрати конденсату $G_{кон}$ визначають за витратою пари споживачами з врахуванням втрат пари у них (приблизно 10-30%) з врахуванням неодноразовості роботи споживачів пари. Однофазні напірні конденсатопроводи рекомендується розраховувати на максимальні годинні витрати конденсату при роботі з повним перерізом

[31]. При цьому потрібно перевіряти, щоб тиск в конденсатопроводах в усіх режимах був достатнім для забезпечення нескипання конденсату та був вищий від атмосферного тиску, щоб в конденсатопроводі не було вакууму і щоб в ньому не виникало підсмоктування повітря крізь нещільності.

Гідравлічний розрахунок однофазних напірних конденсатопроводів здійснюють аналогічно гідравлічному розрахунку водяних теплових мереж, але при еквівалентній шорсткості трубопроводів $k_e = 1$ мм та за умови, що питомі втрати тиску рекомендується приймати $R' \leq 100$ Па/м за таблицями або номограмами для розрахунку конденсатопроводів [20, 36]. Гідравлічний розрахунок двофазних емульсійних конденсатопроводів виконують за методикою, яку наведено в [20, 36].

Повернення конденсату від споживачів до джерела теплоти є технічно достатньо складним. Але якщо його очищення є ефективним, то повернення конденсату забезпечує економію теплоти та зменшує об'єм хімічного очищення.

7.4. П'єзометричні графіки та вимоги до гідравлічного режиму теплових мереж

При проектуванні водяних теплових мереж за допомогою гідравлічного розрахунку визначають діаметри трубопроводів та значення втрат тиску в теплової мережі при різних режимах її роботи. За результатами розрахунків будують п'єзометричний графік, за допомогою якого визначають тиск та наявний напір в будь-якій точці теплової мережі, а також вибирають насоси для перекачки мережної води – мережні, живильні, підкачуючі та інші. Крім того, ці дані використовують при розробці схем приєднання місцевих систем теплоспоживання до теплових мереж.

Внаслідок великої густини вода має значний гідростатичний тиск на труби та обладнання, тому гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж складається з двох частин: власне гідравлічний розрахунок, за результатами якого визначають діаметри трубопроводів і втрати тисків (напорів) та перевірку відповідності гідравлічного режиму вимогам до нього.

Для визначення тиску в теплової мережі і абонентських установках широко застосовують п'єзометричний графік. Його будують за даними гідравлічного розрахунку із використанням значень тисків, які виражені у лінійних одиницях (метрах водяного стовпа), тобто у п'єзометричних напорах. П'єзометричний графік дозволяє наочно показати фактичні значення тиску (напору) в усіх елементах системи тепlopостачання. Крім того, графік тисків дає можливість визначити технічні характеристики обладнання для підтримання нормальних тисків у трубопроводах і елементах мережі з урахуванням рельєфу місцевості.

П'єзометричний графік розробляють для двох режимів: статичного (циркуляція води в теплових мережах відсутня, тиск підтримується за допомогою живильних насосів) і динамічного (працюють мережні і живильні насоси) в опалювальний і неопалювальний періоди. Для відкритих систем тепlopостачання необхідно додатково розробляти графік тисків для режимів роботи теплової мережі з максимальним водорозбором з подавального і зворотного трубопроводів.

Побудова п'єзометричного графіка здійснюється в такій послідовності:

- за початок координат приймають точку підключення мережних насосів;
- креслять (в масштабі) профіль земної поверхні від джерела теплоти до кінцевого споживача для магістралі та відгалужень;
- на профіль наносять висоти будівель у вузлових точках та в найбільш характерних, найнижчих та найвищих місцях траси;
- під профілем схематично наносять план теплової мережі;
- креслять лінію статичного тиску, яка проходить на 5 м вище за найвищу будівлю, враховуючи рельєф;
- в залежності від розрахункової температури мережної води з урахуванням профілю поверхні землі наносять лінію нескипання, що відповідає тиску насичення;
- згідно з даними гідравлічного розрахунку креслять лінію тиску у зворотному трубопроводі, починаючи від точки перетину лінії статичного тиску та початку координат. По осі абсцис відкладають довжини розрахункових ділянок трубопроводів, а по осі ординат від кінцевих точок розрахункових ділянок відкладають втрати тиску $\Sigma \Delta H$ із таблиці 7.1, з'єднують верхні точки цих відрізків та отримують ламану, яка є лінією тиску в зворотному трубопроводі. Кожний вертикальний відрізок від лінії статичного тиску до лінії тиску в зворотному трубопроводі відповідає втратам тиску в зворотному трубопроводі від мережних насосів до відповідної точки;
- на кінці лінії тиску в зворотному трубопроводі відкладають вгору відрізок, що відповідає наявному тиску у кінцевого споживача головної магістралі;
- починаючи від верхньої точки наявного тиску у кінцевого споживача, будують лінію тиску у подавальному трубопроводі – відкладають вгору сумарні втрати тиску в подавальному трубопроводі головної магістралі та проводять горизонтальну лінію, від якої відкладають вниз втрати тиску в подавальному трубопроводі від джерела теплоти до кінця окремих ділянок та будують аналогічно лінії тиску в зворотному трубопроводі (в закритих системах при однакових діаметрах подавальних та зворотних трубопроводів лінія тиску в подавальному трубопроводі є дзеркальним відображенням лінії тиску в зворотному трубопроводі);
- від точки на початку лінії тиску у подавальному трубопроводі відкладають відрізок, що відповідає втратам тиску в джерелі теплоти;
- аналогічно будують п'єзометричні графіки відгалужень, починаючи від точки підключення відгалуження до головної магістралі, п'єзометричні графіки відгалужень необхідно будувати, виходячи з умови, щоб втрати тиску від джерела теплоти до кінцевих споживачів головної магістралі та відгалужень були приблизно рівними за величиною, що може вимагати необхідність коригування отриманих раніше діаметрів труб відгалужень;
- тиск в будь-якій точці мережі визначають за величиною відрізка між даною точкою та лінією тиску в подавальному або зворотному трубопроводі. При залежному приєднанні місцевих систем тиск в зворотному трубопроводі цілком передається місцевій системі та навпаки;

- переміщення п'єзометричного графіка паралельно собі вгору або вниз дозволяє прийняти будь-який тиск на всмоктувальному патрубку мережних насосів та відповідно в місцевих системах. Вибір положення п'єзометричного графіка потрібно здійснювати, виходячи з нижченаведених вимог;
- по закінченні побудови на графіку відмічають нейтральну точку, в якій підтримують постійний тиск води в статичному і динамічному режимах роботи теплових мереж.

Для всіх режимів роботи водяних теплових мереж повинні виконуватись такі вимоги:

- тиск в абонентських вводах, підключених за залежною схемою, не повинен перевищувати допустимого рівня для опалювальних приладів. Так, наприклад, в системах опалення з чавунними радіаторами максимально допустимий тиск має бути – 0,6 МПа (60 м), в системах опалення з конвекторами – 1 МПа (100 м);
- максимальний тиск у подавальному трубопроводі з урахуванням рельєфу місцевості повинен бути не вищим від 1,6 МПа (160 м) за умови міцності трубопроводів і обладнання теплових мереж;
- тиск у подавальних трубопроводах в динамічному режимі роботи теплових мереж належить підтримувати таким, щоб виключити можливість закипання води при її максимальній температурі в будь-якій точці подавального трубопроводу, в обладнанні джерела теплоти і в приладах абонентів, приєднаних за залежною схемою;
- за будь-яких режимів теплоспоживання надлишковий тиск у будь-якій точці зворотного трубопроводу належить підтримувати не нижчим від 0,05 МПа (5 м) для уникнення підсмоктування повітря, спорожнення трубопроводу і порушення циркуляції;
- для запобігання кавітації тиск на всмоктувальному патрубку мережних і підкачувальних насосів повинен бути не меншим від 0,05 МПа (5 м);
- у вузлах підключення споживачів при змішуванні за допомогою елеватора наявний тиск на абонентському вводі (різниця тисків в подавальному і зворотному трубопроводах) повинен бути не меншим від 0,15 МПа (15 м). При наявності підігрівачів гарячого водопостачання, підключених за двоступінчастою схемою, наявний тиск потрібно підтримувати на рівні 0,2-0,25 МПа (20-25 м);
- статичний тиск в системі тепlopостачання не повинен перевищувати допустимого для всіх елементів, забезпечуючи при цьому заповнення водою абонентських систем, які приєднуються за залежною схемою.

Перевірка гідравлічного режиму здійснюється в статичному режимі (гідростатичний режим), коли мережні насоси не працюють, та в динамічному режимі (гідродинамічний режим) із врахуванням геодезичних відміток прокладання трубопроводу. Внаслідок цього визначають лінії максимальних тисків в подавальному та зворотному трубопроводах за умови механічної міцності елементів системи та лінії тисків за умови запобігання скипання високотемпературного теплоносія та виникнення вакууму в елементах системи. П'єзометричні лінії не повинні виходити за ці межі. При розробці гідродинамічного режиму теплової мережі визначають параметри для підбору мережного на-

сосу, що забезпечує циркуляцію теплоносія в теплових мережах, а за результатами розробки гідростатичного режиму вибирають живильні насоси.

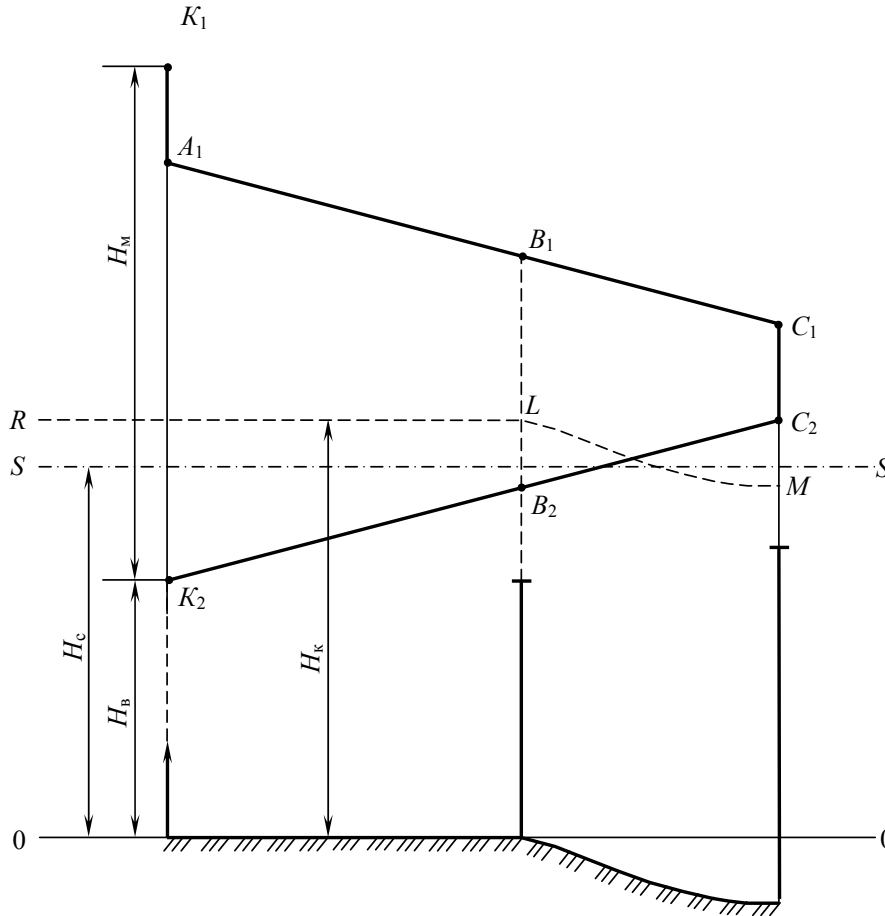


Рис. 7.3. Будова п'єзометричного графіка

H_m – напір мережних насосів; H_c – напір статичного режиму; H_b – напір на всмоктувальному патрубку мережного насоса; H_k – напір лінії нескипання

Розглянемо приклад побудови п'єзометричного графіка на рис. 7.3. Спочатку будують профіль місцевості по трасі теплової мережі. На профілі, який побудовано в масштабі, наносять висоти будівель. При побудові п'єзометричного графіка умовно приймають, що вісь трубопроводу збігається з поверхнею землі. Статичний напір H_c (лінія S-S) визначають за умови заповнення мережою водою всіх абонентських систем з запасом 5 м стосовно найвищого абонента з урахуванням рельєфу.

Межі, в яких повинна розташовуватись лінія напору в зворотному трубопроводі в динамічному режимі, намічають з таких міркувань:

- максимальний п'єзометричний напір не повинен перевищувати припустимого рівня для опалювальних приладів на нижніх поверхах систем опалення, які приєднані за допомогою елеватора;

- для захисту систем опалення від спорожнення п'єзометрична лінія повинна проходити не менше, ніж на 3 м, від рівня будівель.

Дійсний ухил п'єзометричної лінії визначається за даними гідравлічного розрахунку. Втрати напору в місцевій системі опалення кінцевого абонента відповідають відрізку $C_1 C_2$. П'єзометричну лінію напору в подавальному трубопроводі $C_1 B_1 A_1$ будуємо, відкладаючи втрати напору в подавальному трубопроводі від точки C_1 . Втрати напору на джерелі теплоти $A_1 K_1$ відкладаємо від точки A_1 .

П'єзометрична лінія напору в подавальному трубопроводі повинна відповідати таким умовам:

- максимальний напір не повинен перевищувати допустимого для трубопроводів та підігрівачів;
- мінімальний напір не повинен допускати кипіння води.

Для побудови лінії нескипання $R L M$ від кожної точки поверхні землі відкладають напір H_k , який приймають за наведеними даними:

Розрахункова температура мережної води, °С	120	130	140	150	160	170	180
Максимальний напір, м	10	20	30	40	55	72	93

Якщо п'єзометрична лінія $A_1 B_1 C_1$ розташована вище лінії $R L M$ тобто не перетинає її, то вода в трубах не буде скипати.

Якщо вищенаведені вимоги не можуть бути виконані для всіх абонентів, то окремі місцеві системи потрібно підключати за незалежною схемою. При складному рельєфі місцевості, коли значна кількість споживачів теплоти виходить за межі нормального гідравлічного режиму, система теплостачання поділяється на незалежні за тиском зони [3, 14].

При складному рельєфі місцевості з великою різницею геодезичних відміток нерідко виникає необхідність спорудження на теплових мережах насосних чи дросельних підстанцій на зворотному та подавальному трубопроводах. Питання про необхідність спорудження насосних підстанцій вирішується в процесі розробки п'єзометричного графіка.

Насосна підстанція на зворотному трубопроводі використовується для зниження напору у кінцевих абонентів до допустимої межі. Підстанція на подавальному трубопроводі використовується для підвищення наявного перепаду напорів у кінцевих споживачів і зниження тиску у споживачів, розташованих поблизу джерела теплоти.

Підстанцію на зворотному трубопроводі розташовують так, щоб напори у споживачів після підстанції (за ходом води) не перевищували припустимих значень. Місце розташування підстанції на подавальному трубопроводі вибирають, виходячи з умов забезпечення у споживачів необхідного наявного напору. Для запобігання виникнення неприпустимо високого тиску на зворотній магістралі встановлюють дроселюючий орган (регулятор тиску “до себе”).

7.5 Вибір схем приєднання систем опалення будівель при складному рельєфі місцевості

Найменші вимоги до режимів тиску в тепловій мережі, як в статичному, так і динамічному режимі роботи теплової мережі виникають при підключенні системи опалення за незалежною схемою, тому що приєднання таких систем за допомогою теплообмінника роз'єднує гідравлічні режими теплової мережі і місцевих систем. Єдина вимога полягає в тому, щоб тиск в зворотному трубопроводі в динамічному і статичному режимах не перевищував припустимого тиску за умови міцності водоводяних підігрівачів. Незалежне приєднання підвищує надійність системи теплопостачання, спрощує експлуатацію системи, підвищує її маневреність, що є особливо важливим при нерозрахункових та аварійних режимах, але капітальні вкладення в абонентські вводи при цьому значно перевищують капітальні вкладення при приєднанні за залежною схемою, збільшуються також енерговитрати на циркуляцію теплоносія в місцевих системах опалення. Враховуючи це, залежні схеми приєднання систем опалення використовуються значно ширше, ніж незалежні.

Залежне приєднання систем опалення більше вимагає від гідравлічного режиму теплової мережі, особливо жорсткі вимоги до режимів тиску виникають при підключенні систем опалення за залежною схемою з елеватором. Якщо графіки тиску не відповідають цим вимогам, то можливо використовувати також приєднання зі змішувальним насосом та за незалежною схемою.

На рисунку 7.4 наведено п'єзометричний графік теплової мережі при складному рельєфі місцевості та значній висоті будівель, що приєднуються. На графіку побудовано рельєф місцевості по трасі магістралі та на відгалуженнях, нанесено висоти будівель, п'єзометричні лінії напорів, які характеризують тиск при статичному і динамічному режимах.

Наявний напір в трубопроводах на джерелі теплоти $\Delta H_d = 130-30 = 100$ м, наявний напір в кінцевій точці магістралі $\Delta H_a = 8$ м, втрати напору в подавальному і зворотному трубопроводах $\Delta H = 46+46 = 92$ м. Повний статичний напір в системі прийнято на рівні 70 м (лінія S-S). П'єзометричні статичні напори в різних зонах теплопостачання встановлені різні. Так, для будівлі I п'єзометричний статичний напір становить 70 м, для будівель II, III, IV – 60 м, а для будівель V і VI – 40 м.

Залежне приєднання будівель за допомогою елеваторів можливо використовувати, якщо гідравлічний режим теплової мережі відповідає таким вимогам:

- статичний напір в тепловій мережі та напір в зворотному трубопроводі при динамічному режимі не перевищують допустимого напору за умови міцності опалювальних пристроїв. Але з умови заповнення системи опалення будівлі водою надлишковий п'єзометричний напір у верхній точці системи опалення повинен бути не менше за 5м, статичний та динамічний напір повинен бути не меншим, ніж на 5м вище будівлі. Таким чином,

$$H_6 + 5 \text{ м} \leq H_c; \quad \text{та} \quad H_6 + 5 \text{ м} \leq H_3 \leq H_0, \quad (7.42)$$

де H_6 – висота будинку, враховуючи рельєф, м;

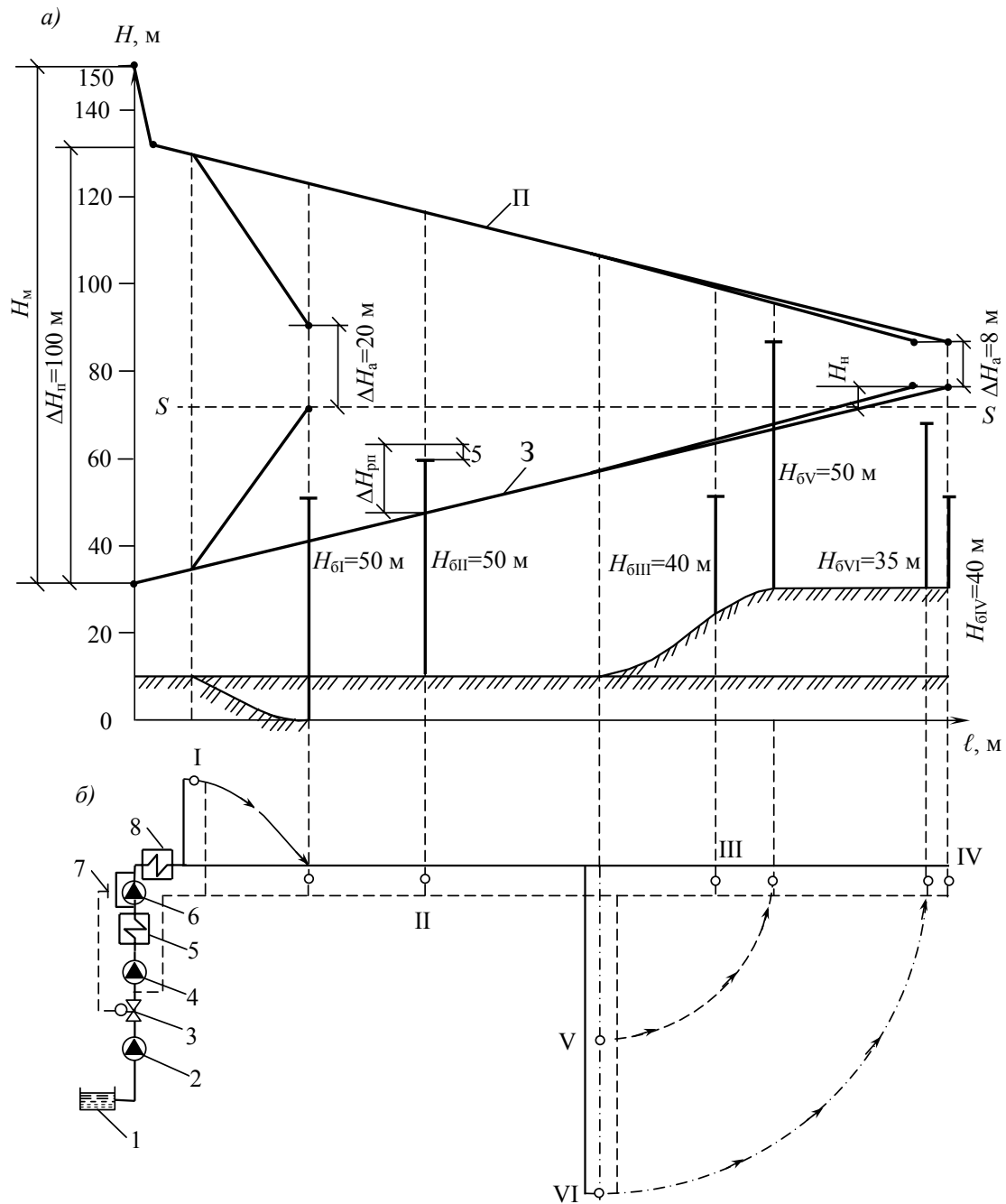


Рис. 7.4. П'єзометричний графік (а) та принципова схема двотрубної теплової мережі; (б) при складному рельєфі місцевості та значній висоті будівель, що приєднуються

II, 3 – лінія напору в подавальному і зворотному трубопроводах; S-S – лінія статичного напору в теплової мережі; H_{6I} , H_{6II} , H_{6III} , H_{6IV} , H_{6V} , H_{6VI} – висота будівель, м; H_m – напір мережних насосів, м; $\Delta H_{рп}$ – втрати напору в регуляторі підпору, м; ΔH_a – наявний напір на абонентському вводі; H_n – напір насоса; ΔH_d – наявний напір в трубопроводах на джерелі теплоти; I-VI – абоненти; 1 – бак живильної води; 2 – живильний насос; 3 – регулятор живлення; 4 – мережний насос; 5 – теплофікаційні пароводяні підігрівачі; 6 – мережний насос; 7 – точка відбору імпульсу для живильного насоса; 8 – піковий водогрійний котел

H_c – статичний напір, м;

H_o – максимальний напір для опалювальних пристроїв, м;

H_3 – напір в зворотному трубопроводі при динамічному режимі, м.

- для нормальної роботи елеватора, щоб забезпечити потрібний коефіцієнт змішування, наявний напір в тепловій мережі перед будинком ΔH_a мусить становити не менше за 10÷15 м.

Вимогам, що наведені вище, відповідає тільки будинок III, для якого статичний напір $H_c = 60$ м і тиск в зворотному трубопроводі при динамічному режимі $H_3 = 53$ м. В системі опалення встановлені чавунні радіатори, для яких $H_o = 60$ м. Висота будинку $H_6^{III} = 40$ м, відповідно $H_c > H_6 + 5$ м = 45 м та $H_3 > 45$ м. Наявний напір в точці підключення будинку III $\Delta H = 97 - 63 = 34$ м, що є достатнім для роботи елеватора.

На рисунку 7.5 а наведена схема приєднання системи опалення будинку III до теплової мережі за допомогою елеватора і побудовано графік напорів.

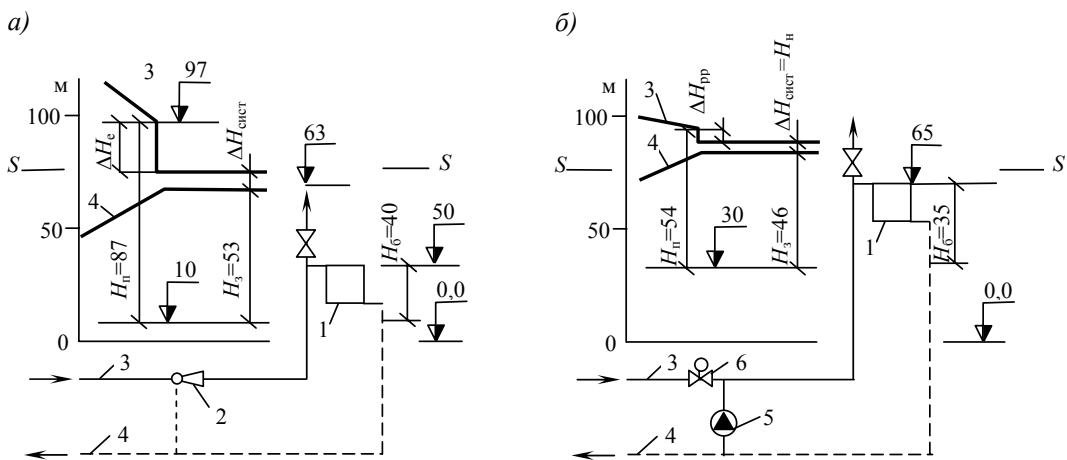


Рис. 7.5. Залежні схеми приєднання систем опалення будівель до теплової мережі

(а) з елеватором (будинок III); (б) зі змішувальним насосом на перемичці (будинок VI)

1 – система опалення; 2 – елеватор; 3 – подавальний трубопровід; 4 – зворотний трубопровід; 5 – насос; 6 – регулятор витрати; H_n , H_3 – напори в подавальному і зворотному трубопроводах, м; H_6 – висота будинку, м; ΔH_e , $\Delta H_{\text{сист}}$, ΔH_{pp} – втрати напору в елеваторі, в системі опалення будинку, в регуляторі витрати PP; $S-S$ – лінія статичного напору в тепловій мережі (всі геодезичні відмітки та розміри подані в м)

Якщо умови приєднання системи опалення будинку до теплової мережі відповідають вищенаведеним вимогам за винятком того, що наявний напір не забезпечує роботу елеватора ($\Delta H_a < 10$ м), то можливо використати залежне приєднання системи опалення із змішувальним насосом на перемичці. Напір, що забезпечує насос, повинен дорівнювати втратам напору на циркуляцію води в системі опалення $\Delta H_{\text{сист}}$. Будинок VI приєднується за залежною системою зі змішувальним насосом. Схема приєднання та графік напорів наведені на рис. 7.5 б. Зайвий напір на абонентському вводі можливо погасити на дросельній діафрагмі або в клапані регулятора.

Для будинку II за даними напорів в статичному режимі можливе приєднання за залежною схемою з елеватором, але п'єзометричний напір в зворотному трубопроводі нижчий, ніж потрібний напір для заповнення системи опалення водою. Враховуючи великий наявний напір в тепловій мережі, можливо встановити на зворотному трубопроводі регулятор тиску “до себе” (регулятор підпору), за допомогою якого тиск в зворотному трубопроводі перед регулятором підвищується. Схема приєднання будинку II та графік напорів наведені на рис. 7.6 а.

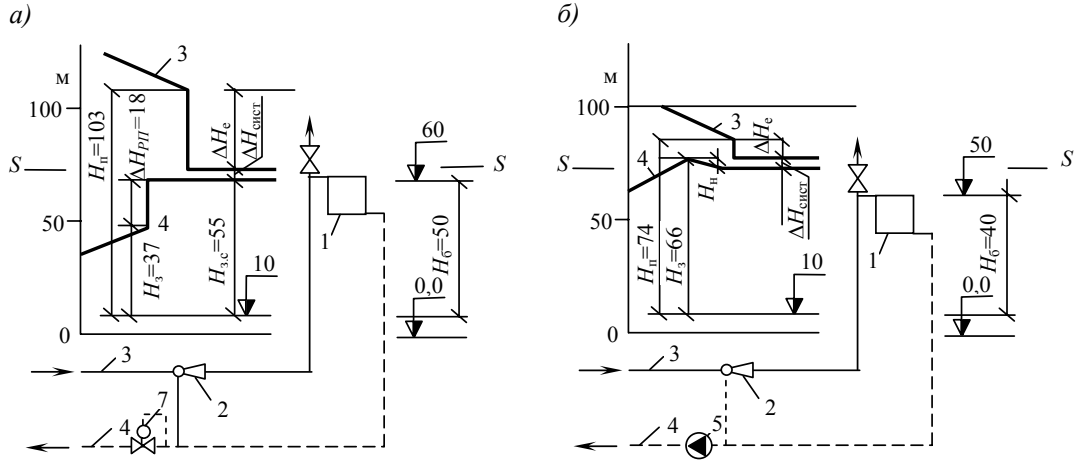


Рис. 7.6. Залежні схеми приєднання систем опалення будівель до теплової мережі (а) з регулятором тиску “до себе” РП (регулятором підпору) (будинок II); (б) з насосом на зворотній лінії та елеватором (будинок IV)
1–6 – позначення див. на рис. 7.5.; 7 – регулятор тиску

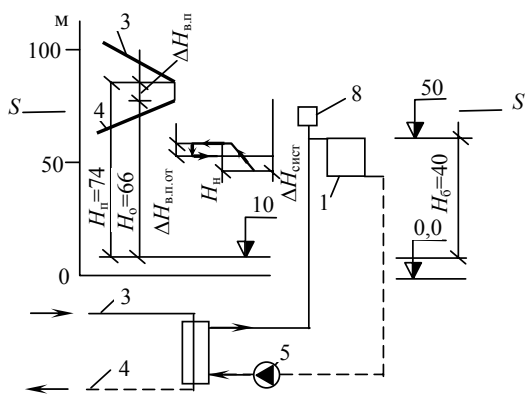


Рис. 7.7. Незалежна схема приєднання систем опалення будівель до теплової мережі (будинок IV)
 $\Delta H_{в.п.}$, $\Delta H_{в.п.от}$ – втрати напору в водоводяному підігрівачі в системі теплопостачання та в системі опалення будинку; 1–6 – позначення див. на рис. 7.5.; 8 – розширювальний бак

Для будинку IV можливе підключення системи опалення за залежною схемою, якщо зменшити напір в зворотному трубопроводі шляхом встановлення насоса у вузлі приєднання будинку. Насос повинен забезпечити напір для приєднання системи за допомогою елеватора. Схема приєднання та графік напорів наведені на рис. 7.6 б. Але при такому приєднанні при виході з ладу насоса можливе перевищення допустимого значення напору в зворотному трубопроводі для опалювальних пристроїв $H_3 > H_0$, тому приєднання системи опалення за схемою з елеватором і насосом неможливе. Будинок IV потрібно приєднати за незалежною схемою. Схему такого приєднання і графік напорів наведено на рис. 7.7.

Для будинку I статичний напір перевищує допустимий, тому його потрібно приєднати за незалежною схемою, аналогічно рис. 7.6. Повний статичний напір для будинку V перевищує статичний напір, який встановлено для всього району тепlopостачання, тому його приєднання також потрібно здійснити за незалежною схемою за допомогою водоводяного підігрівача.

7.6. Вибір насосів

Результати гідравлічного розрахунку теплових мереж використовують для вибору насосного обладнання. В водяних теплових мережах насоси використовують для створення заданих тисків і подачі потрібної кількості води до споживачів теплоти. В парових мережах насоси використовують для перекачування конденсату від споживачів до джерела теплоти. Для вибору насосів потрібно визначити їх продуктивність (витрату) та напір.

Мережні насоси створюють циркуляцію води в системі тепlopостачання.

Напір мережних насосів визначають окремо для опалювального та неопалювального періодів та приймають рівним сумі втрат напору на джерелі теплоти ΔH_d , в подавальному та зворотному трубопроводах від джерела теплоти до найбільш віддаленого споживача ΔH_n , ΔH_z та в системі тепlopостачання споживача (включаючи втрати тиску в теплових пунктах і насосних станціях) ΔH_a при сумарних розрахункових витратах води за формулою:

$$H_m = \Delta H_d + \Delta H_n + \Delta H_z + \Delta H_a. \quad (7.43)$$

При встановленні на теплових мережах насосних або дросельних підстанцій напір мережних насосів на джерелі теплоти слід визначати на основі п'єзометричного графіка.

Подачу (продуктивність) мережних насосів слід приймати:

- в закритих системах тепlopостачання в опалювальний період – за сумарною розрахунковою витратою води, яка визначається за формулою (7.13);
- у відкритих системах тепlopостачання в опалювальний період – за сумарною розрахунковою витратою води, яку визначають за формулою (7.16) при $K_4 = 1,4$;
- для закритих і відкритих систем тепlopостачання в неопалювальний період – за максимальною витратою води на гаряче водopостачання в неопалювальний період за формулою (7.15).

Кількість мережних насосів приймають не менше двох, один з яких резервний. Якщо для роботи теплової мережі при розрахункових умовах потрібно встановити 5 насосів, то резервних насосів не передбачають.

Живильні насоси компенсують витік води та підтримують необхідний рівень п'єзометричних ліній як при статичному, так і при динамічному режимах.

Напір живильних насосів визначають за умови підтримання у водяних теплових мережах статичного напору та перевіряють для умов роботи мережних насосів в опалювальний та неопалювальний періоди. Напір живильних насосів визначають з

п'езометричного графіка по відстані від поверхні землі на джерелі теплоти до лінії статичного напору.

Подачу (продуктивність) робочих живильних насосів в закритих системах тепlopостачання слід приймати рівною витраті води на компенсацію витоків з теплової мережі, а у відкритих системах – рівною сумі максимальної витрати води на гаряче водopостачання (формула 7.10) та витрати води на компенсацію витоку.

Витрату води на компенсацію витоків приймають в кількості 0,75% від об'єму води, яка знаходиться в трубопроводах та абонентських системах, приєднаних безпосередньо (залежно). Об'єм води в системі тепlopостачання орієнтовано визначають за формулою:

$$V_{\text{ж}} = Q(V_{\text{с}} + V_{\text{м}}), \quad (7.44)$$

де Q – теплова потужність системи тепlopостачання, МВт;

$V_{\text{с}}$, $V_{\text{м}}$ – питомі об'єми мережної води, яка знаходиться в зовнішніх мережах з підігрівачами та в місцевих системах, м³/МВт.

Для теплових мереж з підігрівачами для житлових районів $V_{\text{с}} = 40 \div 43$ м³/МВт, для промислових підприємств $V_{\text{с}} = 20 - 30$ м³/МВт; для систем опалення громадських будівель $V_{\text{м}} = 26$ м³/МВт; для промислових $V_{\text{м}} = 13,0$ м³/МВт, для систем гарячого водopостачання $V_{\text{м}} = 5,2$ м³/МВт.

Таким чином, продуктивність живильних насосів, м³/год., визначають за формулою:

$$G_{\text{ж}} = 0,0075 \cdot Q \cdot (V_{\text{с}} + V_{\text{м}}). \quad (7.45)$$

В закритих системах тепlopостачання передбачають не менше двох живильних насосів, один з яких резервний, а у відкритих – не менше трьох, один з яких резервний.

За визначеними параметрами роботи насосів (продуктивністю та напором) за допомогою робочих характеристик, які наведені в каталогах насосів різних фірм (вітчизняних та закордонних), вибирають насоси, враховуючи параметри теплоносія, який перекачують.

Приклад 7.1.

Визначити діаметри труб для ділянок двотрубною водяною тепловою мережі. Довжини ділянок мережі та витрати води у споживачів наведені на рис. 7.1. Крім засувок, які наведені на схемі, на кожні 100 м трубопроводів в теплової мережі в середньому встановлено по одному сальниковому компенсатору та по одному коліну. Витрати води у споживачів 1-3 дорівнюють $G_1=83,3$ кг/с; $G_2=55,6$ кг/с; $G_3=27,8$ кг/с.

Питомі витрати тиску по довжині головної магістралі для попереднього розрахунку прийняти $R'=80$ Па/м. Середній коефіцієнт місцевих втрат тиску для попереднього розрахунку прийняти за формулою $a_{\text{ср}}=0,03 \sqrt{G_d}$. Густина води $\rho = 975$ кг/м³.

Розрахунок головної магістралі 0-3.

Сумарна витрата води на джерелі теплоти:

$$G_{\Sigma} = 83,3 + 55,6 + 27,8 = 166,7 \text{ кг/с.}$$

Попередній розрахунок

Середній коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах:

$$a_{cp} = 0,03\sqrt{G_{\Sigma}} = 0,03\sqrt{166,7} = 0,39.$$

За значенням $G_{\Sigma} = 166,7$ кг/с та $R^l = 80$ Па/м визначаємо за номограмою [20, 36] попереднє значення діаметра трубопроводу для ділянки I $D_1 = 360$ мм. Аналогічно визначаємо діаметри для ділянки II і III.

Кінцевий розрахунок

Для ділянки I заокруглюємо діаметр труби до стандартного $D_{1*s} = 377*6$ мм. Дійсна питома втрата тиску визначається за таблицею (додаток 11) $R_1 = 77,1$ Па/м. Еквівалентна довжина ділянки I (додаток 12):

Засувка	4,3·1=4,3
Коліно (відвід)	8,4·5=42,0
Сальниковий компенсатор	<u>5,0·5=25,0</u>
	$\Sigma = 71,3$ м

Приведена довжина ділянки = 500+71,3=571,3 м.

Дійсне зменшення тиску на ділянці I (в одному напрямку):

$$\Delta P_I = R_1 \cdot \ell_{npI} = 77,1 \cdot 571,3 = 44047 \text{ Па}$$

$$\text{або } \Delta H = \frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{44047}{975 \cdot 9,8} = 4,61 \text{ м.}$$

Аналогічно розрахуємо інші ділянки головної магістралі та результати зводимо в таблицю 7.3.

Розрахунок відгалужень

Втрати напору на ділянці IV (визначаємо з умови рівних втрат тиску від джерела теплоти до будь-якої кінцевої точки теплової мережі):

$$\Delta P_{IV} = 20,08 + 26,41 = 46,49 \text{ кПа.}$$

Питомі витрати тиску для ділянки IV:

$$R'_{IV} = \frac{\Delta P_{IV}}{\ell_{IV}(1+a_{cp})} = \frac{46,49 \cdot 10^3}{300(1+0,39)} = 111,5 \frac{\text{Па}}{\text{м}}.$$

За значеннями $G_{IV} = 83,3$ кг/с та $R'_{IV} = 111,5$ Па/м визначаємо попереднє значення діаметра $D_{IV} = 259$ мм та заокруглюємо його до стандартного $D_{IV*s} = 273*5$ мм. Дійсні питоми втрати тиску $R_{IV} = 107,9$ Па/м. Еквівалентна довжина ділянки IV:

Трійник	16,7·1=16,7
Засувка	3,33·2=6,7
Сальниковий компенсатор	3,33·3=10,0
Коліно (відвід)	<u>5,55·3=16,7</u>
	$\Sigma = 50,1$ м

Приведена довжина $\ell_{npIV} = 300 + 50,1 = 350,1$ м.

Дійсна втрата тиску та напору на ділянці IV:

$$\Delta P_{IV} = R_{IV} \cdot \ell_{npIV} = 107,9 \cdot 350,1 = 37776 \text{ Па,}$$

$$\Delta H_{IV} = \frac{\Delta P_{IV}}{\rho g} = \frac{37776}{975 \cdot 9,81} = 3,95 \text{ м.}$$

Сумарна втрата напору від джерела теплоти до абонента 1:

$$\Delta H = \Delta H_I + \Delta H_{IV} = 4,61 + 3,95 = 8,56 \text{ м.}$$

Аналогічно розраховуємо ділянку V.

Таблиця 7.3

Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж

№ ділянок	Розрахункова витрата води на ділянці G_d , кг/с	Довжина ділянки ℓ , м	Попередній розрахунок при				Кінцевий розрахунок									
			R_0		R'		Діаметр ділянки D , мм	Стандартний діаметр ділянки D^*s , мм	Швидкість води на ділянці w , м/с	Питомі втрати тиску на ділянці R , Па/м	Еквівалентна довжина місцевих опорів ℓ_e , м	Приведена довжина ділянки $\ell_{пр} = \ell + \ell_e$, м	Втрати тиску на ділянці $\Delta P = R \ell_{пр}$, кПа	Втрати напору на ділянці ΔH , м	Сумарні втрати напору $\sum \Delta H$, м	
			Питомі втрати тиску R_0 , Па/м	Діаметр ділянки D_0 , мм	Матеріальна характеристика M_0 , м ²	Питомі втрати тиску на ділянці R' , Па/м										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Головна магістраль																
I	166,7	500	-	-	-	80	360	377*6	1,59	77,1	71,3	571	44,05	4,61	4,61	
II	83,3	400	-	-	-	80	280	325*6	1,09	43,7	59,6	460	20,1	2,1	6,71	
III	27,8	600	-	-	-	80	180	219*5	0,81	40,3	55,4	655	26,4	2,76	9,47	
Відгалуження																
IV	83,3	300	-	-	-	111,3	260	273*5	1,54	107,9	50,0	350	37,78	3,95	8,56	
V	55,6	400	-	-	-	47,4	270	273*5	1,02	48,0	58,9	459	22,03	2,3	9,01	

Приклад 7.2.

Вибір мережних і живильних насосів для системи тепlopостачання.

Підібрати мережні і живильні насоси для закритої системи тепlopостачання, яка розглянута в прикладі 7.1. Теплова потужність системи тепlopостачання $Q = 45,0$ МВт. Втрати напору на джерелі теплоти становлять $H_d = 13$ м. Рельєф місцевості спокійний. Максимальна висота будівель 30 м.

Вибір мережного насоса

З гідравлічного розрахунку в прикладі 7.1 визначаємо, що втрати тиску в подавальному та зворотному трубопроводах головної магістралі становлять $H_n = H_3 = 9,5$ м, а наявний напір перед мікрорайонами повинен бути не меншим за $H_a = 20$ м.

Напір мережного насоса:

$$H_m = \Delta H_d + \Delta H_n + \Delta H_s + \Delta H_a = 13,0 + 9,5 + 9,5 + 20 = 52,0 \text{ м.}$$

Продуктивність мережного насоса з прикладу 7.1 $G_m = 166 \text{ кг/с}$.

Приймаємо 2 мережних насоси СЭ –800-55 [9], один з яких резервний, з наступними характеристиками: продуктивність $G_m = 221 \text{ кг/с}$, напір $H_m = 55 \text{ м}$, максимальна температура води 120°C , тиск на вході в насос $1,08 \text{ МПа}$.

Вибір живильного насоса.

Продуктивність живильного насоса

$$G_{\text{ж}} = 0,0075 \cdot 45,0 \cdot 66 = 22,27 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Напір живильного насоса визначаємо з умови заповнення трубопроводів систем теплопостачання водою (від землі на джерелі теплоти до лінії статичного напору), враховуючи, що рельєф місцевості спокійний статичний напір складається з висоти будівель та запасу 3-5 м,

$$H_{\text{ж}} = 30 \text{ м} + 5 \text{ м} = 35 \text{ м.}$$

Вибираємо 2 насоси Wilo – IL-50/170-5.5/2, один з яких резервний, з наступними характеристиками: номінальна потужність мотора $5,5 \text{ кВт}$, кількість обертів $n = 2900 \text{ 1/хв}$.

Приклад 7.3.

Розрахувати парову мережу, для якої довжини ділянок та витрати пари у споживачів наведені на рис. 7.2. Параметри пари на початку паропроводу $P_n = 0,7 \text{ МПа}$; $t_n = 240^\circ\text{C}$. Тиск пари у всіх споживачів однаковий та дорівнює $P_k = 0,55 \text{ МПа}$. Паропровід прокладено в непрохідному каналі. На мережі встановлені сальникові компенсатори через 80 – 100 м.

Вибираємо головну магістраль 1-2-3, довжина якої дорівнює $\Sigma \ell = 500 + 400 + 400 = 1300 \text{ м}$.

Попередній розрахунок

1. Зменшення тиску, починаючи з першої ділянки від джерела теплоти до кінцевого споживача, $\Delta P = 0,7 - 0,55 = 0,15 \text{ МПа}$.
2. Орієнтовний перепад температур на головній магістралі $\Delta t = \frac{2 \cdot 1300}{100} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$.
3. Температура пари на кінці головної магістралі $t_k = 240 - 26 = 214 \text{ }^\circ\text{C}$.
4. За таблицями для водяної пари густина пари (додаток 15) $\rho_n = 2,98 \text{ кг/м}^3$, $\rho_k = 2,46 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{\text{ср}} = 0,5(2,98 + 2,46) = 2,72 \text{ кг/м}^3$.
5. За формулою (7.28) при $D_1 = 6,7 \text{ кг/с}$, $a_{\text{ср}} = 0,2 \cdot \sqrt{6,7} = 0,51$.
6. За формулою (7.29) $R' = \frac{(0,7 - 0,55) \cdot 10^6}{(1 + 0,51)1300} = 76,4 \text{ Па/м}$.
7. За формулою (7.34) табличне значення наявних питомих втрат тиску по довжині при $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ $R_{\text{т}}^{\text{ср}} = 76,4 \cdot \frac{2,72}{1} = 208 \text{ Па/м}$.
8. Ділянка 1: а) орієнтовне значення кінцевого тиску на ділянці 1 $P'_{\text{к1}} = 0,7 - 76,4 \cdot (1 + 0,51) \cdot 500 \cdot 10^{-6} = 0,642 \text{ МПа}$.

б) температура пари на кінці ділянки $t_k = 240 - \frac{2 \cdot 500}{100} = 230 \text{ }^\circ\text{C}$.

в) густина пари (додаток 15) $\rho_k = 2,83 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{cp} = 0,5(2,98 + 2,83) = 2,91 \text{ кг/м}^3$.

г) середня температура пари $t_{cp} = 0,5 \cdot (240 + 230) = 235 \text{ }^\circ\text{C}$.

9. За значенням $R_t^{cp} = 208 \text{ Па/м}$ та $D_1 = 6,7 \text{ кг/с}$ (24 т/год.) за додатком 16 діаметр $D^*s = 325 \cdot 8 \text{ мм}$, для якого $R_{т1} = 235 \text{ Па/м}$, $w_{т1} = 90 \text{ м/с}$.

Кінцевий розрахунок

Ділянка 1.

1. При $\rho_{cp} = 2,91 \text{ кг/м}^3$ фактичні значення $R_1 = 235/2,91 = 81 \text{ Па/м}$;

$$w_1 = 90/2,91 = 31 \text{ м/с}$$

2. За додатком 12 сумарна еквівалентна довжина місцевих опорів при $D_1^*s = 325 \cdot 8 \text{ мм}$ та $\kappa_e = 0,2 \text{ мм}$:

засувка - 5,2 м;

5 сальникових компенсаторів - $5 \cdot 5,2 = 26 \text{ м}$.

Разом $\ell_e = 5,2 + 26 = 31,2 \text{ м}$.

3. Втрати тиску $\Delta P_1 = 81 \cdot (500 + 31,2) = 43000 \text{ Па}$.

4. Тиск на кінці ділянки $P_{к1} = 0,7 - 43000 \cdot 10^{-6} = 0,657 \text{ МПа}$.

5. За додатком 13 при $D^*s = 325 \cdot 8 \text{ мм}$ та $t_{cp} = 235 \text{ }^\circ\text{C}$ значення $q_n = 1,34 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$.

Втрати теплоти в навколишнє середовище $Q_n = 1,34 \cdot 500 \cdot (235 - 5) \cdot 10^{-3} = 154 \text{ кВт}$.

6. Уточнені значення параметрів пари на ділянці при $c_p = 2,1 \text{ кДж/(кг}^\circ\text{C)}$:

а) перепад температур та температура пари на кінці ділянки

$$\Delta t_1 = 154 / (2,1 \cdot 6,7) = 10,9 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{к1} = 240 - 10,9 = 229,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

б) густина пари (додаток 15) $\rho_k = 2,83 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{cp} = 0,5(2,98 + 2,83) = 2,91 \text{ кг/м}^3$.

Уточнені значення $P_{к1}$ та $t_{к1}$ практично повністю збігаються з результатами попереднього розрахунку, що свідчить про надійність результатів. Приймаємо уточнені $P_{к1}$ та $t_{к1}$ за початкові параметри пари для другої ділянки парової мережі та аналогічно розраховуємо другу та інші ділянки. Результати зводимо в таблицю 7.4.

Таблиця 7.4

Гідралічний розрахунок паропроводів

№ ділянки	Попередній розрахунок												
	Розрахункова витрата пари, D_0 , кг/с	Геометрична довжина ділянки, ℓ , м	Початок ділянки			Кінець ділянки			Середня густина пари на ділянці, ρ'_{cp} , кг/м ³	Середня температура пари на ділянці, t_{cp} , °C	Діаметр паропроводу на ділянці, D^*s , мм	Табличні питомі втрати тиску на ділянці, R_t , Па/м	Таблична швидкість пари на ділянці, w_t , м/с
Тиск пари, P_n , МПа			Температура пари, t_n , °C	Густина пари, ρ_n , кг/м ³	Тиск пари, P_k , МПа	Температура пари, t_k , °C	Густина пари, ρ_k , кг/м ³						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Продовження таблиці 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	6,7	500	0,7	240	2,98	0,642	230	2,83	2,91	235	325*8	235	90
2	3,9	400	0,657	229,1	2,83	0,611	221,1	2,67	2,75	225,1	273*7	194	74
3	2,2	400	0,626	216,3	2,73	0,55	208,3	2,51	2,62	212,3	194*5	392	85
Відгалуження 4													
4	1,7	300	0,626	216,3	2,73	0,55	210,3	2,50	2,62	213,3	194*6	223	64
Відгалуження 5													
5	2,8	500	0,657	229,1	2,83	0,55	219,1	2,45	2,64	224,1	219*6	326	83

Кінцевий розрахунок												
№ ділянки	Питомі втрати тиску на ділянці, R , Па/м	Швидкість пари на ділянці, w , м/с	Довжина ділянки		Втрати тиску на ділянці, $\Delta P=R \cdot l_{пр}$, кПа	Тиск на кінці ділянки, P_k , МПа	Питомі втрати теплоти паропроводом q_p , Вт/(м \cdot °C)	Втрати теплоти на ділянці, Q_p , Вт	Уточнені параметри пари на ділянці			
			еквівалентна, l_e , м	приведена, $l_{пр}$, м					Температура пари на кінці ділянки, t_k , °C	Густина пари на кінці ділянки, ρ_k , кг/м 3	Середня густина пари, $\rho_{ср}$, кг/м 3	
15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	
1	81	31	31,2	531,2	43,0	0,657	1,34	154	229,1	2,83	2,91	
2	71	27	30,8	430,8	30,6	0,626	1,20	105	216,3	2,73	2,78	
3	149	32	62,1	462,1	68,8	0,558	1,05	87	197,5	2,59	2,66	
Відгалуження 4												
4	85	24	63,1	363,9	31,0	0,595	1,05	65	198,1	2,78	2,75	
Відгалуження 5												
5	123	32	80,6	580,6	71,4	0,586	1,05	115	209,6	2,65	2,74	

Контрольні запитання і завдання

1. Назвіть основні задачі гідравлічного розрахунку теплових мереж.
2. Напишіть основну формулу втрат тиску на тертя по довжині трубопроводу.
3. Як визначають втрати тиску в місцевих опорах?
4. В якій послідовності виконують гідравлічний розрахунок водяних та парових теплових мереж?
5. Поясніть призначення та методику побудови п'єзометричного графіка двотрубною водяною тепловою мережі.
6. Як впливають умови п'єзометричного графіка на вибір схем приєднання споживачів теплоти?
7. Як підібрати живильні та мережні насоси?

8. ГІДРАВЛІЧНІ РЕЖИМИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

8.1. Характеристика гідравлічного режиму водяної теплової мережі

Водяні теплові мережі – це складна гідравлічна система, в якій робота окремих ланок знаходиться у взаємному зв'язку. Основна вимога до регулювання гідравлічного режиму укладається в розподіленні потоків теплоносія по окремих ділянках теплової мережі та теплових вводах у відповідності з режимом теплового споживання. В умовах реальної експлуатації гідравлічний режим теплових мереж не залишається постійним. Змінна витрата води зумовлена, з одного боку, місцевим регулюванням різноманітного теплового навантаження у абонентів, а з другого – різного роду переключеннями, які здійснюються в мережі під час експлуатації. Змінна витрата води в тепловій мережі супроводжується зміною напорів на абонентських вводах.

Для розрахунку гідравлічного режиму водяних систем тепlopостачання потрібно знати гідравлічні характеристики мережних насосів та теплової мережі (рис. 8.1). Характеристики насосів задаються виробниками у вигляді залежності напору від витрати води через насос при постійній частоті обертання ротора насоса. Характеристика теплової мережі, в якій зміна тиску здійснюється за квадратичним законом, описується рівнянням:

$$\Delta P = SV^2, \quad (8.1)$$

де ΔP – втрати тиску, Па;

S – характеристика опору мережі при об'ємній витраті теплоносія $V = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, Па/(м³/с)²;

V – об'ємна витрата води, м³/с.

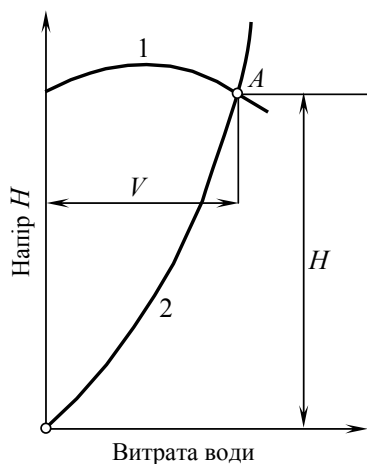


Рис. 8.1. Гідравлічна характеристика насоса і теплової мережі

1 – характеристика насоса; 2 – характеристика теплової мережі; точка A на перетині кривих 1 та 2 визначає втрати тиску та витрати води в тепловій мережі

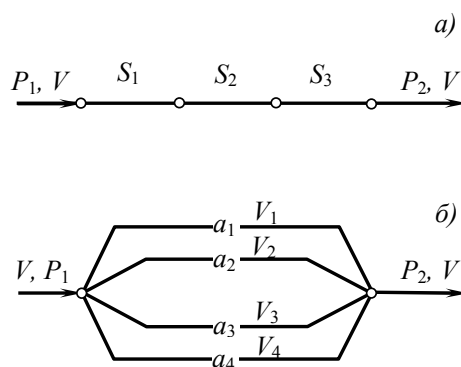


Рис. 8.2. Схема з'єднання ділянок теплової мережі

(а) послідовне з'єднання ділянок мережі;

(б) паралельне з'єднання ділянок мережі

Характеристика опору мережі залежить від її геометричних розмірів (діаметра та довжини), абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводів, еквівалентної довжини місцевих опорів та густини теплоносія.

Сумарна характеристика мережі, яка складається з n послідовних ділянок (рис. 8.2 а), дорівнює арифметичній сумі їх характеристик опорів:

$$S = S_1 + S_2 + \dots + S_n, \quad (8.2)$$

де S_1, S_2 і S_n , – характеристика опору кожної з n послідовних ділянок теплової мережі, Па \cdot с²/м⁶.

При паралельному підключенні ділянок мережі (рис. 8.2б) сумарну характеристику визначають за допомогою провідності a , яка зв'язана з нею співвідношенням:

$$S = \frac{1}{a^2} = \frac{\Delta P}{V^2}, \quad \text{та} \quad a = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{V}{\sqrt{\Delta P}}. \quad (8.3)$$

Сумарна провідність n паралельно з'єднаних ділянок дорівнює арифметичній сумі їх провідностей:

$$a = a_1 + a_2 + \dots + a_n. \quad (8.4)$$

Сумарна характеристика декількох насосів, які працюють на одну мережу, залежить від способу їх підключення. При паралельному підключенні насосів сумарна характеристика будується шляхом додавання витрат води при постійному тиску, а при послідовному підключенні – шляхом додавання відповідних напорів при постійній витраті.

Розрахунок гідравлічного режиму водяної мережі полягає у визначенні витрат мережної води у споживачів та на окремих ділянках мережі, а також абсолютних та наявних напорів у вузлових точках мережі і на вводах споживачів при заданому режимі роботи теплової мережі. В ряді випадків за допомогою розрахунків перевіряється перерозподіл теплоносія між споживачами при різних порушеннях гідравлічного режиму в тепловій мережі та у споживачів.

8.2. Розрахунок гідравлічного режиму

Головна вимога до регулювання гідравлічного режиму зводиться до розподілення потоків теплоносія між окремими ділянками мережі та абонентськими вводами у відповідності з режимом теплового навантаження. Якщо абонентські вводи оснащені авторегуляторами, то витрата води через абонентські системи визначається тільки режимом теплового споживання. В цьому випадку зміна наявних напорів в мережі безпосередньо не впливає на гідравлічний режим місцевих систем. Наприклад, при встановленні на абонентських вводах регулятора витрати (регулятора різниці напорів) витрата води на опалення залишається постійною при зміні витрати води в тепловій мережі. Якщо наявний напір на абонентському вводі зростає, то регулятор витрати прикриває прохід, у зв'язку з цим зростає опір абонентського вводу, а витрата води залишається постійною. При встановленні регуляторів температури на абонентських вводах гарячого водопостачання витрата води на гаряче водопостачання залежить тільки від режиму його теплоспоживання та не змінюється при збільшенні наявного напору в тепловій

мережі. Таким чином, при оснащенні абонентських вводів авторегуляторами дійсна витрата води в мережі завжди дорівнює розрахунковій витраті для даного теплового навантаження.

В системах тепlopостачання, які не обладнані авторегуляторами на абонентських вводах, змінна витрата води в тепловій мережі та пов'язана з цим зміна наявного напору призводять до зміни витрати води в місцевих системах теплоспоживання. Відхилення фактичної витрати від заданого значення, яке визначається за тепловим навантаженням абонентської установки, веде до розрегулювання, тобто до порушення теплового режиму абонентської установки. Відсутність на абонентських вводах авторегуляторів витрати та тиску викликає перерозподіл витрат води в магістральних теплових мережах та на абонентських вводах. При розрахунку гідравлічного режиму теплової мережі визначають витрати води та відповідні їм втрати тиску при змінних умовах роботи системи.

Вихідні дані для розрахунку: схема мережі, розрахунковий п'єзометричний графік та тиск на виході з джерела теплоти. Розглянемо схему теплової мережі, яка має N абонентів (рис. 8.3). Характеристики опорів магістральних ділянок позначаємо відповідно $S_I, S_{II}, S_{III}, \dots, S_N$. Сумарна витрата води в мережі дорівнює V , а витрата води на абонентських вводах – V_i (індекс відповідає номеру абонента).

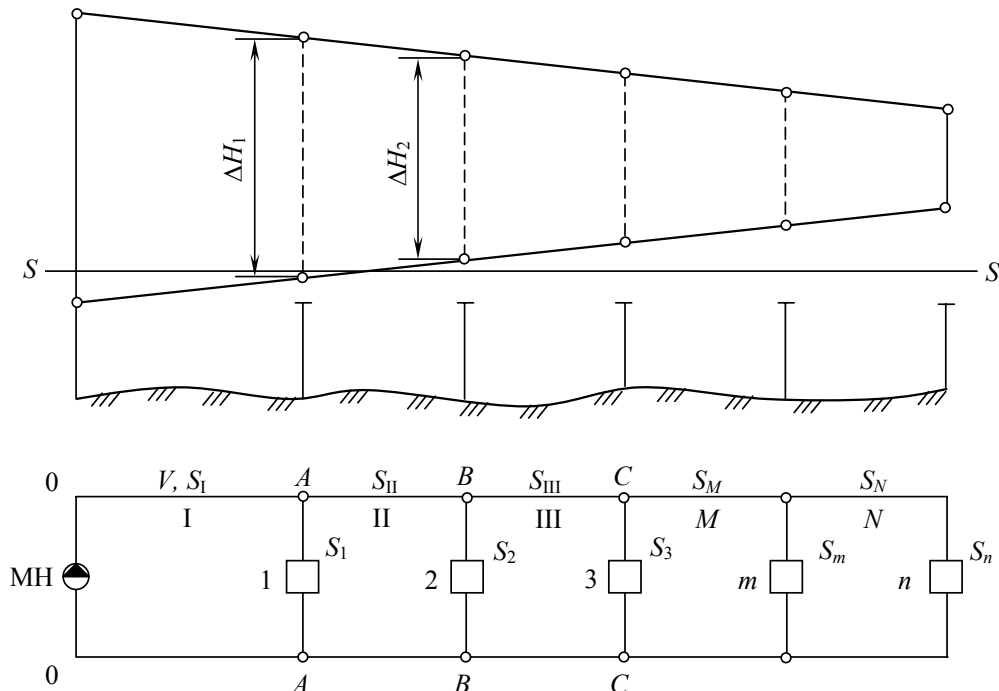


Рис. 8.3. Схема теплової мережі та п'єзометричний графік
MH – мережний насос

Починаючи з першого абонента, втрати тиску на паралельних ділянках мережі $AS_I A$ та $AS_N A$:

$$\Delta P_1 = S_1 V_1^2 = S_{1-N} V^2, \quad (8.5)$$

де S_{1-N} – характеристика опору мережі від абонента 1 до N включно, враховуючи відгалуження за формулами (8.2) та (8.4).

За рівнянням (8.5) відносна витрата води у абонента 1 дорівнює:

$$\bar{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{S_{1-N}}{S_1}}. \quad (8.6)$$

Для абонента 2:

$$\Delta P_2 = S_2 V_2^2 = S_{2-N} (V - V_1)^2, \quad (8.7)$$

де S_{2-N} – характеристика опору мережі від абонента 2 до N включно, враховуючи відгалуження.

Наявний тиск у вузлі А дорівнює:

$$\Delta P_1 = (S_{II} + S_{2-N})(V - V_1)^2 = S_{I-N} V^2. \quad (8.8)$$

Розв'язуємо разом рівняння (8.7) та (8.8) та знаходимо відносну витрату води для другого абонента системи:

$$\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V} = \sqrt{\frac{S_{I-N}}{S_2} \frac{S_{2-N}}{S_{II-N}}}, \quad (8.9)$$

де $S_{II-N} = S_{II} + S_{2-N}$.

Аналогічно для будь-якого M-ого абонента системи, яка складається з N абонентів:

$$\bar{V}_M = \frac{V_M}{V} = \sqrt{\frac{S_{I-N}}{S_M} \frac{S_{2-N}}{S_{II-N}} \frac{S_{3-N}}{S_{III-N}} \frac{S_{M-N}}{S_{M-N}}}. \quad (8.10)$$

Таким чином, якщо відома сумарна витрата води та характеристики опору окремих ділянок мережі, можна знайти витрату води через будь-який абонентський ввід.

На основі розрахунку гідравлічного режиму вирішується ряд питань, пов'язаних з експлуатацією системи теплопостачання, зокрема можливість приєднання нових абонентів до існуючої теплової мережі, аварійне резервування системи, перевірка роботи системи при максимальному водорозборі на гаряче водопостачання та інші.

8.3. Змінні гідравлічні режими закритих систем теплопостачання.

Гідравлічна стійкість

Теплові мережі працюють у постійно змінних гідравлічних режимах. Діаметри трубопроводів і арматури теплової мережі потрібно підбирати таким чином, щоб при змінних гідравлічних режимах витрати води, що подається на всі теплові пункти абонентських систем, відповідали їх тепловим навантаженням.

Якщо система теплопостачання автоматизована, то при змінних гідравлічних режимах автоматичні регулятори тиску, витрати і температури забезпечують подачу споживачам потрібної кількості теплоносія.

Під час розрахунку гідравлічного режиму потрібно забезпечити наявний тиск перед абонентами і тепловими пунктами не менший за потрібний тиск для нормальної роботи установок, що споживають теплоту. З другого боку, якщо наявний тиск більший, ніж потрібний, то надлишковий напір має дроселюватися на клапанах регуляторів. Так споживачі отримають потрібні витрати теплоносія. Якщо наявний тиск недо-

статній, то клапани регуляторів повністю відкриваються і таким чином перетворюються в звичайні гідравлічні опори, регулювання припиняється, і абоненти отримують витрату води, яка залежить від гідравлічного опору елементів теплової мережі, а не від їх теплового навантаження.

Якщо система тепlopостачання не автоматизована, гідравлічний розподіл теплоносія в теплової мережі залежить від конфігурації теплових мереж та гідравлічного опору її елементів. Закрита теплова мережа – це замкнута кільцева система, тому при підключенні і відключенні споживачів в системі виникає розрегулювання, що впливає на витрати теплоносія на абонентських вводах всіх споживачів, бо напір мережних насосів не змінюється.

Гідравлічна стійкість системи тепlopостачання - це здатність зберігати постійну витрату теплоносія на абонентських вводах при зміні умов роботи інших споживачів. Гідравлічна стійкість кількісно оцінюється коефіцієнтом гідравлічної стійкості:

$$Y = \frac{V_p}{V_{\max}}, \quad (8.11)$$

де V_p , V_{\max} – відповідно розрахункова та максимально можлива витрата мережної води на абонентському вводі.

Коефіцієнта гідравлічної стійкості $Y=1$ можливо досягти шляхом встановлення на вводах регуляторів витрати, які автоматично забезпечують постійну витрату в абонентських системах. В реальних умовах експлуатації $Y \neq 1$. В неавтоматизованій системі будь-які переключення в мережі змінюють витрати води в решті споживачів. Так, наприклад, при відключенні частки теплового навантаження витрата води в теплової мережі зменшується, що призводить до зменшення втрат напору в мережі та до зростання наявних напорів на вводах. В результаті витрата води у невідключених абонентів зростає. Відхилення фактичної витрати від розрахункової викликає гідравлічне розрегулювання абонентських систем. Максимальне розрегулювання абонентської системи виникає, якщо залишається підключеним тільки один абонент. Зменшення напору в мережі в цьому випадку буде незначним, тому наявний напір на абонентському вводі можна прийняти рівним розрахунковому напору мережного насоса. Якщо співвідношення витрат замінити співвідношенням втрат напору, то отримаємо:

$$Y = \frac{V_p}{V_{\max}} = \sqrt{\frac{\Delta H_a}{H_n}} = \sqrt{\frac{\Delta H_a}{\Delta H_a + \Delta H_m}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\Delta H_m}{\Delta H_a}}}, \quad (8.12)$$

де ΔH_a – наявний напір на вводі абонента при розрахунковій витраті води;

ΔH_m – втрати напору в теплової мережі в розрахунковому режимі;

$H_n = \Delta H_a + \Delta H_m$ – напір мережного насоса.

Отже, гідравлічна стійкість системи збільшується при зменшенні втрат напору в магістральних мережах та при збільшенні гідравлічного опору абонентських установок. У зв'язку з цим доцільно зменшувати діаметри абонентських вводів, встановлювати на вводах дросельні шайби або регулюючі клапани. Засувки на магістральних трубопроводах повинні бути повністю відкриті. Підвищення гідравлічної стійкості системи теп-

лопоставання сприяє не тільки правильному розподілу теплоносія між абонентами, але і зменшує загальну витрату води в системі, дає значну економію витрати електричної енергії на перекачування теплоносія.

Підвищити гідравлічну стійкість системи тепlopоставання можливо також шляхом збільшення напору мережного насоса, але при цьому збільшиться витрата енергії на перекачування теплоносія. Напір мережних насосів H_n втрачається на гасіння гідравлічного опору теплової мережі та абонентів. При зменшенні втрат напору в теплової мережі ΔH_m в порівнянні з втратами напору в абонентській системі ΔH_a гідравлічна стійкість системи тепlopоставання зростає. Таким чином, збільшення діаметрів теплової мережі зменшує втрати напору в теплової мережі та збільшує її гідравлічну стійкість, але також значно збільшує капіталовкладення. Оптимальне рішення приймають за результатами техніко-економічних розрахунків.

Таким чином, підвищення гідравлічної стійкості неавтоматизованих систем потребує додаткових затрат, але це єдине, що забезпечує потрібні гідравлічні режими при змінних умовах роботи теплової мережі та дозволяє забезпечити подачу теплоносія споживачам у відповідності до їх теплових навантажень.

Відкриті системи працюють в більш складних гідравлічних режимах внаслідок безпосереднього водорозбору на гаряче водопоставання з теплової мережі. Змінні режими роботи відкритих систем тепlopоставання докладно розглянуто в [12].

8.4. Розрахунок поточкорозподілу в теплових мережах

При тепlopоставанні великих міст від декількох джерел теплоти передбачається їх резервування шляхом з'єднання магістральних трубопроводів від різних джерел теплоти. Влаштування резервуючих перемичок, резервуючих підстанцій, блокуючих перемичок для магістральних теплових мереж, які живляться від декількох джерел теплоти, перетворює теплові мережі великих міст в складні багатокільцеві системи. Розрахунок поточкорозподілення в таких системах є складною задачею. На гідравлічний режим теплових мереж значно впливає зміна витрати теплоносія на окремих ділянках мережі.

Принцип розрахунку таких систем засновано на законах Кірхгофа щодо кільцевих теплових мереж:

- алгебраїчна сума витрат води у вузлі $\sum V$ повинна дорівнювати нулю;
- алгебраїчна сума втрат тиску ΔP_k для будь-якого замкнутого контуру повинна дорівнювати нулю, або $\Delta P_k = \sum SV^2 = 0$.

Існують дві різні умови розрахунку. Для автоматизованих вводів відомі витрати води у абонентів та характеристики опорів ділянок магістралей кільцевої мережі. Для неавтоматизованих вводів відомі наявний тиск у вузлі підведення мережної води до кільця і характеристики опору всіх ділянок, що утворюють контур. В результаті розрахунків потрібно визначити розподілення витрати води по ділянках мережі та точку водорозділу кільця. Методику обох розрахунків наведено в [12, 20].

8.5. Насосні підстанції в водяних теплових мережах

Необхідність встановлення насосних підстанцій на тепловій мережі виникає внаслідок неможливості підтримувати гідравлічний режим за допомогою лише мережних насосів, що зумовлено великою довжиною теплових мереж, складним рельєфом місцевості та значною кількістю різнохарактерних споживачів.

Насосні перекачувальні підстанції можуть бути з установкою насосів на подавальному або зворотному трубопроводі (рис. 8.4). На рис. 8.5 наведено п'єзометричний

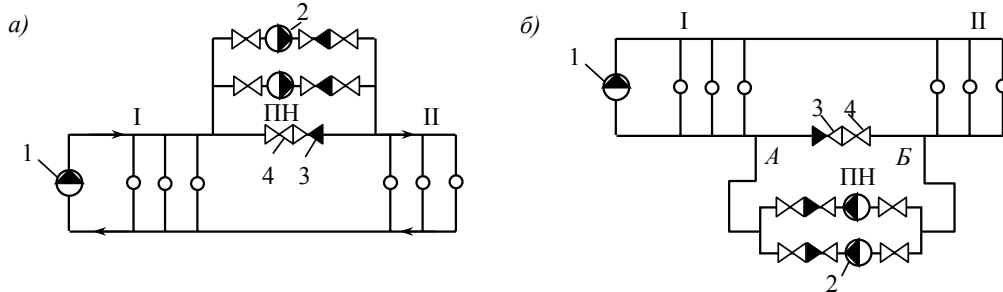


Рис. 8.4. Насосна перекачувальна підстанція на подавальному (а) та зворотному (б) трубопроводі теплової мережі
1 – мережний насос; 2 – насосна підстанція; 3 – зворотний клапан; 4 – засувка на перемичці; I, II – абоненти (споживачі); ПН – підкачувальні насоси

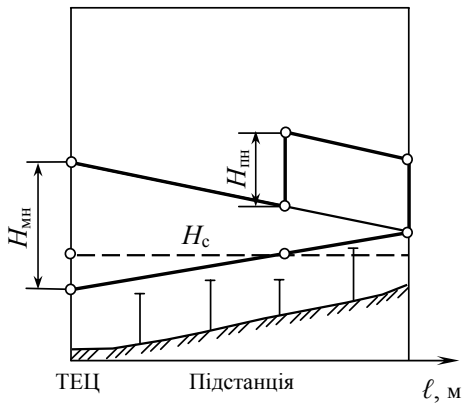


Рис. 8.5. П'єзометричний графік з насосною підстанцією на подавальному трубопроводі
 $H_{мн}$ – напір мережного насоса;
 $H_{пн}$ – напір перекачувального насоса; H_c – статичний напір

графік теплової мережі з перекачувальною насосною підстанцією на подавальному трубопроводі магістралі, що використовується для теплових мереж значної довжини при рельєфі місцевості, що підвищується від джерела теплоти. На рис. 8.6 наведено п'єзометричний графік теплової мережі з перекачувальною насосною підстанцією на зворотному трубопроводі магістралі. Встановлення насосної підстанції зменшує тиск в зворотному трубопроводі для споживачів II групи, які приєднані на кінцевих ділянках теплової мережі при рельєфі місцевості, що знижується від джерела теплоти. При відсутності насосної підстанції тиск в зворотному трубопроводі магістралі міг би перевищити допустимий тиск для опалювальних систем споживачів теплоти.

На рис. 8.4 б наведено схему насосної перекачувальної підстанції на зворотному трубопроводі. При зупинці насосів на підстанції теплоносій проходить по перемичці А-Б через відкриту засувку 4 та зворотний клапан 3, минаючи насоси. Припинення циркуляції неприпустиме, тому що споживачі групи II (рис. 8.6) опиняться під тиском в подавальному трубопроводі, який перевищує допустимий тиск для систем опалення.

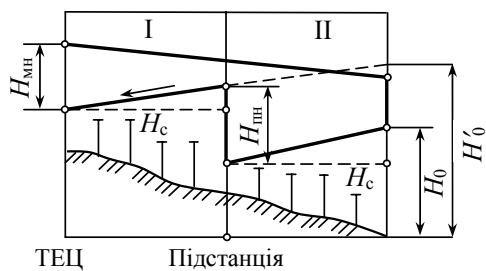


Рис. 8.6. П'езометричний графік з насосною підстанцією на зворотному трубопроводі
I, II – абоненти

При включенні перекачувальних насосів ПН виникає різниця тисків між точками *A* і *B*, зворотний клапан 3 закривається, і потік води подається від точки *B* до точки *A*. Для того, щоб захистити споживачів групи II від підвищення тиску при раптовому відключенні насосів на підстанції, особливо якщо підстанція встановлена на зворотному трубопроводі, у великих системах теплопостачання встановлюють автоматику захисту (автоматика розсічки), що передбачає розділення теплової мережі на дві незалежні

зони: для споживачів групи I та групи II. Також потрібно передбачити живлення електродвигунів на підстанції від двох окремих трансформаторних підстанцій.

Напір підкачувальних насосів на насосних підстанціях на подавальному трубопроводі та зворотному трубопроводах визначають за п'езометричним графіком при максимальних витратах теплоносія в трубопроводах із врахуванням гідравлічних втрат в обладнанні і трубопроводах джерела теплоти.

Подачу (продуктивність) підкачувальних насосів слід приймати:

- в закритих системах теплопостачання в опалювальний період – за сумарною розрахунковою витратою води на ділянці, яка визначається за формулою (7.13);
- для підкачувальних насосів на подавальному трубопроводі теплової мережі у відкритих системах теплопостачання в опалювальний період – за сумарною розрахунковою витратою води на ділянці, яку визначають за формулою (7.16) при $K_4 = 1,4$; для підкачувальних насосів на зворотному трубопроводі – за формулою (7.13) при $K_3 = 0,6$;
- для закритих і відкритих систем теплопостачання в неопалювальний період – за максимальною витратою води на гаряче водопостачання в неопалювальний період, яка визначається за формулою (7.15).

Кількість підкачувальних насосів приймають – не менше трьох, один з них резервний.

Напір мережного насоса при встановленні підстанції зменшується на значення напору насосів, які встановлені на насосній підстанції.

В деяких випадках передбачається використання дроселюючих підстанцій для зменшення тиску шляхом встановлення регуляторів тиску на ділянках теплової мережі. Дросельні підстанції встановлюють на подавальних та на зворотних магістралях. На рис. 8.7. наведено п'езометричний графік з дросельною підстанцією на зворотному трубопроводі для зменшення тиску на ділянках теплової мережі, що розташовані на низьких геодезичних відмітках.

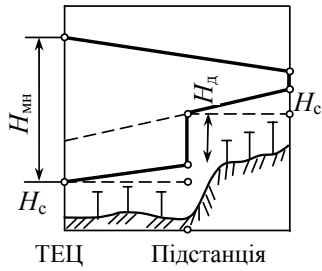


Рис. 8.7. П'єзометричний графік з дросельною підстанцією
 H_d – напір, який дроселюється; H_c – статичний напір

На насосних та дросельних підстанціях крім насосів встановлюють запірну і регулюючу арматуру, контрольно-вимірювальні прилади та автоматичні регулятори.

Приклад 8.1.

Водяна тепла мережа має витрату води на виході з джерела теплоти $V' = 1000$ м³/год. при різниці напорів $\Delta H' = 100$ м.

Визначити витрату води V , якщо різниця напорів буде зменшена до $\Delta H = 50$ м шляхом прикриття засувки на нагнітальному патрубку насоса.

Оскільки опір теплової мережі в обох режимах не змінюється, то:

$$S = \frac{\Delta H' \rho g}{(V')^2} = \frac{\Delta H \rho g}{V^2},$$

де ρ – густина теплоносія, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, що дорівнює 9,81 м/с².

З цього рівняння знаходимо:

$$V = V' \sqrt{\frac{\Delta H}{\Delta H'}} = 1000 \sqrt{\frac{50}{100}} = 707 \text{ м}^3/\text{год.} = 196 \text{ кг/с.}$$

Приклад 8.2.

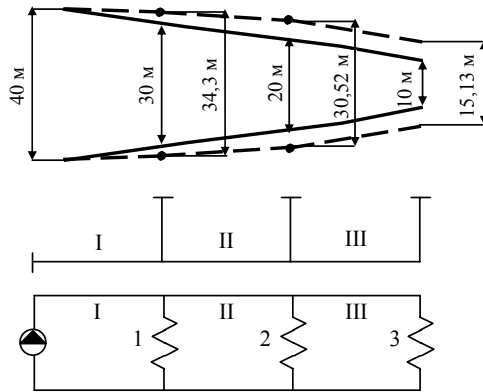


Рис. 8.8. Схема двотрубної водяної теплової мережі

Схема двотрубної водяної теплової мережі з трьома споживачами та п'єзометричний графік напорів для неї в розрахунковому режимі наведені на рис. 8.8. В розрахунковому режимі витрата води у кожного споживача становить $V'_1 = V'_2 = V'_3 = 0,1$ м³/с. Густина води дорівнює $\rho = 975$ кг/м³. Авторегулятори на абонентських вводах відсутні.

Визначити витрату води у споживачів і побудувати графік напорів при відключенні споживача 2 (нерозрахунковий режим).

При розрахунку прийняти, що напір, створений насосом на джерелі теплоти, для обох режимів залишається постійним і дорівнює 40 м.

Визначаємо характеристику опору окремих ділянок теплової мережі (ділянок I-III) та провідність споживачів 1-3 за відомими значеннями $\Delta H'$ та V' для розрахункового режиму, результати розрахунків зводимо в таблицю 8.1.

Таблиця 8.1

Ділянка	V' , м ³ /с	$\Delta H'$, м	$\Delta P'$, кПа	$S = \frac{\Delta P'}{(V')^2}, \frac{\text{МПа}}{(\text{м}^3/\text{с})^2}$	$a = \frac{V'}{\sqrt{\Delta P'}}, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{(\text{МПа})^{0,5}}$
I	0,3	10	95,65	1,093	-
II	0,2	10	95,65	2,391	-
III	0,1	10	95,65	9,565	-
1	0,1	30	286,94	28,69	0,1867
2	0,1	20	191,30	19,13	-
3	0,1	10	95,65	9,565	-

Характеристики опору та провідності ділянок теплової мережі після відключення споживача 2 (нерозрахунковий режим):

$$a_{\text{II,3}} = \frac{1}{\sqrt{S_{\text{II,3}}}} = \frac{1}{\sqrt{21,521}} = 0,21556 \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{МПа}^{0,5}};$$

$$a_{1,3} = a_1 + a_{\text{II,3}} = 0,1867 + 0,21556 = 0,40226 \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{МПа}^{0,5}};$$

$$S_{1,3} = \frac{1}{(a_{1,3})^2} = \frac{1}{(0,40226)^2} = 6,18 \frac{\text{МПа}}{(\text{м}^3/\text{с})^2}.$$

Сумарна характеристика опору після відключення споживача 2:

$$S_{1,3} = S_1 + S_{1,3} = 1,063 + 6,18 = 7,243 \frac{\text{МПа}}{(\text{м}^3/\text{с})^2}.$$

Сумарна витрата води після відключення споживача 2:

$$V = \sqrt{\frac{\Delta H \rho g}{S_{1,3}}} = \sqrt{\frac{40 \cdot 975 \cdot 9,81}{7,243 \cdot 10^6}} = 0,230 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Витрата води у споживачів 1 та 3:

$$V_1 = V \sqrt{\frac{S_{1,3}}{S_1}} = 0,230 \cdot \sqrt{\frac{6,18}{28,69}} = 0,107 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_3 = V - V_1 = 0,230 - 0,107 = 0,123 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Втрати напору на ділянках мережі та у споживачів:

$$\Delta H_1 = \frac{S_1 \cdot (V_1)^2}{\rho g} = \frac{28,69 \cdot 10^6 \cdot (0,107)^2}{975 \cdot 9,81} = 34,3 \text{ м};$$

$$\Delta H_{\text{II}} = \frac{S_{\text{II}} \cdot (V_3)^2}{\rho g} = \frac{2,391 \cdot 10^6 \cdot (0,123)^2}{975 \cdot 9,81} = 3,78 \text{ м};$$

$$\Delta H_2 = \Delta H_1 - \Delta H_{\text{II}} = 34,3 - 3,78 = 30,52 \text{ м};$$

$$\Delta H_3 = \frac{S_3 \cdot (V_3)^2}{\rho g} = \frac{9,565 \cdot 10^6 \cdot (0,123)^2}{975 \cdot 9,81} = 15,13 \text{ м.}$$

За результатами визначення втрат напорів для нерозрахункового режиму будемо п'єзометричний графік (пунктирна лінія на рис. 8.8).

Контрольні запитання

1. За якими вихідними даними будується характеристика теплової мережі?
2. За якими правилами визначається характеристика складної теплової мережі?
3. Що розуміють під гідравлічною стійкістю водяної теплової мережі?
4. За якими законами розраховують потокорозподілення в теплових мережах?
5. З якою метою використовують насосні та дросельні підстанції в водяних теплових мережах?

9. ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

9.1. Призначення теплової ізоляції та вимоги до матеріалів

Ефективність, надійність, довготривалість роботи та безпечність систем теплопостачання значною мірою залежить від якості теплової ізоляції обладнання та трубопроводів. Теплову ізоляцію використовують в першу чергу для зменшення теплових втрат та забезпечення допустимої температури ізольованої поверхні. Влаштування теплової ізоляції, як правило, супроводжується нанесенням на металеві труби антикорозійного покриття. Додаткові затрати, які пов'язані з нанесенням теплової ізоляції та антикорозійного покриття, відносно невеликі, але якісна теплова ізоляція підвищує стійкість матеріалу труби проти корозії, внаслідок чого збільшується термін роботи трубопроводу. Теплова ізоляція дозволяє зберігати потрібні параметри теплоносія на значній відстані від джерела теплоти. Теплову ізоляцію трубопроводів та обладнання теплових мереж використовують при всіх способах прокладання незалежно від температури теплоносія.

Матеріали, які використовують для теплової ізоляції, повинні мати високі теплозахисні властивості (низький коефіцієнт теплопровідності) та низьке водопоглинання протягом тривалого терміну експлуатації. Водопоглинання та гідрофобність (властивість поверхневого водовідштовхування) мають значний вплив на збереження початкових теплофізичних властивостей теплоізоляційного матеріалу та на економію теплоти. Коефіцієнт теплопровідності більшості теплоізоляційних матеріалів зростає при зволоженні в 3-4 рази. Високі вимоги пред'являють до хімічного складу ізоляційних матеріалів, які не повинні містити хімічних з'єднань, що стимулюють корозію металу. Галузь використання теплової ізоляції визначається температурною стійкістю матеріалу, тобто здатністю зберігати теплові і механічні властивості при високих температурах теплоносіїв.

Стан теплової ізоляції та її довготривалість залежать також від режимів роботи теплової мережі. В теплових мережах, які постійно працюють, теплові потоки, які проходять крізь шар ізоляції, підтримують її в постійно сухому стані. Довготривалі відключення теплових мереж викликають міграцію вологи до труб крізь шар ізоляції, розчинення корозійноактивних речовин, що викликає посилену корозію трубопроводів.

Завдяки використанню теплової ізоляції на теплових установках підвищується їх ефективність, підтримуються параметри теплоносіїв та поліпшуються умови охорони праці в робочих приміщеннях.

Оцінка ефективності теплоізоляційних конструкцій здійснюється за допомогою коефіцієнта ефективності ізоляції (ККД ізоляції):

$$\eta_{iz} = \frac{q_n - q_{iz}}{q_n}, \quad (9.1)$$

де q_n , q_{iz} – теплові втрати неізольованого та ізольованого трубопроводів відповідно. Для сучасних теплоізоляційних конструкцій теплопроводів $\eta_{iz} = 0,85-0,95$.

Теплові розрахунки ізоляційних конструкцій дозволяють вирішувати такі завдання:

- визначення теплових втрат при заданих ізоляційних конструкціях;

- визначення товщини ізоляції при заданих нормах щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводу теплової мережі;
- визначення товщини ізоляції при заданій температурі її зовнішньої поверхні;
- визначення зменшення температури теплоносія в часі або по довжині трубопроводу для заданої ізоляційної конструкції;
- визначення температурного поля заданої ізоляційної конструкції, температури її поверхні або проміжних шарів;
- визначення кількості конденсату, який випадає при транспортуванні насиченої пари по теплоізольованих трубопроводах.

Температура на поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводів, арматури і обладнання, розташованих в виробничих приміщеннях (в тому числі і в теплових пунктах), підвалах будівель, не повинна бути більшою, °С:

- 45° – для трубопроводів теплових мереж із температурою теплоносія більше 100 °С;
- 35° – для трубопроводів із температурою теплоносія 100 °С і меншою.

При надземному прокладанні, прокладанні в тунелях, камерах і інших місцях, які доступні для обслуговуючого персоналу, температура на поверхні теплоізоляційної конструкції не повинна бути більшою за 60°С.

Товщину основного шару теплоізоляційної конструкції трубопроводів водяних теплових мереж визначають за нормами щільності теплового потоку, або на основі техніко-економічних розрахунків. Товщина теплоізоляційної конструкції (включаючи захисне покриття) не повинна перевищувати граничних значень [14, 32].

Розрахункову температуру теплоносія в водяних теплових мережах при визначенні товщини основного шару теплоізоляційної конструкції приймають рівною середній річній, а саме при розрахунковій температурі теплоносія 150°С – 90°С, при 95°С – 65°С, при 70°С – 50°С. Розрахункову температуру навколишнього середовища при визначенні товщини основного шару теплоізоляційної конструкції водяних мереж і кількості теплоти, що втрачається з поверхні теплової ізоляції за рік, належить приймати:

- в прохідних каналах (колекторах) – 40 °С;
- для надземного прокладання – середню за період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря 8 °С і нижче для мереж, що працюють протягом опалювального періоду, або середню за рік для мереж, що працюють протягом року;
- в каналах або при безканалному прокладанні – середню за рік температуру ґрунту на глибині закладання осі трубопроводу.

9.2. Конструкції теплової ізоляції

Операції з нанесення теплової ізоляції виконуються в такій технологічній послідовності:

- підготовка поверхні трубопроводів та обладнання;
- нанесення антикорозійного захисного покриття;
- нанесення основного шару теплової ізоляції;
- нанесення зовнішнього покриття ізоляційного шару.

На етапі підготовки зовнішню поверхню зачищають від іржі та бруду до металевого блиску та знежирюють органічними розчинниками.

На другому етапі для захисту металу від корозії використовують бітумні мастила та пасти, лаки та емалі на бітумній основі, смоли та фарби, поліетиленові плівки, стрічки та інші матеріали. Тип антикорозійної обробки зовнішньої поверхні трубопроводів вибирають залежно від способу прокладання теплових мереж та параметрів теплоносія.

Основний ізоляційний шар виконують з матеріалів, які відповідають нормативним теплоізоляційним властивостям. Коефіцієнт теплопровідності ізоляційних матеріалів повинен бути не більше $\lambda_{iz} \leq 0,07$ Вт/(м·°С) [32]. При виборі теплоізоляційних матеріалів потрібно також враховувати залежність коефіцієнта теплопровідності від температури. Товщина ізоляційного шару приймається залежно від теплофізичних властивостей матеріалів та норм щільності теплових потоків. Перелік теплоізоляційних матеріалів, які використовуються в системах теплопостачання, наведено в [3, 31, 32].

Зовнішнє покриття складається з покривного шару та захисного покриття. Покривний шар використовують для захисту основного шару теплової ізоляції від атмосферного впливу, ґрунтової вологи та механічних пошкоджень. За допомогою покривного шару виправляють зовнішні дефекти поверхні ізоляційної конструкції. На покривний шар наносять додаткове захисне покриття. Захисне покриття виконують з різних водовідштовхуючих матеріалів, воно підвищує надійність покривного шару та покращує зовнішній вигляд. Таким чином, зовнішнє покриття ізоляційної конструкції підвищує механічну міцність всієї ізоляційної конструкції та збільшує термін її роботи.

Залежно від способу та місця прокладання трубопроводів зовнішнє покриття здійснюють за допомогою різних матеріалів. Зовнішнє покриття трубопроводів, які прокладаються в приміщенні та на зовнішньому повітрі, рекомендується закінчувати кожухами з тонколистової оцинкованої сталі або алюмінію та його сплавів. В приміщеннях металевий кожух допускається замінювати на сітку, синтетичну плівку або тканину зі скловолокна. При прокладанні теплових мереж в непрохідних та прохідних каналах рекомендується використовувати зовнішнє покриття з лакосклотканини з різними гідрофобними просоченнями, в непрохідних каналах допускається використовувати азбоцементну штукатурку по металевій сітці.

Покривний шар при безканалному прокладанні вибирають залежно від матеріалу основного шару ізоляції. Для виконання основного ізоляційного шару і зовнішнього покриття використовують різні конструкції теплової ізоляції: засипні, мастичні, підвісні, обгорточні, монолітні [3, 12, 14, 20, 34, 36]. Так, наприклад, для безканалного прокладання трубопроводів з попередньоізолюваних труб використовують теплоізоляційні конструкції, які виготовляють в заводських умовах, що значно підвищує їх якість. Теплоізоляційним матеріалом для попередньоізолюваних труб є пінополіуретанова пінка, яка має коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{iz} \approx 0,035$ Вт/(м·°С), а захисне покриття виконується з труби із поліетилену високої густини.

9.3. Термічний опір ізоляції трубопроводів теплових мереж

Теплові витрати при транспортуванні теплоносія залежать від конструкції теплової ізоляції та способів прокладання трубопроводів теплової мережі. Повний термічний опір теплоізованого трубопроводу, який прокладено в каналі, складається з термічних опорів:

- тепловіддачі від теплоносія до внутрішньої поверхні трубопроводу R_b ;
- теплопровідності стінки трубопроводу R_t ;
- теплопровідності антикорозійного покриття, основного і покривного шарів ізоляції R_{i3} ;
- тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища R_n ;
- тепловіддачі від повітря в каналі до внутрішньої поверхні стінок каналу $R_{п}$;
- теплопровідності стінок каналу R_k ;
- теплопровідності ґрунту R_r ;

$$R_{\Sigma} = R_b + R_t + R_{i3} + R_n + R_{п} + R_k + R_r. \quad (9.2)$$

Термічні опори антикорозійного і покривного шарів незначні, тому в практичних розрахунках їх не враховують. При безканальному прокладанні значення $R_{п}$ і R_k не враховують. При прокладанні трубопроводів теплової мережі надземно повний термічний опір теплопередачі від теплоносія до навколишнього повітря визначається за формулою:

$$R_{\Sigma} = R_b + R_t + R_{i3} + R_n. \quad (9.3)$$

Термічні опори та питомі теплові втрати відносять до 1 м довжини трубопроводу. Термічний опір тепловіддачі на циліндричній поверхні трубопроводів визначають за формулою:

$$R = \frac{1}{\pi d \alpha}, \quad (9.4)$$

де πd – площа поверхні трубопроводу довжиною 1 м, м²;

α – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні, Вт/(м²·°C).

До термічних опорів тепловіддачі на поверхні відносять R_b , R_n , $R_{п}$. Коефіцієнти тепловіддачі від води або пари до внутрішньої стінки трубопроводу великі, тому значення R_b дуже мале, у зв'язку з чим його можна не враховувати, вважаючи, що температура внутрішньої стінки труби дорівнює температурі теплоносія. Термічний опір тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізованого трубопроводу R_n визначають за формулою (9.4), в яку підставляють значення зовнішнього діаметра ізоляційної конструкції d_{i3} та коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції α_s , який визначають за даними, які наведені в будівельних нормах [32].

При визначенні $R_{п}$ за формулою (9.4) значення коефіцієнта тепловіддачі від повітря в каналі до стінок каналу приймають $\alpha_{п} = 8$ Вт/(м²·°C) [32], а еквівалентний діаметр внутрішньої поверхні каналу $d_{ев}$ визначають за формулою:

$$d_{ев} = \frac{4F}{\Pi_b}, \quad (9.5)$$

де F – площа перерізу каналу, м²;

Π_b – периметр внутрішньої поверхні каналу, м.

Термічний опір шару ізоляції для циліндричних тіл визначають за формулою:

$$R_{ш} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (9.6)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності шару, Вт/(м·°C);

d_1 і d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри шару, м.

До термічних опорів шарів відносять R_t , $R_{із}$, R_k , R_r . Термічний опір труби R_t має невелике значення, тому його не враховують та приймають температуру на зовнішній поверхні труби рівною температурі теплоносія. Якщо термічні опори антикорозійного та покривного шарів мають невеликі значення їх не враховують.

Термічний опір теплопровідності ґрунту визначають за формулою:

$$R_r = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \left(2 \frac{h}{d_{із}} + \sqrt{4 \frac{h^2}{d_{із}^2} - 1} \right), \quad (9.7)$$

де λ_r – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·°C);

h – глибина закладання осі трубопроводу, м;

$d_{із}$ – зовнішній діаметр трубопроводу з ізоляцією, м.

Якщо глибина закладання трубопроводу $h/d_y \geq 1,25$, то формула (9.7) спрощується:

$$R_r = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \frac{4h}{d_{із}}. \quad (9.8)$$

Термічний опір стінок каналу розраховують за формулою (9.6), в яку підставляють зовнішній і внутрішній еквівалентні діаметри каналу.

Температура ґрунту на глибині до 0,7 м залежить від впливу добових і сезонних коливань температури зовнішнього повітря, на більшій глибині добове коливання температури зовнішнього повітря практично не впливає на температуру ґрунту. В зв'язку з цим при глибині прокладання трубопроводів теплової мережі $h \leq 0,7$ м розрахунок теплових втрат повинен здійснюватись з урахуванням температури ґрунту, яка дорівнює середній річній температурі зовнішнього повітря. В цьому випадку в формулах (9.7) і (9.8) приймається приведена глибина закладання трубопроводу, яка визначається за формулою:

$$h_{пр} = h + \lambda_r / \alpha_0, \quad (9.9)$$

де h – дійсна глибина закладання осі трубопроводу, м;

λ_r – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·°C);

α_0 – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні ґрунту ($\alpha_0 = 2-3$ Вт/(м²·°C)) [32].

Коефіцієнт теплопровідності ґрунту залежить від виду та вологості ґрунту. Якщо дані про склад ґрунтів відсутні, коефіцієнти теплопровідності можливо приймати рівними:

- для сухих ґрунтів – 0,55 Вт/(м·°C);
- для маловологих ґрунтів – 1,1 Вт/(м·°C);
- для ґрунтів середньої вологості – 1,7 Вт/(м·°C);
- для сильно вологих ґрунтів – 2,3 Вт/(м·°C).

9.4. Тепловий розрахунок при надземному прокладанні теплових мереж

Головною задачею теплового розрахунку для всіх видів прокладання є вибір конструкції теплової ізоляції, яка забезпечує раціональний мінімум теплових втрат та допустиме зменшення температури теплоносія.

Питомі теплові втрати трубопроводів теплових мереж, які прокладають надземно, визначають за формулою:

$$q = (\tau - t_0) / R_{\Sigma}, \quad (9.10)$$

де τ – середня температура теплоносія, °С;

t_0 – розрахункова температура навколишнього середовища, °С (за розрахункову температуру навколишнього середовища приймають середньорічну температуру зовнішнього повітря);

R_{Σ} – повний термічний опір ізолюваного трубопроводу, (м °С)/Вт.

Температуру на поверхні теплової ізоляції $t_{\text{пов}}$ визначають з рівняння теплового балансу:

$$\frac{\tau - t_{\text{пов}}}{R_{\text{із}}} = \frac{t_{\text{пов}} - t_0}{R_{\text{н}}}, \quad (9.11)$$

де $R_{\text{із}}$ – термічний опір теплопровідності антикорозійного покриття, основного і покриттєвого шарів ізоляції, (м °С)/Вт;

$R_{\text{н}}$ – термічний опір тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища, (м °С)/Вт.

Вирішуємо це рівняння відносно температури поверхні ізоляції $t_{\text{пов}}$:

$$t_{\text{пов}} = \frac{\tau/R_{\text{із}} + t_0/R_{\text{н}}}{1/R_{\text{із}} + 1/R_{\text{н}}}. \quad (9.12)$$

Сумісне прокладання подавального і зворотного трубопроводів теплових мереж надземно або в приміщенні несуттєво впливає на теплові втрати окремих трубопроводів, які прокладені разом.

9.5. Тепловий розрахунок при підземному прокладанні теплових мереж у непрохідних каналах

При прокладанні подавального та зворотного трубопроводів теплової мережі в однолунковому непрохідному каналі (рис. 9.1) товщина теплової ізоляції визначається при заданих нормах щільності теплового потоку через ізолювану поверхню трубопроводу [32]. В першому наближенні товщину ізоляції на подавальному трубопроводі приймають у межах 80-90% від максимальної [32], а на зворотному трубопроводі – рівну половині товщини ізоляції на подавальному трубопроводі.

Термічний опір ізолюваного трубопроводу із зовнішнім діаметром d_3 покритого ізоляцією з теплопровідністю $\lambda_{\text{із}}$ і товщиною $\delta_{\text{із}}$, прокладеного в каналі, складається з:

- термічного опору ізоляції, (м °С)/Вт:

$$R_{\text{із}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_3 + 2\delta_{\text{із}}}{d_3}; \quad (9.13)$$

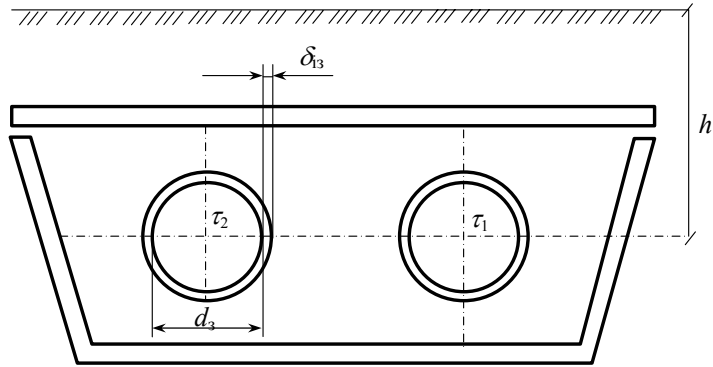


Рис. 9.1. Схема прокладання трубопроводів теплових мереж в непрохідному каналі

- термічного опору тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря в каналі, (м[°]С)/Вт:

$$R_{\text{н}} = \frac{1}{\pi \alpha_3 (d_3 + 2\delta_{\text{і3}})}; \quad (9.14)$$

- термічного опору тепловіддачі від повітря в каналі до внутрішньої поверхні каналу, (м[°]С)/Вт:

$$R_{\text{п}} = \frac{1}{\pi \alpha_{\text{п}} d_{\text{ев}}}; \quad (9.15)$$

- термічного опору стінок каналу, (м[°]С)/Вт:

$$R_{\text{к}} = \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{к}}} \ln \frac{d_{\text{ез}}}{d_{\text{ев}}}; \quad (9.16)$$

- термічного опору ґрунту, (м[°]С)/Вт:

$$R_{\text{г}} = \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{г}}} \ln \frac{4h_{\text{пр}}}{d_{\text{ез}}}, \quad (9.17)$$

де $\alpha_3, \alpha_{\text{п}}$ – коефіцієнти тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря в каналі і від повітря до внутрішньої поверхні каналу відповідно, Вт/(м²°С);

$\lambda_{\text{к}}, \lambda_{\text{г}}$ – коефіцієнт теплопровідності відповідно стінок каналу і ґрунту, Вт/(м°С);

$d_{\text{ев}}, d_{\text{ез}}$ – еквівалентний діаметр внутрішньої і зовнішньої поверхні каналу відповідно, м;

$h_{\text{пр}}$ – приведена глибина закладання трубопроводу, м.

Еквівалентний діаметр внутрішньої $d_{\text{ев}}$ та зовнішньої $d_{\text{ез}}$ поверхонь каналу визначається за формулою (9.5):

$$\begin{aligned} d_{\text{ев}} &= 4F_{\text{в}}/\Pi_{\text{в}}; \\ d_{\text{ез}} &= 4F_{\text{з}}/\Pi_{\text{з}}, \end{aligned} \quad (9.18)$$

де $F_{\text{в}}, F_{\text{з}}$ – площа внутрішнього і зовнішнього поперечного перерізу каналу відповідно, м²;

$\Pi_{\text{в}}, \Pi_{\text{з}}$ – периметри внутрішньої і зовнішньої поверхні каналу відповідно, м.

При прокладанні кількох трубопроводів у однолотковому каналі спостерігається їх тепловий вплив один на одного. В цьому випадку належить попередньо визначити температуру повітря в каналі за формулою:

$$t_{\text{кан}} = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + t_r/R_3}{1/R_1 + 2/R_2 + 3/R_3}, \quad (9.19)$$

де τ_1, τ_2 – середньорічні температури теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводі, °С;

t_r – середньорічна температура ґрунту на глибині прокладання трубопроводу, °С;

R_1 – термічний опір подавального трубопроводу, дорівнює $R_1 = R_{\text{із}}^{\text{п}} + R_{\text{н}}^{\text{п}}$;

R_2 – термічний опір зворотного трубопроводу, дорівнює $R_2 = R_{\text{із}}^{\text{з}} + R_{\text{н}}^{\text{з}}$;

R_3 – термічний опір каналу та ґрунту, дорівнює $R_3 = R_{\text{н}} + R_{\text{к}} + R_{\text{г}}$.

Теплові втрати подавальним і зворотнім трубопроводами, Вт/м, визначають за формулами:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_{\text{кан}})(1 + \beta_m)}{R_1},$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_{\text{кан}})(1 + \beta_m)}{R_2}, \quad (9.20)$$

де $\beta_m = 0.2$ – коефіцієнт, що враховує теплові втрати крізь опори трубопроводів, фланцеві з'єднання і арматуру;

$t_{\text{кан}}$ – температура повітря в каналі, °С.

Теплові втрати подавального і зворотного трубопроводів слід порівняти з нормами щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводу. Якщо вони відрізняються більше, ніж на 10%, потрібно задатись іншою товщиною ізоляції та повторити розрахунок.

9.6. Тепловий розрахунок при безканалному прокладанні теплових мереж

Методика визначення втрат тепла трубопроводами безканалного прокладання (рис. 9.2.) викладена цілком достатньо в довідковій і нормативній літературі [20, 23, 28, 34].

Термічний опір одного метра попередньоізольованого трубопроводу, (м°С)/Вт, який прокладено безканално, можна визначити (окремо для подавального ($j=1$) та зворотного ($j=2$) трубопроводів) за формулою:

$$R_j = R_{\text{із},j} + R_{\text{г}}, \quad (9.21)$$

де $R_{\text{із},j}, R_{\text{г}}$ – термічні опори ізоляційної конструкції j -того трубопроводу і ґрунту відповідно, (м°С)/Вт.

Оскільки термічний опір стінки сталеві провідної труби настільки малий, що не впливає на результат розрахунків, то опір конструкції можна звести тільки до опорів шарів ізоляції і стінки поліетиленової захисної труби. Таким чином, термічний опір теплоізоляційної конструкції подавального або зворотного трубопроводів визначають за формулою:

$$R_{\text{із}} = R_{\text{і}} + R_{\text{не}}, \quad (9.22)$$

де $R_{\text{і}}$ і $R_{\text{не}}$ – відповідно термічні опори шару ізоляції і стінки захисної труби.

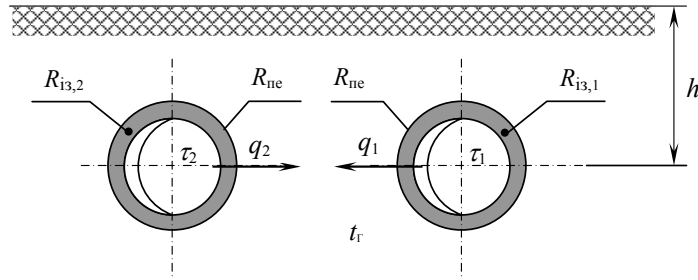


Рис. 9.2. Схема безканального прокладання трубопроводів

Термічний опір однорідного циліндричного шару ізоляції та захисної поліетиленової труби визначають за формулами:

$$R_i = \frac{1}{2\pi\lambda_{i3}} \ln \frac{d_i}{d_3}; \quad R_{ne} = \frac{1}{2\pi\lambda_{ne}} \ln \frac{d_{i3}}{d_i}, \quad (9.23)$$

де λ_{i3} , λ_{ne} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару ізоляції та захисної поліетиленової труби відповідно, Вт/(м °С);

d_3 і d_i – внутрішній і зовнішній діаметри шару ізоляції, м;

d_{i3} – зовнішній діаметр захисної поліетиленової труби, м.

Термічний опір ґрунту визначають за формулами (9.7 або 9.8).

Умовний додатковий термічний опір, який враховує взаємний вплив сусідніх труб при двотрубному прокладанні в загальній траншеї, визначають за формулою:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{A_0}\right)^2}, \quad (9.24)$$

де A_0 – відстань між осями труб, м;

λ_r – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·°С);

h – глибина закладання осі трубопроводу, м.

Питомі втрати подавального і зворотного трубопроводів, Вт/м, при двотрубному прокладанні визначають за формулами:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_r) \cdot R_2 - (\tau_2 - t_r) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2}; \quad (9.25)$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_r) \cdot R_1 - (\tau_1 - t_r) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2},$$

де τ_1 , τ_2 – середня температура теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах відповідно, °С;

t_r – температура ґрунту на глибині залягання осі трубопроводу, °С;

R_1 і R_2 – термічні опори (ізоляційний шар і ґрунт) подавального і зворотного трубопроводів за формулою (9.21), (м°С)/Вт.

9.7. Розрахунок зменшення температури теплоносія по довжині трубопроводу теплової мережі та кількості конденсату, що випадає при транспортуванні насиченої пари

Зменшення температури при транспортуванні теплоносія виникає за рахунок теплових втрат та визначається з рівняння теплового балансу:

$$Gc(\tau_{\text{поч}} - \tau_{\text{кін}}) = q\ell(1 + \beta_m), \quad (9.26)$$

де G – витрата теплоносія на ділянці, кг/с;

c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг·°C);

$\tau_{\text{поч}}, \tau_{\text{кін}}$ – температура теплоносія на початку та на кінці ділянки, °C;

ℓ – довжина ділянки, м;

q – питомі теплові втрати, Вт/м;

β_m – коефіцієнт втрат теплоти в місцевих опорах.

Виходячи з цього рівняння, температура теплоносія в кінці ділянки визначається за формулою:

$$\tau_{\text{кін}} = \tau_{\text{поч}} - \frac{q\ell(1 + \beta_m)}{Gc}. \quad (9.27)$$

При визначенні зменшення температури теплоносія на великих ділянках потрібно враховувати те, що питома втрата теплоти q змінюється по довжині.

Зменшення температури в паропроводі можливо визначити за тепловим балансом ентальпії пари на кінці і початку розрахункової ділянки:

$$i_{\text{кін}} = i_{\text{поч}} - \frac{q\ell(1 + \beta_m)}{G}, \quad (9.28)$$

де $i_{\text{поч}}$ та $i_{\text{кін}}$ – ентальпія пари на початку та кінці ділянки, Дж/кг.

За значенням $i_{\text{кін}}$ та тиску пари $P_{\text{кін}}$ в кінці ділянки за діаграмами або таблицями [3, 20] для водяної пари знаходять температуру на кінці ділянки.

В трубопроводі, де має місце значне зменшення температури по довжині ділянки, наприклад, при транспортуванні перегрітої пари, потрібно враховувати зміну питомих втрат теплоти вздовж трубопроводів та перехід пари з перегрітої до насиченої [37].

При транспортуванні насиченої пари при її охолодженні випадає конденсат, кількість якого визначають за формулою:

$$G_k = \frac{q\ell(1 + \beta_m)}{r_{\text{пар}}}, \quad (9.29)$$

де G_k – кількість конденсату, кг/с;

q – питомі втрати теплоти, Вт/м;

$r_{\text{пар}}$ – прихована теплота пароутворення, Дж/кг.

9.8. Визначення товщини теплової ізоляції

Товщину основного шару теплоізоляційної конструкції визначають, виходячи з нормативних теплових втрат [32], а також середньорічної температури навколишнього середовища t_0 та температури теплоносія τ .

За значенням нормативних теплових втрат на 1 м трубопроводу q_n визначають повний термічний опір R_Σ за формулою:

$$R_\Sigma = \frac{\tau - t_o}{q_n}. \quad (9.30)$$

Задавшись орієнтовним діаметром ізоляційного шару d_{i3} (в межах рекомендованої товщини шару ізоляції [31, 32]), визначають термічний опір на поверхні теплоізоляційного шару R_n за формулою (9.4) та термічний опір теплоізоляційного шару за формулою:

$$R_{i3} = R_\Sigma - R_n. \quad (9.31)$$

Товщину шару ізоляції визначають за формулою (9.6), яку приведено до вигляду:

$$\ln \frac{d_3 + 2\delta_{i3}}{d_3} = 2\pi\lambda_{i3}R_{i3}, \quad (9.32)$$

$$\delta_{i3} = \frac{d_3}{2} (e^{2\pi\lambda_{i3}R_{i3}} - 1), \quad (9.33)$$

де d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

λ_{i3} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару ізоляції, Вт/(м °С);

δ_{i3} – товщина шару теплової ізоляції, м;

$e = 2,718$ – основа натурального логарифма.

При виборі товщини ізоляції трубопроводів теплової мережі потрібно враховувати вимоги з боку технологічного процесу, враховуючи охорону праці, а також нормативні теплові втрати, які визначені за результатами техніко-економічних розрахунків. До вимог технологічного процесу відносять, наприклад, забезпечення заданої температури пари в паропроводі по довжині при транспортуванні пари окремим абонентам.

На вибір товщини ізоляції впливає також необхідність підтримання температури на поверхні теплової ізоляції за вимогою техніки безпеки. За вищенаведеними вимогами визначають мінімально потрібну товщину ізоляції. Збільшення товщини ізоляції веде до економії коштів за рахунок зменшення теплових втрат, але, з іншого боку, веде до зростання капіталовкладень на спорудження ізоляції. Оптимальна товщина ізоляції відповідає мінімальним приведеним витратам, які можна визначити за формулою:

$$П = (P_{i3} + E_n) K_{i3} + C_{тп} = \min, \quad (9.34)$$

де P_{i3} – річні відрахування від вартості ізоляції в частках від одиниці, 1/рік ($P_{i3}=0,08$);

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, для будівництва встановлено 0,12;

K_{i3} – вартість теплової ізоляції, грн.;

$C_{тп}$ – річна вартість теплових втрат трубопроводами теплової мережі, грн./рік.

При техніко-економічних розрахунках визначають втрати теплоти в навколишнє середовище в залежності від товщини ізоляції при середніх за рік температурах теплоносія та навколишнього середовища. При підземному прокладанні декількох трубопроводів теплових мереж в непрохідних каналах та безканально слід задаватись різними товщинами ізоляції подавального та зворотного трубопроводів та для кожного випадку визначати приведені витрати.

9.9. Критичний діаметр теплоізоляції

Теплова ізоляція трубопроводів працює за досить складним режимом. Не завжди збільшення товщини ізоляції призводить до зменшення тепловтрат трубопроводу. Якщо застосувати малоефективну теплоізоляцію, тобто ізоляційний матеріал зі значним коефіцієнтом теплопровідності, то при збільшенні товщини шару ізоляції до певного рівня тепловтрати трубопроводу будуть не зменшуватися, а зростати. При цьому теплоізоляція буде працювати як оребреньня труби.

Максимальні теплові втрати через теплоізоляцію мають місце, коли діаметр теплоізоляції дорівнює критичному:

$$d_{\text{кр}} = \frac{2\lambda_{\text{із}}}{\alpha_3}, \quad (9.34)$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплоізоляції в навколишнє середовище;

$\lambda_{\text{із}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/(м °С).

Наприклад, при ізоляції трубопроводів, які знаходяться в приміщенні ($\alpha_3 = 10$ Вт/(м² °С)), теплоізоляційним матеріалом з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{із}} = 0,07$ Вт/(м °С) критичний діаметр дорівнює $d_{\text{кр}} = 2 \cdot 0,07 / 10 = 0,014$ м = 14 мм.

Якщо діаметр теплової ізоляції перевищує $d_{\text{кр}}$, теплоізоляція зменшує теплові втрати трубопроводу. Для ефективного застосування теплоізоляції необхідно, щоб $d_{\text{кр}}$ був меншим від зовнішнього діаметра неізольованого теплопроводу або був рівним йому. Матеріал теплової ізоляції вибраний правильно, якщо:

$$\lambda_{\text{із}} < \frac{\alpha_3 d}{2}, \quad (9.35)$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплоізоляції в навколишнє середовище;

d – зовнішній діаметр трубопроводу.

Приклад 9.1.

Визначити економічну товщину теплової ізоляції трубопроводу теплової мережі діаметром $d_3 * s = 89 \times 3,5$ мм при надземному прокладанні, якщо середньорічна температура теплоносія дорівнює $\tau = 90^\circ\text{C}$. Середньорічна температура зовнішнього повітря t_0 дорівнює 5°C . Теплова мережа працює протягом $n_0 = 8400$ годин за рік. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплової ізоляції $\lambda_{\text{із}} = 0,035$ Вт/(м °С), а її питома вартість $c_{\text{із}} = 5000$ грн./м³. Захисне покриття товщиною $\delta_{\text{пе}} = 3$ мм виконане з матеріалу з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{пе}} = 0,43$ Вт/(м °С), питома вартість $c_{\text{пе}} = 500$ грн./м³. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізольованого трубопроводу до зовнішнього повітря $\alpha_3 = 25$ Вт/(м² °С). Питомі замикаючі затрати на теплову енергію $Z_{\text{тп}} = 70$ грн./Гкал.

Задаємось товщинами ізоляції $\delta_{\text{із}} = 20, 25, 30, 35, 40$ мм. Розрахунок виконуємо для трубопроводу теплової мережі довжиною $\ell = 1$ м.

Для $\delta_{\text{із}} = 20$ мм вартість теплової ізоляції:

$$K_{i3} = c_{i3} \pi \ell ((d_3 + 2\delta_{i3})^2 - d_3^2) / 4 + c_{пе} \pi \ell ((d_3 + 2\delta_{i3} + 2\delta_{пе})^2 - (d_3 + 2\delta_{i3})^2) / 4 =$$

$$5000 \times 3,14 \times 1 \times ((0,089 + 2 \times 0,02)^2 - 0,089^2) / 4 + 500 \times 3,14 \times 1 \times ((0,089 + 2 \times 0,02 + 2 \times 0,003)^2 -$$

$$(0,089 + 2 \times 0,02)^2) / 4 = 34,85 \text{ грн./м.}$$

Термічний опір теплопередачі ізоляційної конструкції, Вт/(м °С), якщо не враховувати термічний опір тепловіддачі від води до стінки трубопроводу:

$$R_{\Sigma} = 1 / (3,14 \times \alpha_3 \times (d_3 + 2\delta_{i3} + 2\delta_{пе})) + 1 / (2 \times 3,14 \times \lambda_{i3}) \times \ln((d_3 + 2\delta_{i3}) / d_3) + 1 / (2 \times 3,14 \times \lambda_{пе}) \times \ln((d_3 + 2\delta_{i3} + 2\delta_{пе}) / (d_3 + 2\delta_{i3})) =$$

$$1 / (3,14 \times 25 \times (0,089 + 2 \times 0,02 + 2 \times 0,003)) + 1 / (2 \times 3,14 \times 0,035) \times \ln((0,089 + 2 \times 0,02) / 0,089) + 1 / (2 \times 3,14 \times 0,43) \times \ln((0,089 + 2 \times 0,02 + 2 \times 0,003) / (0,089 + 2 \times 0,02)) = 1,80 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт.}$$

Річні втрати теплоти з 1 метра трубопроводу теплової мережі:

$$q_{тп} = (\tau - t_0) \times n_0 / R_{\Sigma} = ((90 - 5) \times 8400) / 1,8 \times 10^{-6} = 0,397 \text{ МВт год./}(рік \cdot \text{м}).$$

Річна вартість тепловтрат:

$$C_{тп} = Z_{тп} \times q_{тп} = 70 \times 0,397 / 1,163 = 23,88 \text{ грн./}(рік \cdot \text{м}).$$

Приведені річні витрати:

$$П = (P_{i3} + E_{и}) K_{i3} + C_{тп} = (0,08 + 0,12) \times 34,85 + 23,88 = 30,85 \text{ грн./}(рік \cdot \text{м}).$$

Аналогічно визначаємо приведені річні витрати для іншої товщини теплової ізоляції. Результати розрахунків зводимо до таблиці 9.1 та на рис. 9.3, з якої визначаємо економічну товщину ізоляції, яка в даному випадку дорівнює 30 мм.

Таблиця 9.1

δ_{i3} , мм	40	35	30	25	20
K_{i3} , грн./м	81,82	68,90	56,76	45,41	34,85
R_{Σ} , (м [°] С)/Вт	3,00	2,73	2,44	2,13	1,80
$q_{тп}$, МВт год./}(рік м)	0,238	0,261	0,292	0,335	0,397
$C_{тп}$, грн./}(рік м)	14,31	15,74	17,60	20,16	23,88
$П$, грн./}(рік м)	30,674	29,517	28,957	29,241	30,85

Приклад 9.2.

Визначити втрати теплоти трубопроводу двотрубної теплової мережі $d_y=250$ мм, який прокладено безканально та виконано з попередньоізолюваних труб ВАТ "Завод сантехнічних заготовок". Трубопровід прокладено на глибині 1,3 м, коефіцієнт теплопровідності ґрунту $\lambda_r=1,5$ Вт/(м[°]С), коефіцієнт теплопровідності пінополіуретану $\lambda_{i3}=0,035$ Вт/(м[°]С) та поліетилену захисної оболонки $\lambda_{пе}=0,43$ Вт/(м[°]С). Зовнішній діаметр захисної оболонки $d_{i3}=400$ мм, товщина стінки поліетиленової захисної оболонки $\delta_{пе} = 6,3$ мм, відстань між осями трубопроводів $A_0 = 0,6$ м, температура ґрунту дорівнює $t_r = 5$ °С.

Термічний опір одного метра попередньоізолюваного трубопроводу складається з термічних опорів шару ізоляції з пінополіуретану та поліетиленової захисної оболонки за формулою (9.23):

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035} \ln \frac{(400 - 2 \cdot 6,3)}{273} = 1,593 \frac{\text{м} \cdot \text{°C}}{\text{Вт}},$$

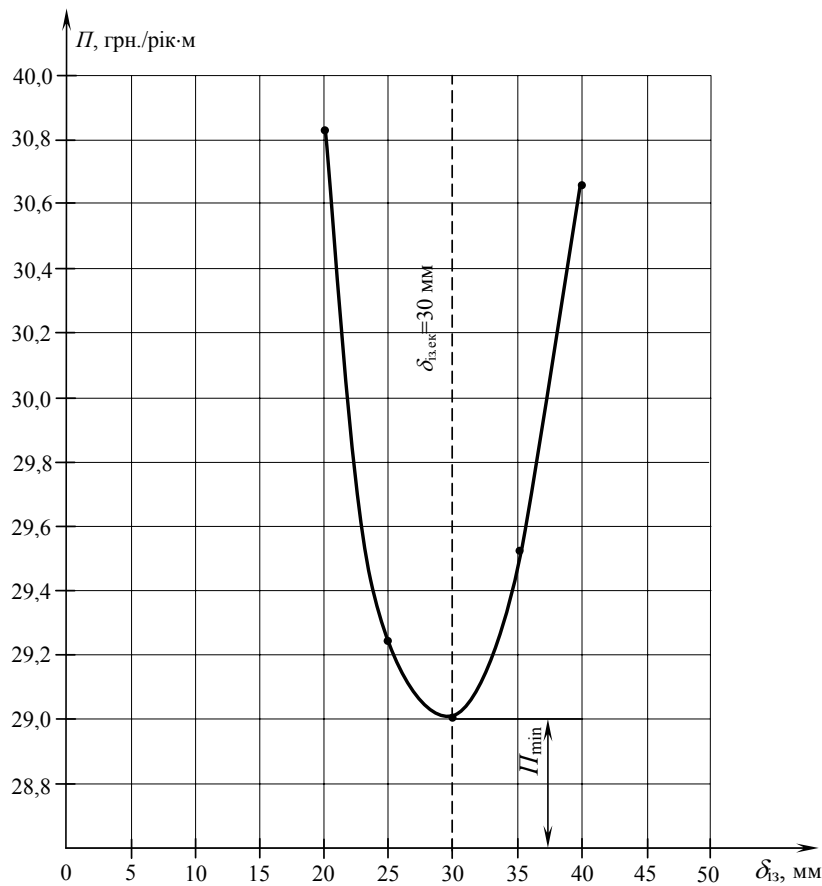


Рис. 9.3. Залежність приведених витрат від товщини теплової ізоляції трубопроводів

$$R_{пе} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,43} \ln \frac{400}{(400 - 2 \cdot 6,3)} = 0,01185 \frac{(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})}{\text{Вт}}$$

Термічний опір теплоізоляційної конструкції подавального та зворотного трубопроводів за формулою (9.22): $R_{iz,1} = R_{iz,2} = 1,59 + 0,01185 = 1,605 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})$.

Термічний опір ґрунту при $h/d_{iz} \geq 1,25$ за формулою (9.8):

$$R_{г} = \frac{1}{2 \times 3,14 \times 1,5} \ln \left(\frac{4 \times 1,3}{0,4} \right) = 0,272 \frac{(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})}{\text{Вт}}$$

Термічний опір подавального або зворотного трубопроводів за формулою (9.21):

$$R_1 = R_2 = 1,605 + 0,272 = 1,877 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})$$

Умовний додатковий термічний опір, який враховує вплив сусідніх труб при дво-трубному прокладанні за формулою (9.24):

$$R_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,3}{0,6} \right)} = 0,089 \frac{(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})}{\text{Вт}}$$

Питомі втрати теплоти подавального та зворотного трубопроводів за формулою (9.25):

$$q_1 = \frac{(90-5) \cdot 1,877 - (50-5) \cdot 0,089}{1,877 \cdot 1,877 - 0,089^2} = 44,25 \text{ Вт/м,}$$

$$q_2 = \frac{(50-5) \cdot 1,877 - (90-5) \cdot 0,089}{1,877 \cdot 1,877 - 0,089^2} = 21,88 \text{ Вт/м.}$$

Для неізолюваного трубопроводу прокладеного безканально:

Термічний опір ґрунту за формулою (9.8) при $h/d_{\text{із}} \geq 1,25$:

$$R_r^{\text{н}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln\left(\frac{4 \cdot 1,3}{0,25}\right) = 0,322 \frac{(\text{м}^\circ\text{С})}{\text{Вт}}.$$

Умовний додатковий термічний опір, якій враховує вплив сусідніх труб при двотрубному прокладанні за формулою (9.24):

$$R_o^{\text{н}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,3}{0,6}\right)} = 0,089 \frac{(\text{м}^\circ\text{С})}{\text{Вт}}.$$

Питомі втрати теплоти подавального та зворотного неізолюваних трубопроводів при тих самих умовах за формулою (9.25):

$$q_1^{\text{н}} = \frac{(90-5) \cdot 0,322 - (50-5) \cdot 0,089}{0,322 \cdot 0,322 - 0,089^2} = 244,0 \text{ Вт/м,}$$

$$q_2^{\text{н}} = \frac{(50-5) \cdot 0,322 - (90-5) \cdot 0,089}{0,322 \cdot 0,322 - 0,089^2} = 72,3 \text{ Вт/м.}$$

Ефективність теплоізоляції, або її ККД:

- подавального трубопроводу за формулою (9.1):

$$\eta_{\text{із}}^{\text{н}} = \frac{244,0 - 44,25}{244,0} = 0,819 \text{ (82\%);}$$

- зворотного трубопроводу за формулою 9.1:

$$\eta_{\text{із}}^{\text{з}} = \frac{72,3 - 21,88}{72,3} = 0,7 \text{ (70\%).}$$

Контрольні запитання і завдання

1. Як оцінити ефективність теплової ізоляції?
2. Як визначити теплові втрати двотрубної теплової мережі при прокладанні в непрохідному каналі?
3. Те ж при підземному безканальному прокладанні попередньоізолюваних трубопроводів теплової мережі.
4. Як визначити товщину теплової ізоляції?
5. Поясніть поняття “критичний діаметр теплової ізоляції”.

10. БЕЗКАНАЛЬНЕ ПРОКЛАДАННЯ ПОПЕРЕДНЬОІЗОЛЬОВАНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

10.1. Конструкція попередньоізольованих теплопроводів

Використання попередньоізольованих трубопроводів повного заводського виготовлення при будівництві та реконструкції теплових мереж централізованих систем теплопостачання набуло в наш час широкого розповсюдження. Особливості конструкцій цих трубопроводів дозволяють ефективно застосовувати їх при прогресивному способі підземного безканального прокладання.

Попередньоізольована в заводських умовах секція (рис. 10.1) складається з внутрішньої провідної сталеві труби, зовнішньої захисної оболонки з поліетиленової труби і розміщеної між ними пінополіуретанової теплоізоляції. У верхній частині теплоізоляційного шару розміщені провідники системи контролю герметичності теплопроводів (аварійної сигналізації). Для забезпечення адгезії поліуретанової піни зовнішня поверхня сталеві труби і внутрішня поверхня поліетиленової труби спеціально обробляються. Для теплових мереж використовуються безшовні, електрозварні і електрозварні прямошовні сталеві труби, а також неметалеві труби із полімерних матеріалів.

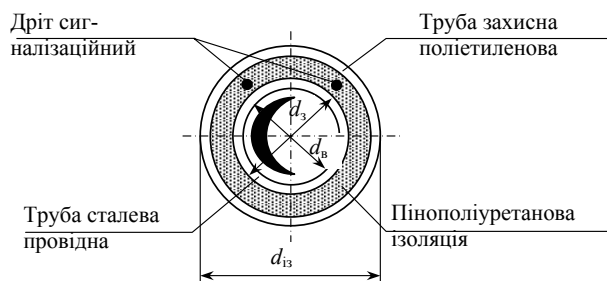


Рис. 10.1. Конструкція попередньоізольованих трубопроводів

Попередньоізольовані труби застосовуються для транспортування теплоносія з такими робочими параметрами [23, 28]:

- максимальна робоча температура довготривала, $t_{\max}^{\text{д}} = 140^{\circ}\text{C}$ для сталевих труб та 95°C для полімерних труб;
- максимальна допустима (протягом 10 діб за рік) температура короткотривала, $t_{\max}^{\text{к}} = 150^{\circ}\text{C}$ для сталевих труб;
- умовний тиск, $P_y = 1,6$ МПа для сталевих труб та $P_y = 1,0$ МПа для полімерних труб.

Впровадження в практику будівництва трубопроводів теплових мереж у поліуретановій оболонці типу “труба в трубі”, виготовлених в заводських умовах, забезпечує такі переваги у порівнянні з іншими способами прокладання теплових мереж:

- зниження теплових втрат через теплову ізоляцію;
- підвищення терміну безаварійної експлуатації теплових мереж;
- зниження експлуатаційних витрат;

- зниження витрат на ремонт теплових мереж.

До недоліків використання попередньоізольованих трубопроводів для безканального прокладання теплових мереж відносять:

- високу вартість трубопроводів, арматури та монтажу;
- складність технології монтажу;
- обмеження заглиблення трубопроводів (необхідність врахування впливу тиску ґрунту на захисну оболонку трубопроводу);
- обмеження за температурою теплоносія.

Однією з найбільших переваг попередньоізольованих труб з пінополіуретановою ізоляцією є їх високий ККД, тобто малі питомі втрати теплоти при експлуатації. Завдяки герметичній гідроізоляції теплопроводів теплотехнічні якості теплоізоляції практично не змінюються при їх розміщенні у ґрунтах підвищеної вологості і ця особливість теплопроводів забезпечує підтримання високих теплозахисних характеристик теплоізоляції протягом всього опалювального періоду.

При підтримуванні температури теплоносія у подавальному теплопроводі мереж з пінополіуретановою ізоляцією у межах від 95 до 150°C ККД теплової ізоляції становить 90-95%, тобто питомі втрати теплоти через ізоляцію підтримуються на рівні 5-10 %, що значно менше, ніж нормативні тепловтрати теплових мереж у непрохідних каналах з мінеральноватною теплоізоляцією.

Не менш важливою якістю теплових мереж є термін їх безаварійної експлуатації та річні витрати на їх поточний ремонт. Досвід експлуатації теплових мереж безканального прокладання з пінополіуретановою ізоляцією у країнах Західної Європи свідчить, що термін їх безаварійної експлуатації становить у середньому 30 років, а у деяких випадках і перевищує цей термін.

Спінений пінополіуретан має низький коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,035$ Вт/(м·°C), але він також має здатність до старіння при високих температурах. Реально в теплових мережах високі температури діють протягом нетривалого часу, тобто температурний графік 150-70°C для сталевих трубопроводів з пінополіуретановою ізоляцією можна з деякою натяжкою враховувати таким, який можна вважати прийнятним.

Перевагою полімерних труб є стійкість проти корозії та висока компенсуюча здатність при нагріванні. Маючи малий діаметр та гофрований зовнішній кожух ізоляції, вони працюють як гнучкий шланг. Створення спеціальних кутів повороту та компенсаторів температурних подовжень не потрібне. Однак внаслідок обмежень за тиском, температурою та діаметром їх не можна розглядати як альтернативу сталевим трубам, особливо для магістральних теплових мереж. Галузь їх використання – низькотемпературні внутрішньоквартальні теплові мережі з температурним графіком 95-70°C.

Нижче будемо розглядати тільки сталеві попередньоізольовані трубопроводи.

10.2. Взаємодія попередньоізольованих трубопроводів з ґрунтом

Попередньоізольовані трубопроводи - це зв'язана система, яка складається із сталеві труби, пінополіуретанової ізоляції та поліетиленової оболонки, які діють як єдине ціле, тому, коли на сталеву трубу діють коливання температури (нагрівання та охолодження), вся конструкція розширюється або стискається. Тому, характеризуючи

роботу попередньоізолюваних трубопроводів, в основному характеризують взаємодію між зв'язаною конструкцією трубопроводу, яка пов'язана між собою, та ґрунтом.

Сила тертя між ґрунтом та поліетиленою оболонкою протидіє руху труб, що скорочує їх температурне подовження. Тому переміщення труб у підземній зв'язаній системі трубопроводів менше, ніж при таких видах прокладання, де труби мають можливість вільно подовжуватись. Під впливом сили тертя між ґрунтом та поліетиленою захисною оболонкою в сталевій трубі виникають осьові напруження.

Для проектування попередньоізолюваних труб важливо розуміти, як діють сили тертя та як переміщуються труби в результаті їх взаємодії з ґрунтом. Сили тертя та переміщення змінюються залежно від зміни параметрів ґрунту, методів монтажу та коливань температури.

Для того, щоб стабілізувати сили тертя та вирівняти їх розподіл по поверхні труби, попередньоізолювані трубопроводи повинні укладатись на основу товщиною 100 мм з піску. Трубопроводи також слід засипати піском до рівня, який перевищує верх поліетиленої оболонки на 100 мм. При влаштуванні основи та засипки пісок потрібно ретельно ущільнювати. По піщаній засипці над трубопроводами укладають поліетиленові сигнальні стрічки (рис. 10.2), щоб не пошкодити їх при ремонті. Засипка траншеї піском здійснюється з метою забезпечення очікуваної сили тертя між оболонкою та ґрунтом. При розташуванні попередньоізолюваних трубопроводів в траншеї необхідно витримати мінімальні відстані згідно з рис. 10.2 та табл. 10.1 [28].

Таблиця 10.1

Мінімальні відстані між трубами і мінімальні розміри траншеї

d_y , мм	d_{i3} , мм	A_{min} , мм	B_{min} , мм	C_{min} , мм	h^* , min, мм	H , мм
32	110	260	670	150	760	910
40	110	260	670	150	760	910
50	125	275	700	150	770	930
65	140	290	730	150	770	940
80	160	310	770	150	780	960
100	200	356	850	150	800	1000
100	200	350	850	150	800	1000
125	225	425	1050	200	820	1025
150	250	450	1100	200	830	1050
200	315	515	1230	200	860	1115
250	400	600	1400	200	900	1200
300	450	650	1500	200	930	1250
350	500	700	1600	200	950	1300
400	560	760	1720	200	980	1360
450	630	830	1860	200	1020	1430
500	710	910	2020	200	1060	1510
600	800	1000	2200	200	1100	1600
700	900	1100	2400	200	1150	1700
800	1000	1200	2600	200	1200	1800

* Мінімальне заглиблення трубопроводів (від поверхні поліетиленої труби до землі) приймається 700 мм.

Система попередньоізолюваних трубопроводів характеризується низькими напруженнями та деформаціями від внутрішнього тиску, та великими напруженнями, та

деформаціями внаслідок зміни температури теплоносія. Такі напруження виникають внаслідок обмеження температурних деформацій під дією сил тертя між оболонкою та ґрунтом.

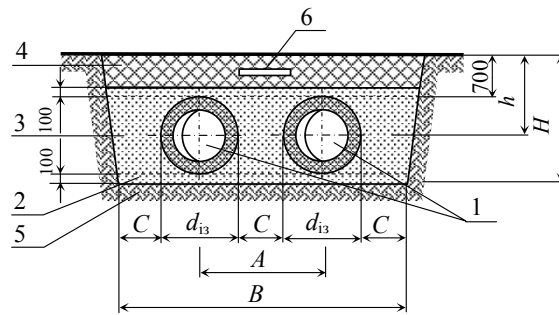


Рис. 10.2. Мінімальні розміри траншеї

1 – попередньоізольована труба; 2 – підсіпка піском; 3 – засипка піском; 4 – засипка ґрунтом; 5 – основний ґрунт; 6 – стрічка сигнальна

Нагрівання труби викликає напруження стиску до $2,5 \text{ Н/мм}^2$ ($2,5 \text{ МПа}$) на 1°C внаслідок протидії ґрунту подовженню труби. Внутрішній тиск теплоносія частково викликає напруження розтягування в осьовому напрямку. Таким чином, температура викликає основний вплив, а тиск має значний вплив тільки для трубопроводів великих діаметрів.

Навантаження, які діють на безканалні трубопроводи, поділяють на:

- навантаження від внутрішнього тиску теплоносія, який транспортується;
- навантаження від тиску власної ваги трубопроводу та ізоляції;
- навантаження, які виникають при температурних подовженнях (тертя між захисною оболонкою трубопроводу і ґрунтом з врахуванням тиску від ваги оточуючого ґрунту і тиску від тимчасового навантаження транспорту);
- сили пружної деформації, які виникають при компенсації температурних подовжень гнучкими компенсаторами і при самокомпенсації, або реакція сильфонного компенсатора.

Специфіка поведінки трубопроводів теплових мереж, які розташовані в ґрунті, полягає в тому, що вони мають зони компенсації, в яких здійснюється компенсація температурних подовжень за рахунок кутових та лінійних деформацій, та нерухомі зони, в яких температурні подовження перетворюються в осьові напруження розтягу або стиску. Зони компенсації утворюються біля кутів повороту траси, а нерухомі зони – на довгих прямих ділянках. При відсутності зон нерухомості між зонами компенсації утворюються нерухомі точки, які називають умовними нерухомими опорами.

Компенсація температурних подовжень трубопроводу здійснюється за допомогою:

- П-подібних компенсаторів, кутів повороту траси у вигляді Г- та Z-подібних компенсаторів;
- сильфонних компенсаторів;
- системи з попереднім підігріванням до засипання ґрунтом;

- системи зі стартовими компенсаторами, які зварюють після попереднього підігрівання.

Розрахунок сталевих труб та з'єднувальних деталей теплових мереж на міцність виконують за номінальними допустимими напруженнями, які наведені в [23, 28].

10.3. Способи монтажу безканального прокладання попередньоізольованих трубопроводів

Систему попередньоізольованих трубопроводів можливо змонтувати різними способами:

- прокладання холодним способом;
- прокладання з попереднім підігріванням;
- прокладання з попереднім підігріванням та стартовими компенсаторами;
- прокладання з використанням компенсаторів температурних подовжень.

10.3.1. Прокладання холодним способом

Прокладання труб холодним способом є найбільш простим способом монтажу. Змонтовані трубопроводи засипаються ґрунтом без попереднього підігрівання.

При нагріванні труб до максимальної робочої температури на поворотах траси виникає максимальне подовження. Максимальне напруження стиску, яке виникає в трубі, пропорційне значенню повної температурної зміни:

$$\sigma = -E\alpha_t(\tau_{\max} - t_m), \quad (10.1)$$

де α_t – коефіцієнт температурного подовження, $1/^\circ\text{C}$;

E – модуль пружності сталі, Па;

τ_{\max} – максимальна температура теплоносія, $^\circ\text{C}$;

t_m – температура монтажу, $^\circ\text{C}$.

Максимальне напруження не мусить перевищувати допустимого напруження для матеріалу провідної труби, тому цей метод має обмеження за довжиною прямолінійних ділянок.

10.3.2. Прокладання з попереднім підігріванням

Сутність методу зводиться до створення на довгих прямих ділянках трубопроводів первинного напруженого стану розтягу. Це досягається за рахунок їх попереднього нагрівання, фіксації цих ділянок у нагрітому (видовженому) стані шляхом бетонування нерухомої опори або засипання трубопроводу в траншеї піском і ґрунтом за прийнятною технологією з наступним охолодженням їх до початкової температури.

Метод попереднього нагрівання застосовується, коли методи забезпечення міцності попередньоізольованих трубопроводів на прямолінійних ділянках траси значної довжини, що базуються на використанні компенсаторів температурних подовжень, реалізувати технічно складно або економічно недоцільно.

Цей метод складається з наступних технологічних етапів:

- I етап – попереднє нагрівання вибраної прямої ділянки трубопроводу, для якої створено умови видовження;

- II етап – фіксація нагрітого трубопроводу у видовженому стані;
 III етап – охолодження зафіксованого трубопроводу, яке супроводжується виникненням у сталевій трубі напружень розтягу;
 IV етап – пускове або робоче нагрівання зафіксованого трубопроводу, при якому створюється напруження стиску в сталевій трубі.

Попереднє нагрівання рекомендується здійснювати на величину $\Delta t_{\text{пн}}$, при якій після фіксації видовженого трубопроводу та охолодженні до температури монтажу $t_{\text{м}}$ створюються напруження розтягу, які за абсолютною величиною дорівнюють значенню допустимих напружень стиску для матеріалу провідної труби. Температуру попереднього нагрівання визначають як середню між максимальною температурою теплоносія τ_{max} та температурою монтажу теплової мережі $t_{\text{м}}$ за формулою:

$$t_{\text{пн}} = \frac{\tau_{\text{max}} + t_{\text{м}}}{2}. \quad (10.2)$$

Після попереднього підігрівання до $t_{\text{пн}}$, фіксації трубопроводу та охолодження до температури монтажу при подальшому робочому нагріванні відбуваються такі процеси:

- в діапазоні від температури монтажу $t_{\text{м}}$ до температури попереднього нагрівання $t_{\text{пн}}$ зростанню напружень стиску протистоять попередньо створені напруження розтягу, які мають протилежний знак. При досягненні в ході робочого нагрівання температури $t_{\text{пн}}$ пряма ділянка трубопроводу стає розвантаженою ($\sigma^{\text{розт}} = [\sigma]^{\text{стис}}$);
- при подальшому нагріванні в діапазоні від $t_{\text{пн}}$ до максимальної робочої температури τ_{max} в сталевій трубі зростають напруження стиску. Виходячи з того, що їх значення не повинні перевищувати $[\sigma]^{\text{стис}}$, значення додаткового робочого нагріву до τ_{max} будуть обмежені величиною Δt^{max} , яку визначають за формулою:

$$\Delta t^{\text{max}} = \Delta t_{\text{пн}} = \frac{[\sigma]^{\text{стис}}}{E \cdot \alpha_{\ell}} \approx \frac{150}{2,52} = 60^{\circ}\text{C}, \quad (10.3)$$

де α_{ℓ} – коефіцієнт температурного подовження, $1/^{\circ}\text{C}$;

E – модуль пружності сталі, Па.

Тоді сумарне робоче нагрівання трубопроводу від початкової температури становитиме:

$$\Delta t_{\Sigma} = \Delta t_{\text{пн}} + \Delta t^{\text{max}} = 60 + 60 = 120^{\circ}\text{C}. \quad (10.4)$$

За початкову температуру приймають температуру монтажу теплогідроізованих трубних секцій на будівельному майданчику $t_{\text{м}}$, вона є мінімальною температурою зовнішнього повітря, яка допускає використання водної системи піноутворення для одержання жорсткого пінополіуретану при теплоізоляції зварних стиків. Тому при розрахунках нагрівання теплогідроізованих трубопроводів приймають $t_{\text{м}} = +10^{\circ}\text{C}$.

Отже, максимальне робоче нагрівання трубопроводів, прокладених за методом попереднього нагріву, можливе лише до температури:

$$\tau_{\max} = t_m + \Delta t_{\Sigma} = 10 + 120 = 130^{\circ}\text{C}. \quad (10.5)$$

Попереднє нагрівання трубопроводів для створення напруженого стану розтягу може виконуватись різними засобами:

- електричним струмом, що пропускається по сталевій трубі;
- водяною парою, що подається в сталеву трубу;
- водою з подавального трубопроводу існуючої теплової мережі.

Для попереднього нагрівання трубопроводів частіше використовують мережну воду з подавального трубопроводу, розташованого поблизу теплових мереж. Повністю змонтований трубопровід вільно лежить на піщаній підсипці, нагрівання здійснюється у відкритій траншеї та трубопровід при нагріванні подовжується в один бік від нерухокої опори.

Такий спосіб проведення попереднього нагрівання доцільно застосовувати при відносно невеликих довжинах прямолінійних ділянок і помірних діаметрах трубопроводів. Суттєвим недоліком цього способу є необхідність тримати довгий час розкриту траншею з прокладеним по її дну повністю змонтованим теплогідроізованим трубопроводом. В умовах прокладання теплотраси в щільно забудованому житловому секторі це призводить до маси незручностей і збільшує дію небезпечних факторів при будівництві: виникає ризик падіння людей з висоти, обвалювання незакріплених стінок траншеї, пошкодження тонкостінної поліетиленової оболонки трубопроводів при випадковому падінні на трубу гострих предметів або каміння.

10.3.3. Прокладання з попереднім підігріванням та стартовими компенсаторами

При такому способі прокладання частково змонтований трубопровід поділяють на окремі (частіше рівні) частини, шляхом установаження між ними “разових” сильфонних Е-компенсаторів, які спрацьовують лише при попередньому нагріванні. Трубопроводи між Е-компенсаторами повністю засипають піском та ґрунтом згідно з типовою технологією земляних робіт при безканальному прокладанні теплогідроізованих трубопроводів. При цьому в середині засипаних ґрунтом відрізків трубопроводу створюються натурні або умовні нерухомі опори, від яких труби при нагріванні видовжуються в обидва боки.

Трубопроводи нагрівають та після розрахункового видовження на повну компенсаційну здатність стартових компенсаторів їх корпуси на незасипаних ділянках обвалюються в обтиснутому стані суцільним швом електрозваркою і вони перетворюються в звичайну нерухому муфту. Ці муфти теплогідроізолюються і теж засипаються ґрунтом. Лише після цього відбувається охолодження зафіксованого тертям суцільного трубопроводу на ділянці, що розглядається.

При цьому способі проведення попереднього нагрівання проблем з незручностями і дією небезпечних факторів при будівництві значно менше, ніж при попередньому підігріванні трубопроводу у відкритій траншеї, але вартість теплової мережі суттєво

зростає, особливо при великих діаметрах труб, зокрема, за рахунок значної вартості “разових” Е-компенсаторів і додаткових витрат з їх установа.

Рівень напруження при використанні попереднього підігрівання приблизно буде дорівнювати половині рівня напружень в системах з холодним прокладанням. Максимальне напруження стиску пропорційне половині повної температурної зміни:

$$\sigma = \pm E\alpha_t \frac{(\tau_{\max} - t_m)}{2}, \quad (10.6)$$

де α_t – коефіцієнт температурного подовження, $1/^\circ\text{C}$;

E – модуль пружності сталі, Па;

τ_{\max} – максимальна температура теплоносія, $^\circ\text{C}$;

t_m – температура монтажу, $^\circ\text{C}$.

Існує також інший варіант прокладання з попереднім підігріванням. Якщо при використанні методу попереднього напруження зі стартовими компенсаторами разові компенсатори діють тільки на стадії попереднього підігрівання, тобто при попередньому нагріванні труб виникає їх подовження та коли температура трубопроводу досягає приблизно половини робочої температури, компенсатор повністю стискається, після чого зовнішню сталеву оболонку компенсатора зварюють і трубопровід працює як попередньо нагріта система. При іншому методі після попереднього підігрівання та після розрахункового видовження на повну компенсаційну здатність компенсаторів компенсатори не зварюють. Нормальні температурні коливання при збільшенні температури вище 60°C перетворюються у внутрішні напруження в трубопроводах. Якщо система охолоджується нижче за 60°C , компенсатори знову починають працювати як компенсатори. Для того, щоб виключити надмірне навантаження внаслідок нерівномірного тертя при охолодженні, компенсатори повинні мати обмежувачі як для стиснутого, так і для розтягнутого стану.

10.3.4. Прокладання з використанням кутів повороту або П - подібних компенсаторів

Якщо на прямих ділянках трубопроводів попереднє підігрівання або прокладання з використанням стартових компенсаторів неможливе, використовується прокладання трубопроводів із Г-, П- та Z - подібними компенсаторами або з осьовими попередньоізолюваними компенсаторами.

Використання Г- та Z- та П- подібних компенсаторів збільшує довжину конструкції та тим самим збільшує вартість будівництва, втрати тиску та теплоти, особливо при прокладанні трубопроводів великих діаметрів, але значно зменшує осьові напруження, які виникають в провідній трубі.

На прямолінійних ділянках переміщення труб змінюються залежно від сил тертя і зміни температур в часі, тому рекомендується використовувати нерухомі опори в комбінації з компенсаторами, особливо якщо компенсатори чутливі до перевантажень. При використанні Г-, П- та Z - подібних компенсаторів існує ризик виникнення однонаправлених переміщень, що викликає перевантаження компенсаторів. Цього можна уникнути шляхом встановлення нерухомої опори між П-подібним компенсатором та

осьовим компенсатором з метою чіткого визначення переміщення на компенсаторі. Тобто для уникнення перевантаження компенсаторів доцільно поділяти теплову мережу на ділянки, незалежні за температурними подовженнями з метою можливості визначення переміщення на компенсаторі.

При трасуванні теплових мереж для зміни напрямку траси та обминання перешкод використовують Г- та Z-подібні повороти, які розміщують в зонах розширення для забезпечення переміщень перпендикулярно осі трубопроводу. Установлення осьових попередньоізолюваних компенсаторів може бути виконане з попереднім підігріванням або без нагрівання, а також із попереднім напруженням.

10.3.5. Вибір способу прокладання

В таблиці 10.2 наведені переваги і недоліки різних методів прокладання попередньоізолюваних трубопроводів.

Таблиця 10.2

Метод прокладання	Переваги	Недоліки
Холодне прокладання	Нескладний монтаж. Відсутність затрат на попереднє підігрівання та на використання додаткових компенсаторів. Довгі ділянки фіксації трубопроводів, в яких відсутнє переміщення труб.	Великі осьові напруження. Значне попереднє розширення труб у зонах розширення труб. Виключається використання високих температур у трубопроводах великого діаметра. Паралельні земляні роботи потребують особливої уваги.
Попереднє підігрівання	Зменшення осьових напружень. Нескладний монтаж. Зменшення затрат на додаткові компенсуючі пристрої. Довгі ділянки фіксації трубопроводів, в яких відсутнє переміщення труб.	Необхідність тримати траншею відкритою на весь період проведення попереднього нагрівання. Додаткові затрати на підігрівання.
Попереднє напруження з використанням (разових) стартових компенсаторів	Часткова засипка траншеї перед проведенням попереднього напруження. Зменшення осьових напружень. Нескладний монтаж. Довгі ділянки трубопроводів, де труби не рухаються.	Додаткові затрати на встановлення разових (стартових) компенсаторів. Додаткові затрати на підігрівання.

Метод прокладання	Переваги	Недоліки
Із Г-, П-, та Z- подібними компенсаторами	Осьові напруження зменшені.	Додаткові затрати на встановлення компенсуючих пристроїв. Усі частини трубопроводів рухаються в ґрунті. Можливі перенапруження компенсаторів внаслідок складності визначення величини температурних подовжень.

За вищенаведеним можна зробити висновок, що якщо умови дозволяють, то найкращими методами прокладання є метод холодного прокладання та метод попереднього нагрівання. Якщо існує необхідність обмеження напруження, яке виникає в трубопроводі при холодному прокладанні (наприклад, потрібно прокласти трубопровід великого діаметра, який працює при високих температурах, або якщо потрібно отримати низькі осьові напруження), використовують метод попереднього нагрівання. Якщо складно залишити великі ділянки відкритими, то доцільно використовувати метод з попереднім підігріванням із використанням стартових компенсаторів.

Так, наприклад, для магістральних трубопроводів та для трубопроводів, які розташовані за межами міста, найбільш доцільно використовувати попереднє напруження всієї системи з нагріванням до засипання ґрунтом. В центрі міста частіше використовують прокладання за методом попереднього підігрівання зі стартовими компенсаторами.

Прокладання труб із використанням Г-, П- та Z- подібних компенсаторів спричинює додаткові затрати на влаштування компенсуючих кутів повороту, тому такий метод частіше використовують для трубопроводів невеликого діаметра.

10.4. Проектування теплових мереж при безканалному прокладанні попередньоізольованих трубопроводів

Уся система попередньоізольованих трубопроводів поділяється на три основні частини:

- прямолінійні ділянки трубопроводу;
- ділянки зі зміною напрямку;
- відгалуження.

Трасування теплової мережі при безканалному прокладанні попередньоізольованих трубопроводів мусить проводитись у відповідності з вимогами діючих будівельних норм [31].

Принцип роботи та теорія проектування безканалних теплових мереж засновані на таких основних положеннях:

- в трубопроводі, який є багатошаровою конструкцією (сталеві труба, пінополіуретанова тепла ізоляція та поліетиленова оболонка), відсутні відносні переміщення окремих шарів при температурній деформації;

- переміщення трубопроводів, що зумовлені зміною температури та впливом тиску теплоносія, гальмуються силами тертя між зовнішньою оболонкою та ґрунтом, які викликають додаткові осьові напруження в сталевій трубі;
- при роботі трубопроводів, які прокладені в ґрунті, враховується наявність умовних нерухомих опор, де сила тертя між зовнішньою оболонкою та ґрунтом рівна або більша, ніж сила, що викликає переміщення трубопроводу під впливом зміни температури та тиску теплоносія, тобто зон, де трубопровід не переміщується;
- на основі методики розрахунку прийнято, що температура трубопроводів до завершення монтажу складає 10°C, а максимальна температура при експлуатації - 130°C; температурний перепад досягає 120°C, а середнє його значення 60°C.
- довжина прямолінійної ділянки трубопроводу від нерухокої опори до компенсуючого пристрою, на якому виникають температурні подовження внаслідок зміни температури на 60°C, позначаються L_{60} , при цьому додаткові осьові напруження в сталевій трубі досягають максимально допустимого напруження для сталеві труби $[\sigma] \approx 150$ МПа;
- зміна довжини ділянки L_{60} при зміні температури на 60°C позначається Δl_{60} .

При визначенні граничної глибини прокладання попередньоізольованих трубопроводів слід враховувати, що напруження в теплоїй ізоляції з пінополіуретану не мусить перевищувати 0,3 МПа. Крім того, має бути забезпечене достатнє защемлення трубопроводу ґрунтом, яке виключає втрату стійкості трубопроводу в напруженому стані (при стисканні).

Максимальне заглиблення, як правило, лімітується напруженням, яке виникає в теплоїй ізоляції в безпосередній близькості до кутів повороту траси під впливом горизонтальних сил, які виникають між ґрунтом та шаром поліетилену при температурних подовженнях трубопроводів. Напруження в теплоїй ізоляції на прямолінійних ділянках траси слід визначати, враховуючи вагу вертикального стовпа ґрунтової засипки над трубопроводом із урахуванням тимчасових навантажень від транспорту [23, 28].

Перешкоджаючи вільному переміщенню трубопроводу під впливом зміни температури, сили тертя між оболонкою та ґрунтом викликають напруження в сталевій трубі, величина якого визначається за формулою, Па:

$$\sigma = \frac{F_{\text{тр}} L}{\pi(d_3 - s)s} \leq [\sigma], \quad (10.7)$$

де L – довжина прямої ділянки, м;

d_3 – зовнішній діаметр сталевго трубопроводу, м;

s – товщина стінки сталевго трубопроводу, м;

$[\sigma]$ – максимальне допустиме напруження для сталеві труби, МПа, залежить від матеріалу трубопроводів [23, 28];

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя між поліетиленовою оболонкою та ґрунтом, Н/м.

Величина питомої сили тертя між оболонкою та ґрунтом в Н/м (тобто стосовна до 1 п.м трубопроводу) визначається за формулою:

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{із}} \cdot P \cdot \mu, \quad (10.8)$$

де μ – коефіцієнт тертя між піском та захисною оболонкою ($\mu = 0,2-0,5$);

P – сумарні (еквівалентні) навантаження від власної ваги трубопроводу з водою, ваги ґрунту та від впливу наземного транспорту, які діють на трубопровід, укладений в ґрунт;

d_{13} – зовнішній діаметр поліетиленової оболонки трубопроводу, м.

Довжина ділянки трубопроводу, який засипано піском, від компенсатора до точки закріплення (умовної або натурної нерухокої опори) не може перевищувати значення, яке називають L_{60} , або довжиною тертя, щоб не перевищити допустимих величин осьових напружень $[\sigma]$. Орієнтовне значення максимальної довжини тертя визначають за формулою:

$$L_{\max} = L_{60} = \frac{1,1 \cdot [\sigma] \cdot f_{\text{ст}}}{F_{\text{тр}}}, \quad (10.9)$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя між поліетиленовою оболонкою та ґрунтом, Н/м;

$f_{\text{ст}}$ – площа перерізу стінки труби, м;

$[\sigma]$ – максимальне допустиме напруження для сталеві труби, МПа.

Значення L_{60} значно залежить від глибини закладання трубопроводу, товщини стінки та матеріалу труби. Для довідки L_{60} для труб ВАТ “Завод сантехнічних заготовок” наведені в таблиці 10.3 [28].

Таблиця 10.3

Максимальна довжина тертя трубопроводу

d_y	d_3	d_{13}	h	L_{60}			h	L_{60}		
				Ст 3	Ст 10	Ст 20		Ст 3	Ст 10	Ст 20
мм	мм	мм	м	м	м	м	м	м	м	м
25	32	90	0,70	25	25	29	1,00	18	18	21
32	38	110		24	25	28		17	17	20
40	45	110		29	29	34		21	21	24
50	57	125		45	45	52		32	32	37
65	76	140		54	54	62		38	39	44
80	89	160		55	56	64		39	40	45
100	108	200		61	61	70		43	44	50
125	133	225		66	67	77		47	48	55
150	159	250		79	80	92		57	58	66
200	219	315		112	114	130		81	82	94
250	273	400		125	127	146		91	93	106
300	325	450		148	151	173		109	110	127
350	377	500		171	173	198		126	128	146
400	426	560		134	135	155		99	100	115
500	530	710		127	129	147		95	96	110
600	630	800		147	150	171		111	113	129

700	720	900		146	148	169		111	112	129
800	820	1000		162	165	189		124	126	144
25	32	90	1,20	15	15	17	1,40	13	13	15
32	38	110		14	15	17		12	13	14
40	45	110		17	17	20		15	15	17
50	57	125		26	27	31		23	23	26
65	76	140		32	32	37		27	28	32
80	89	160		33	33	38		28	29	33
100	108	200		36	37	42		31	32	36
125	133	225		40	40	46		34	35	40
150	159	250		48	49	56		41	42	48
200	219	315		69	70	80		59	60	69
250	273	400		77	79	90		67	68	78
300	325	450		92	94	107		80	81	93
350	377	500		107	109	125		93	95	108
400	426	560		84	85	98		73	74	85
500	530	710		81	82	94		71	72	82
600	630	800		95	97	111		84	85	97
700	720	900		95	97	111		84	85	97
800	820	1000	107	109	125	95	96	110		

При проектуванні теплових мереж, які прокладають безканально, важливим є правильний вибір геометрії траси і розташування компенсуючих елементів, при якому напруження, що виникає в стінці труби, не перевищує допустимого [23, 28].

При проектуванні потрібно розглядати кожен ділянку теплової мережі, яка обмежена нерухомими опорами (дійсними або умовними). При цьому довжини прямих ділянок між нерухомими опорами та кутами поворотів не повинні перевищувати величини L_{60} , а між кутами повороту величини – $2L_{60}$. Разом з тим ділянки між кутами поворотів повинні мати довжину, достатню для того, щоб не виникало надмірного опору термічним деформаціям суміжних ділянок трубопроводу. Якщо довжини прямих ділянок за умовами прокладання перевищують значення L_{60} або $2L_{60}$ відповідно, компенсація температурних подовжень повинна здійснюватись шляхом встановлення осьових компенсаторів або шляхом використання попереднього напруження.

Для підземного безканального прокладання попередньоізольованих трубопроводів частіше використовують такі основні методи компенсації температурних подовжень, як самокомпенсація з використанням Г-, П- і Z-подібних компенсаторів та попереднє напруження, яке забезпечується двома методами: попереднє підігрівання трубопроводу після завершення монтажу при відкритій траншеї та попереднє підігрівання трубопроводу після завершення монтажу з використанням разових компенсаторів при частково засипаній траншеї.

В якості гнучких компенсаторів використовують кути повороту траси від 90 до 135°. Відстань від нерухомої опори до компенсаційного коліна не може перевищувати

значення L_{60} . Компенсуюча здатність елементів має бути підібрана на основі величини приведенного переміщення вільного кінця трубопроводу. Приведене переміщення, крім чистого теплового видовження, враховує вплив опору ґрунту при видовженні труби.

У зв'язку з цим для визначення всіх видовжень трубопроводів використовують формулу:

$$\Delta \ell = L \cdot \left[\alpha_{\ell} \cdot (\tau_{\max} - t_m) - \frac{F_{\text{тр}} \cdot L}{2f_{\text{ст}} \cdot E} \right], \quad (10.10)$$

де L – довжина ділянки трубопроводу, м;

α_{ℓ} – коефіцієнт лінійного видовження, м/(м·°C);

τ_{\max} – максимальна температура теплоносія, °C;

t_m – температура монтажу трубопроводів, °C;

$f_{\text{ст}}$ – площа перерізу стінки труби, м²;

E – модуль поздовжньої пружності, Па;

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя між ґрунтом і трубопроводом, Н/м.

Для забезпечення потрібного видовження влаштовують компенсаційні зони, які роблять можливим переміщення колін Г-подібного компенсатора при безканалному прокладанні попередньоізолюваних трубопроводів. Але враховуючи взаємне розміщення трубопроводів, відмінність температур теплоносіїв, що транспортуються, і можливість нерівномірного нагрівання подавального та зворотного трубопроводів, переміщення одного коліна не повинне бути більшим від 100 мм. У компенсаційних зонах для зменшення опору ґрунту при переміщенні колін використовують мінераловатні мати або плити з пружного пінополіуретану. Розміри компенсаційних зон визначають залежно від типу компенсатора, матеріалу та діаметра труб, кута повороту та видовження труби [23, 28]

При визначенні розмірів плечей Г - подібного компенсатора слід враховувати, що фактична довжина більшого плеча не повинна перевищувати значення L_{60} , довжина короткого плеча, незалежно від заглиблення трубопроводу, повинна бути не меншою від величини L_{\min} , яку наведено в таблиці 10.4.

Таблиця 10.4

**Орієнтовні мінімальні значення довжини короткого плеча
Г- подібних компенсаторів**

Умовний діаметр сталеві труби d_y , мм	Зовнішній діаметр зачисної труби d_{i3} , мм	Довжина короткого плеча L_{\min} , м	Умовний діаметр сталеві труби d_y , мм	Зовнішній діаметр зачисної труби d_{i3} , мм	Довжина короткого плеча L_{\min} , м	Умовний діаметр сталеві труби d_y , мм	Зовнішній діаметр зачисної труби d_{i3} , мм	Довжина короткого плеча L_{\min} , м
1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	90	0,9	100	200	2,4	400	520	5,6
25	90	1,1	125	225	2,8	500	710	6,9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
32	110	1,2	150	250	3,2	600	840	8,4
40	110	1,4	200	315	3,6	700	900	9,1
50	125	1,6	250	400	4,2	800	1000	10,1
65	140	1,9	300	450	4,6	900	1100	11,3
80	160	2,1	350	500	5,2	1000	1200	12,7

При безканалному прокладанні теплових мереж з попередньоізолюваних труб допускається уникати встановлення нерухомих опор та влаштування теплових камер в місцях врізування відгалужень та встановлення запірної арматури, використовуючи “безкамерне” врізування за допомогою теплогідроізолюваних стандартних трійників відповідного типу [23, 28].

10.5. Тепловий розрахунок попередньоізолюваних трубопроводів

Метою теплового розрахунку попередньоізолюваних трубопроводів є визначення питомих тепловтрат і теплової ефективності теплової ізоляції.

Для цього:

- Визначають загальний термічний опір 1 п.м ізолюваного теплопроводу R_{Σ} , (м°С)/Вт. Значення R_{Σ} складається з суми окремих термічних опорів складових теплоізоляційної конструкції (рис. 10.1). Так, для теплопроводів (подавального і зворотного), прокладених в ґрунті безканално, значення R_{Σ} визначається за співвідношенням:

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_{не} + R_r + R_0, \quad (10.11)$$

де $R_1, R_{не}, R_r, R_0$ – термічні опори, (м°С)/Вт, теплоізоляції, захисної поліетиленової труби, ґрунту, теплопередачі при взаємному тепловому впливі трубопроводів.

- Термічний опір захисної труби $R_{не}$ визначають за формулою:

$$R_{не} = \frac{\ln \frac{d_{із}}{d_1}}{2\pi\lambda_{не}}, \quad (10.12)$$

де $d_{із}$ – зовнішній діаметр захисної труби, м;

d_1 – зовнішній діаметр теплоізоляційного шару, м;

$\lambda_{не}$ – коефіцієнт теплопровідності захисного поліетиленового шару, Вт/(м°С).

- Термічний опір ґрунту R_r при глибині закладання труби $h/d_{із} \leq 1,25$ визначають за формулою:

$$R_r = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_r} \ln \left(\frac{2h}{d_{із}} + \sqrt{4 \frac{h^2}{d_{із}^2} - 1} \right), \quad (10.13)$$

а при $h/d_{із} \geq 1,25$ за формулою:

$$R_r = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \frac{4h}{d_{i3}}, \quad (10.14)$$

де λ_r – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·°С);

h – глибина закладання трубопроводу (від осі до поверхні землі), м;

d_{i3} – зовнішній діаметр захисної труби, м.

- Термічний опір теплопередачі при взаємному тепловому впливі теплопроводів при безканалному прокладанні визначають за формулою:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_r} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{A_0}\right)^2}, \quad (10.15)$$

де A_0 – відстань між осями труб, м.

- Загальний термічний опір конструкції теплоізоляції, віднесений до 1 п.м, визначають за формулою:

$$R_\Sigma = \frac{\tau_{cp} - t_r}{q_{нор}}, \quad (10.16)$$

де τ_{cp} – середньорічна температура теплоносія у тепловій мережі, °С;

t_r – середньорічна температура ґрунту, °С;

$q_{нор}$ – нормативні тепловтрати 1 п.м. довжини трубопроводу, Вт/м.

- Термічний опір основного теплоізоляційного шару, R_1 , визначають за формулою:

$$R_1 = R_\Sigma - (R_{не} + R_r + R_0). \quad (10.17)$$

- Товщину шару теплоізоляції визначають за формулою:

$$\delta_{i3} = \frac{d_3}{2} \cdot (e^{2\pi\lambda_{i3} \cdot R_1} - 1), \quad (10.18)$$

де d_3 – зовнішній діаметр металеві труби, м;

λ_{i3} – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного шару, Вт/(м·°С).

- Питомі тепловтрати, Вт/м, подавального і зворотного теплопроводів при безканалному двотрубному прокладанні визначають за формулами:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_r)R_2 - (\tau_2 - t_r) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2},$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_r)R_1 - (\tau_1 - t_r) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2}, \quad (10.19)$$

де τ_1, τ_2 – середньорічні температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах, °С;

t_r – температура ґрунту на глибині залягання осі трубопроводу, °С;

R_1 і R_2 – термічні опори подавального і зворотного теплопроводів, які включають термічні опори теплоізоляції R_i , ґрунту R_r і захисної поліетиленової оболонки $R_{пе}$.

- Питомі тепловтрати нетеплоізольованого теплопроводу, Вт/м, прокладеного безканально, визначають за формулою:

$$q_n = \frac{\tau_{cp} - t_r}{R'}, \quad (10.20)$$

де τ_{cp} – середньорічна температура зовнішньої поверхні неізольованого теплопроводу, °С;

t_r – середньорічна температура ґрунту або повітря, °С;

R' – термічний опір захисної конструкції, (м·°С)/Вт, визначають за формулою:

$$R' = R'_r + R'_0, \quad (10.21)$$

де R'_r, R'_0 – термічні опори відповідно ґрунту за умови розміщення в ньому неізольованих теплопроводів і теплопередачі при взаємному впливі подавального і зворотного нетеплоізольованих трубопроводів.

- Ефективність теплоізоляції визначають за формулою:

$$\eta_{из} = \frac{q_n - q}{q_n}, \quad (10.22)$$

де q – питомі втрати теплоти ізольованих теплопроводів (подавального та зворотного), Вт/м, за формулою (10.19);

q_n – питомі тепловтрати нетеплоізольованого теплопроводу, Вт/м.

Приклад 10.1.

Визначити товщину $\delta_{из}$ та теплову ефективність (ККД теплової ізоляції $\eta_{из}$) при безканальному прокладанні двотрубною мережі з пінополіуретановою теплоізоляцією трубопроводів.

Діаметр трубопроводів теплової мережі $d_3 * s = 57 * 3,5$ мм; графік температур $\tau_{1,0} = 150^\circ\text{C}$, $\tau_{2,0} = 70^\circ\text{C}$; середньорічна температура теплоносія у подавальному теплопроводі $\tau_{cp}^n = 90^\circ\text{C}$, у зворотному $\tau_{cp}^3 = 50^\circ\text{C}$; коефіцієнт теплопровідності вологого ґрунту $\lambda_r = 3,0$ Вт/(м·°С); захисна поліетиленова труба товщиною $\delta_{пе} = 2,5$ мм, коефіцієнт теплопровідності матеріалу захисної труби $\lambda_{пе} = 0,43$ Вт/(м·°С); основна теплоізоляція – пінополіуретан, $\lambda_{из} = 0,035$ Вт/(м·°С); середньорічна температура ґрунту на глибині закладання труб $t_r = +5^\circ\text{C}$. Нормативні тепловтрати 1 п.м подавального теплопроводу $q_{нор}^n = 24$ Вт/м, зворотного $q_{нор}^3 = 12$ Вт/м. Трубопровід прокладено на глибині $h = 1,4$ м, відстань між осями трубопроводів $A_0 = 0,275$ м (рис. 10.3“а”).

1. Розрахунок для ізольованого подавального трубопроводу:

Для визначення необхідних параметрів попередньо приймаємо наступну конструкцію теплоізоляції трубопроводів (рис. 10.3 “б”): основний теплоізоляційний шар – спінений поліуретан товщиною $\delta_{і3}=30$ мм, захисний поліетиленовий шар товщиною $\delta_{пе}=2,5$ мм.

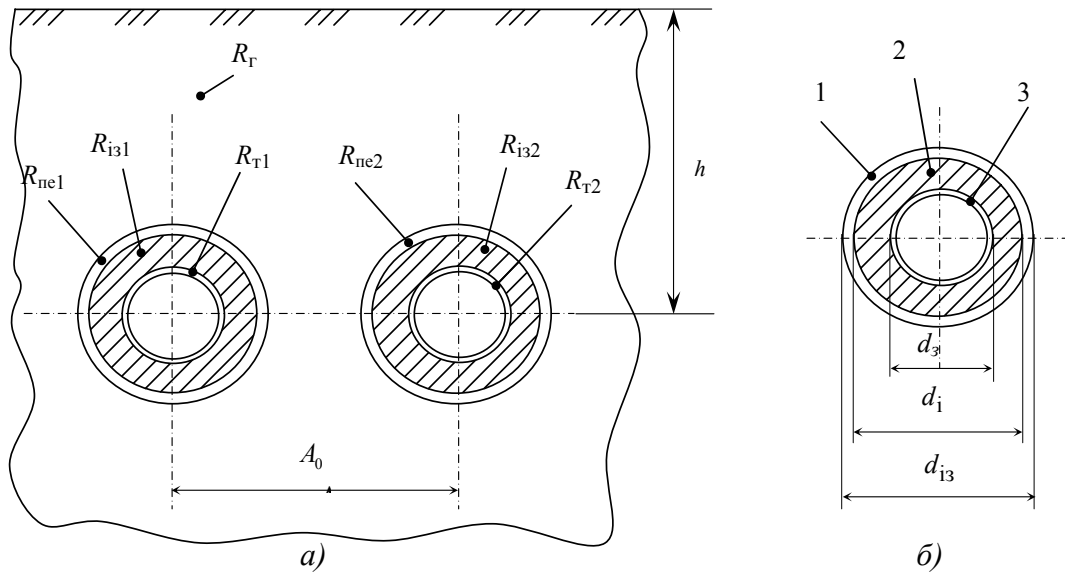


Рис. 10.3. Розрахункова схема для визначення теплової ефективності (а) і конструкція пінополіуретанової ізоляції теплопроводів (б)
1 – захисна поліетиленова оболонка; 2 – пінополіуретанова теплоізоляція; 3 - металева труба.

Діаметр теплоізоляційного шару і діаметр конструкції теплоізоляції (рис. 10.3 б):

$$d_і = d_3 + 2\delta_{і3} = 57 + 2 \cdot 30 = 117 \text{ мм} = 0,117 \text{ м},$$

$$d_{і3} = d_і + 2\delta_{пе} = 117 + 2 \cdot 2,5 = 122 \text{ мм} = 0,122 \text{ м}.$$

Складові загального термічного опору 1 п.м теплопроводу, який прокладено у вологому ґрунті:

- термічний опір захисної поліетиленової труби за формулою (10.12):

$$R_{пе} = \frac{\ln(d_{і3}/d_і)}{2\pi\lambda_{пе}} = \frac{\ln(122/117)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,43} = 0,0155 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- термічний опір ґрунту $R_г$ при глибині закладання труби при

$$h/d_{і3} = 1,4/0,122 = 11,5 \geq 1,25 \text{ за формулою (10.14):}$$

$$R_г = \frac{1}{2\pi\lambda_г} \ln \frac{4h}{d_{і3}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,0} \ln \frac{4 \cdot 1,4}{0,122} = 0,203 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- термічний опір теплопередачі при взаємному впливі теплопроводів при безканално-му прокладанні за формулою (10.15):

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{A_0}\right)^2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,4}{0,275}\right)^2} = 0,123 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- загальний термічний опір конструкції теплоізоляції, віднесений до 1 п.м за формулою (10.16):

$$R_\Sigma^n = \frac{\tau_{\text{сп}}^n - t_r}{q_{\text{нор}}^n} = \frac{90 - 5}{24} = 3,542 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- термічний опір основного теплоізоляційного шару, R_i за формулою (10.17):

$$R_i^n = R_\Sigma^n - (R_{\text{пе}} + R_r + R_0) = 3,542 - (0,0155 + 0,203 + 0,123) = 3,2 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- товщина шару теплової ізоляції за формулою (10.18):

$$\delta_{\text{із}}^n = \frac{d_3}{2} \left(e^{2\pi \cdot \lambda_{\text{із}} \cdot R_i} - 1 \right) = \frac{57}{2} \left(e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035 \cdot 3,2} - 1 \right) = 29 \text{ мм.}$$

2. Розрахунок для ізольованого зворотного теплопроводу:

- загальний термічний опір конструкції теплоізоляції, віднесений до 1 п.м. за формулою (10.16):

$$R_\Sigma^3 = \frac{\tau_{\text{сп}}^3 - t_r}{q_{\text{нор}}^3} = \frac{50 - 5}{12} = 3,75 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- термічний опір основного теплоізоляційного шару, R_i за формулою (10.17):

$$R_i^3 = R_\Sigma^3 - (R_{\text{пе}} + R_r + R_0) = 3,75 - (0,0155 + 0,203 + 0,123) = 3,41 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт};$$

- товщина шару теплової ізоляції за формулою (10.18):

$$\delta_{\text{із}}^n = \frac{d_3}{2} \left(e^{2\pi \cdot \lambda_{\text{із}} \cdot R_i} - 1 \right) = \frac{57}{2} \left(e^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035 \cdot 3,41} - 1 \right) = 31,7 \text{ мм.}$$

3. Питомі тепловтрати нетеплоізольованого теплопроводу, Вт/м, прокладеного безканально:

- подавального за формулою (10.20):

$$q_{\text{н}}^n = \frac{\tau_{\text{сп}}^n - t_r}{R_r} = \frac{90 - 5}{0,203} = 418,7 \text{ Вт/м};$$

- зворотного за формулою (10.20):

$$q_{\text{н}}^3 = \frac{\tau_{\text{сп}}^3 - t_r}{R_r} = \frac{50 - 5}{0,203} = 221,7 \text{ Вт/м.}$$

4. Ефективність теплоізоляції, або її ККД:

- подавального трубопроводу за формулою (10.22):

$$\eta_{\text{із}}^n = \frac{q_{\text{н}}^n - q_{\text{нор}}^n}{q_{\text{н}}^n} = \frac{418,7 - 24,0}{418,7} = 0,943 \text{ (94,3\%)};$$

- зворотного трубопроводу за формулою (10.22):

$$\eta_{\text{із}}^3 = \frac{q_{\text{н}}^3 - q_{\text{нор}}^3}{q_{\text{н}}^3} = \frac{221,7 - 12}{221,7} = 0,946 \text{ (94,6\%)}$$

Фактична товщина теплоізоляції для трубопроводу $d_3=57 \times 3,5$ мм, який виготовляється в заводських умовах на ВАТ «Завод сантехнічних заготовок», становить 31,5 мм. Середнє значення теплової ефективності безканальної двотрубної мережі з пінополіуретановою теплоізоляцією, нанесеною в заводських умовах (враховуючи $\eta_{\text{із}}^{\text{н}}$ і $\eta_{\text{із}}^3$), становить $\eta_{\text{із}}^{\text{сп}} \approx 0,95$ (95 %) при прокладанні у вологому ґрунті та $\eta_{\text{із}}^{\text{сп}} \approx 0,9$ (90 %) при прокладанні в сухому ґрунті.

Контрольні запитання і завдання

1. Поясніть переваги та недоліки безканального прокладання попередньоізольованих трубопроводів.
2. Поясніть взаємодію попередньоізольованих трубопроводів з ґрунтом.
3. Поясніть переваги та недоліки основних способів монтажу безканальних попередньоізольованих трубопроводів.
4. Поясніть технологічні етапи прокладання попередньоізольованих трубопроводів методом попереднього підігрівання.
5. Як визначити товщину ізоляції попередньоізольованого трубопроводу?

Питомі опалювальні характеристики житлових будівель

Зовнішній будівельний об'єм будівлі V , м ³	Питома опалювальна характеристика будівель $q_{оп}$, Вт/(м ³ · °С)	
	Забудова до 1958 р.	Забудова після 1958 р.
100	0,86	1,07
200	0,77	0,95
300	0,72	0,91
400	0,70	0,86
500	0,67	0,83
600	0,65	0,80
700	0,63	0,79
800	0,62	0,78
900	0,60	0,77
1000	0,59	0,76
1100	0,58	0,72
1200	0,57	0,70
1300	0,56	0,69
1400	0,55	0,67
1500	0,55	0,66
1700	0,53	0,64
2000	0,52	0,61
2500	0,51	0,60
3000	0,50	0,58
3500	0,49	0,56
4000	0,47	0,55
4500	0,45	0,53
5000	0,44	0,52
6000	0,43	0,50
7000	0,42	0,49
8000	0,41	0,48
9000	0,40	0,47
10000	0,38	0,45
11000	0,37	0,44
12000	0,36	0,44
13000	0,35	0,43
14000	0,35	0,43
15000	0,34	0,43
20000	0,33	0,43
25000	0,33	0,43
30000	0,33	0,42
35000	0,33	0,41
40000	0,31	0,41
45000	0,31	0,40
50000	0,30	0,40

Питомі теплові характеристики адміністративних, лікувальних і культурно-освітніх будівель та будівель дитячих закладів

Найменування будівель	Об'єм будівлі, V , тис. м ³	Питомі теплові характеристики, Вт/(м ³ ·°С)	
		на опалення, $q_{оп}$	на вентиляцію, $q_{в}$
1	2	3	4
Адміністративні будівлі, головні контори	До 5	0,5	0,1
	До 10	0,44	0,09
	До 15	0,41	0,08
	Більше 15	0,37	0,21
Клуби	До 5	0,43	0,29
	До 10	0,38	0,27
	Більше 10	0,35	0,23
Кінотеатри	До 5	0,42	0,5
	До 10	0,37	0,45
	Більше 10	0,35	0,44
Театри	До 10	0,34	0,48
	До 15	0,31	0,47
	До 20	0,26	0,44
	До 30	0,23	0,42
	Більше 30	0,21	0,36
Універмаги	До 5	0,44	---
	До 10	0,38	0,09
	Більше 10	0,36	0,31
Дитячі ясла і садочки	До 5	0,44	0,13
	Більше 5	0,40	0,12
Школи та вищі навчальні заклади	До 5	0,45	0,10
	До 10	0,41	0,09
	Більше 10	0,38	0,08
Лікарні	До 5	0,47	0,34
	До 10	0,42	0,33
	До 15	0,37	0,30
	Більше 15	0,35	0,29
Лазні	До 5	0,33	1,16
	До 10	0,29	1,10
	Більше 10	0,27	1,05
Пральні	До 5	0,44	0,93
	До 10	0,38	0,91
	Більше 10	0,36	0,87
Підприємства громадського харчування, їдальні, фабрики-кухні	До 5	0,41	0,81
	До 10	0,38	0,76
	Більше 10	0,35	0,70

Продовження додатка 2

1	2	3	4
Лабораторії	До 5	0,43	1,16
	До 10	0,41	1,10
	Більше 10	0,38	1,05
Тепловозні депо	До 2	0,56	0,16
	До 5	0,53	0,10
	Більше 5	0,52	0,10
Гаражі	До 2	0,81	---
	До 3	0,70	---
	До 5	0,64	0,81
	Більше 5	0,58	0,76

Питомі теплові характеристики промислових будівель

Найменування будівель	Об'єм будівлі, V , тис. м ³	Питомі теплові характеристики, Вт/(м ³ ·°C)	
		на опалення, $q_{оп}$	на вентиляцію, q_v
1	2	3	4
Чавуноливарні цехи	10-15	0,35-0,29	1,28-1,16
	50-100	0,29-0,26	1,16-1,05
	100-150	0,26-0,21	1,05-0,93
Мідноливарні цехи	5-10	0,47-0,41	2,91-2,33
	10-20	0,41-0,29	2,33-1,74
	20-30	0,29-0,23	1,74-1,40
Термічні цехи	до 10	0,47-0,35	1,50-1,40
	10-30	0,35-0,29	1,40-1,16
	30-75	0,29-0,23	1,16-0,70
Ковальські цехи	до 10	0,47-0,35	0,81-0,70
	10-50	0,35-0,29	0,70-0,58
	50-100	0,29-0,17	0,58-0,35
Механозбірні, механічні та слюсарні відділення інструментальних цехів	5-10	0,64-0,52	0,47-0,29
	10-15	0,52-0,47	0,29-0,17
	50-100	0,47-0,44	0,17-0,14
	100-200	0,44-0,41	0,14-0,09
Деревообробні цехи	до 5	0,70-0,64	0,70-0,58
	5-10	0,64-0,52	0,58-0,52
	10-50	0,52-0,47	0,52-0,47
Цехи металевих конструкцій	50-100	0,44-0,41	0,62-0,52
	100-150	0,41-0,35	0,52-0,41
Цехи покриттів (гальванічні і т.д.)	до 2	0,77-0,70	5,82-4,65
	2-5	0,70-0,64	4,65-3,49
	5-10	0,64-0,52	3,49-2,33
Ремонтні цехи	5-10	0,70-0,58	0,23-0,17
	10-20	0,58-0,52	0,17-0,12
Тепловозне депо	до 5	0,81-0,76	0,47-0,35
	5-10	0,76-0,70	0,35-0,29
Котельні цехи	100-250	0,29	0,70
Котельні (опалювальні та парові)	2-5	0,12	0,35-0,58
	5-10	0,12	0,35-0,58
	10-20	0,09	0,23-0,47
Майстерні та цехи професійно-учбових закладів	5-10	0,58	0,58
	10-15	0,47	0,35
	15-20	0,41	0,29
	20-30	0,35	0,23

Продовження додатку 3

1	2	3	4
Насосні	до 0,5	1,22	—
	0,5-1	1,16	—
	1-2	0,70	—
	2-3	0,58	—
Компресорні	до 0,5	0,81	—
	0,5-1	0,81-0,70	—
	1-2	0,70-0,52	—
	2-5	0,52-0,47	—
5-10	0,47-0,41	—	
Газогенераторні	5-10	0,12	2,09
Регенерація мастил	2-3	0,87-0,70	0,70-0,58
Склади хімікатів, барв і т.п.	до 1	0,99-0,87	—
	1-2	0,87-0,76	—
	2-5	0,76-0,67	0,70-0,52
Склади моделей та головні магазини	1-2	0,97-0,81	—
	2-5	0,81-0,70	—
	5-10	0,70-0,52	—
Побутові та адміністративно-допоміжні приміщення	0,5-1	0,70-0,52	—
	1-2	0,52-0,47	—
	2-5	0,47-0,38	0,16-0,14
	5-10	0,38 - 0,35	0,14-0,13
	10-20	0,35-0,29	0,13-0,12
Прохідні	до 0,5	1,51-1,40	—
	0,5-2	1,40-0,81	—
	2-5	0,81-0,64	0,17-0,12
Казарми та приміщення охорони	5-10	0,44-0,38	—
	10-15	0,38-0,36	—

Додаток 4

Поправочний коефіцієнт для житлових і громадських будівель

Розрахункова температура зовнішнього повітря t'_o , °C	β_t	Розрахункова температура зовнішнього повітря t'_o , °C	β_t
0	2,05	-30	1,00
-5	1,67	-35	0,95
-10	1,45	-40	0,90
-15	1,29	-45	0,85
-20	1,17	-50	0,82
-25	1,08	-55	0,80

**Укрупнені показники максимального теплового потоку
на опалення житлових будівель на 1 м² загальної площі q_0 , Вт.**

Поверховість житлової забудови	Характеристика будівель	Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення t'_o , °С										
		-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
Для забудов до 1985 р.												
1-2	Без урахування впровадження енергозберігаючих заходів	148	154	160	205	213	230	234	237	242	255	271
3-4		95	102	109	117	126	134	144	150	160	169	179
5 і більше		65	70	77	79	86	88	98	102	109	115	122
1-2	З урахування впровадження енергозберігаючих заходів	147	153	160	194	201	218	222	225	230	242	257
3-4		90	97	103	111	119	128	137	140	152	160	171
5 і більше		65	69	73	75	82	88	92	96	103	109	116
Для забудов після 1985 р.												
1-2	За новими типовими проектами	145	152	159	166	173	177	180	187	194	200	208
3-4		74	80	86	91	97	101	103	109	116	123	130
5 і більше		65	67	70	73	81	87	87	95	100	102	108

Укрупнені показники середнього теплового потоку на гаряче водопостачання q_h .

Середня за опалювальний період норма витрат води при температурі 55°С на гаряче водопостачання на добу на 1 люд., яка мешкає в будинку з гарячим водопостачанням, $q_{u,m}^h$, л	На одну людину, яка мешкає в будинку, Вт		
	З гарячим водопостачанням	З гарячим водопостачанням із врахуванням споживання в громадських будівлях	Без гарячого водопостачання із врахуванням споживання в громадських будівлях
85	247	320	73
90	259	332	73
105	305	376	73
115	334	407	73

Тривалість стояння температур зовнішнього повітря

№	Місто	Розрахункова температура на опалення	Середня температура опалювального періоду	Тривалість опалювального періоду, діб.	Кількість годин з температурою в даному інтервалі												Разом
					Кількість годин з температурою, нижчою за дану												
					-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+8			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			
1	Джанкой	-17°C	+1,5°C	160					7	78	457	1782	1516	3840			
2	Вінниця	-21°C	-1,1°C	189	1	10	39	126	320	642	1225	1493	680	4536			
3	Луганськ	-25°C	-1,6°C	180	1	11	50	176	496	1138	2363	3856	4536				
4	Дніпропетровськ	-23°C	-1°C	175	1	8	61	222	604	1269	2307	3647	4320				
5	Донецьк	-23°C	-1,8°C	183		9	46	173	408	865	2017	3531	4200				
6	Сьватопетрія	-16°C	+2,4°C	149		10	44	183	398	730	1141	1216	670	4392			
7	Житомир	-22°C	-0,8°C	192		10	54	237	635	1365	2506	3722	4392				
8	Івано-Франківськ	-20°C	-0,1°C	184					6	73	426	1660	1411	3576			
9	Київ	-22°C	-1,1°C	187					6	79	505	2165	3576				
10	Кіровоград	-22°C	-1°C	185		5	22	103	309	616	1237	1554	762	4608			
11	Львів	-20°C	-0,2°C	187		5	27	130	439	1055	2292	3846	4608				
12	Львів	-19°C	-0,2°C	191		10	39	134	247	481	1212	1591	702	4416			
13	Бердянськ	-19°C	0°C	168	1	4	31	130	336	627	1225	1480	654	4488			
					1	5	36	166	502	1129	2354	3834	4488				
						10	39	134	248	483	1219	1600	707	4440			
						10	49	183	431	914	2133	3733	4440				
						5	21	100	301	600	1206	1513	742	4488			
						5	26	126	427	1027	2233	3746	4488				
							2	20	62	458	1039	1678	1133	4392			
							2	22	84	542	1581	3259	4392				
							9	35	122	226	439	1107	1452	4032			
							9	44	166	392	831	1938	3390	4032			

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
14	Одеса	-18°C	+1°C	165			5	22	134	399	975	1781	644	3960
15	Полтава	-23°C	-1,9°C	187	5	8	45	161	391	723	1224	1128	803	4488
16	Рівне	-21°C	-0,5°C	191	5	13	58	219	610	1333	2557	3685	4488	
17	Севастополь	-11°C	+4,4°C	137		5	22	102	307	613	1231	1546	758	4584
18	Сімферополь	-16°C	+1,9°C	158			27	129	436	1049	2280	3826	4584	
19	Суми	-24°C	-2,5°C	195					6	67	392	1525	1298	3288
20	Тернопіль	-21°C	-0,5°C	190	1	11	50	176	498	1142	2373	3875	4560	
21	Ужгород	-18°C	+1,6°C	162			2	18	55	404	919	1484	1006	3888
22	Феодосія	-15°C	+2,9°C	144			2	20	75	479	1398	2882	3888	
23	Харків	-23°C	-2,1°C	189			2	14	67	303	992	2359	3456	
24	Херсон	-19°C	+0,6°C	167		10	46	189	411	754	1179	1255	692	4536
25	Черкаси	-22°C	-1°C	189	1	10	56	245	656	1410	2589	3844	4536	
26	Чернігів	-23°C	-1,7°C	191	1	11	7	36	163	433	885	1555	929	4008
27	Чернівці	-20°C	-0,2°C	179	1	10	7	43	206	639	1524	3079	4008	
28	Ялта	-6°C	+5,2°C	126			39	126	320	642	1225	1493	680	4536
							50	176	496	1138	2363	3856	4536	
							39	127	324	648	1238	1510	687	4584
							50	177	501	1149	2387	3897	4584	
							38	130	240	468	1179	1548	683	4296
							48	178	418	886	2065	3613	4296	
									5	61	360	1404	1194	3024
									5	66	426	1830	3024	

Коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах

Тип компенсаторів	Умовний діаметр трубопроводу, мм	Значення α для теплової мережі	
		парової	водяної
Транзитні теплові мережі			
Сальникові, П-подібні із гнутими відводами	350-1400	0,2	0,2
	до 300	0,5	0,3
П-подібні зі зварними відводами	200-300	0,7	0,5
	400-500	0,9	0,7
	600-1400	1,2	1,0
Інші теплові мережі			
Сальникові	до 400	0,4	0,3
	450-1400	0,5	0,4
П-подібні із гнутими відводами	до 150	0,5	0,3
	175-200	0,6	0,4
	250-300	0,8	0,6
П-подібні зі зварними відводами	175-250	0,8	0,6
	300-350	1,0	0,8
	400-450	1,0	0,9
	600-1400	1,2	1,0

Частка середньої витрати води на гаряче водопостачання

Система тепlopостачання	Значення коефіцієнта K_3
Відкрита з тепловим потоком, МВт 100 і більше менше за 100	0,6
	0,8
Закрита з тепловим потоком, МВт 100 і більше менше за 100	1,0
	1,2

Частка середньої витрати води на гаряче водопостачання

Режим водорозбору	Найменування трубопроводу	Значення коефіцієнта K_4	
		при центральному якісному регулюванні за навантаженням опалення	при центральному якісному регулюванні за навантаженням опалення і гарячого водопостачання
Максимальний з подавального трубопроводу	Подавальний	1,0	1,4
	Зворотний	-1,4	-1,0
Максимальний зі зворотного трубопроводу	Подавальний	0,6	1,2
	Зворотний	-1,8	-1,2

Таблиці для гідравлічного розрахунку трубопроводів водяних теплових мереж
при $k_e = 0.5$ мм і $\rho = 958$ кг/м³

Значення питомих втрат тиску на тертя R , Па/м і швидкості теплоносія w , м/с

$D_s \cdot s$	38*2		45*2		57*3		76*3		89*3		108*3,5		133*4	
G , кг/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с
0,1	8,1	0,11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,2	32,3	0,22	11,8	0,15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	72,6	0,33	26,7	0,23	8,3	0,15	—	—	—	—	—	—	—	—
0,4	129	0,44	47,4	0,30	14,8	0,20	2,7	0,10	—	—	—	—	—	—
0,5	202	0,55	74,0	0,38	23,1	0,24	4,3	0,13	—	—	—	—	—	—
0,6	291	0,66	107	0,45	33,2	0,29	6,1	0,16	2,7	0,11	—	—	—	—
0,7	395	0,77	145	0,53	45,2	0,34	8,4	0,18	3,6	0,13	—	—	—	—
0,8	517	0,88	190	0,61	59,1	0,39	10,9	0,21	4,7	0,15	—	—	—	—
0,9	654	0,99	240	0,68	74,7	0,44	13,8	0,23	6,0	0,17	—	—	—	—
1,0	807	1,10	296	0,76	92,3	0,49	17,1	0,26	7,4	0,19	—	—	—	—
1,2	1162	1,32	426	0,91	133	0,59	24,6	0,31	10,6	0,23	—	—	—	—
1,4	1582	1,54	580	1,06	181	0,69	33,5	0,36	14,4	0,27	—	—	—	—
1,6	2066	1,76	758	1,21	236	0,78	43,7	0,42	18,8	0,30	—	—	—	—
1,8	—	—	960	1,36	299	0,88	55,3	0,47	23,9	0,34	—	—	—	—
2,0	—	—	1185	1,51	369	0,98	68,3	0,52	27,6	0,38	9,7	0,25	—	—
2,2	—	—	1433	1,67	447	1,08	82,6	0,57	33,4	0,42	11,8	0,27	—	—
2,4	—	—	1706	1,82	532	1,17	98,3	0,62	39,8	0,45	14,0	0,30	—	—
2,6	—	—	2002	1,97	624	1,27	115	0,68	46,7	0,49	16,5	0,32	—	—
2,8	—	—	2322	2,12	723	1,37	134	0,73	54,1	0,53	19,1	0,35	—	—
3,0	—	—	—	—	830	1,47	154	0,78	62,1	0,57	21,9	0,37	—	—
3,2	—	—	—	—	945	1,57	175	0,83	70,7	0,61	24,9	0,40	—	—
3,4	—	—	—	—	1067	1,66	197	0,88	79,8	0,64	28,2	0,42	—	—
3,6	—	—	—	—	1196	1,76	221	0,94	89,5	0,68	31,6	0,45	—	—
3,8	—	—	—	—	1332	1,86	247	0,99	99,7	0,72	35,2	0,47	—	—
4,0	—	—	—	—	1476	1,96	273	1,04	110	0,76	39,0	0,50	—	—
4,2	—	—	—	—	1628	2,06	301	1,09	122	0,80	43,0	0,52	—	—
4,4	—	—	—	—	1786	2,15	331	1,14	134	0,83	47,2	0,55	—	—
4,6	—	—	—	—	1953	2,25	361	1,20	146	0,87	51,5	0,57	—	—
4,8	—	—	—	—	2126	2,35	393	1,25	159	0,91	56,1	0,60	—	—
5,0	—	—	—	—	—	—	427	1,30	173	0,92	60,9	0,62	19,7	0,41
5,5	—	—	—	—	—	—	516	1,43	209	1,02	73,7	0,69	23,8	0,45
6,0	—	—	—	—	—	—	615	1,56	249	1,11	87,7	0,75	28,3	0,49
6,5	—	—	—	—	—	—	721	1,69	291	1,20	103	0,81	33,3	0,53
7,0	—	—	—	—	—	—	836	1,82	338	1,29	119	0,87	38,6	0,57
7,5	—	—	—	—	—	—	960	1,95	388	1,39	137	0,94	44,3	0,61
8,0	—	—	—	—	—	—	1093	2,08	441	1,48	156	1,00	50,4	0,65
8,5	—	—	—	—	—	—	1234	2,21	499	1,57	176	1,06	56,9	0,69

D_3^*s	108*3,5		133*4		159*5		219*5		273*5	
G , кг/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с
9,0	197	1,12	63,8	0,73	25,2	0,52				
9,5	220	1,19	71,1	0,77	28,1	0,54				
10,0	244	1,25	78,7	0,81	31,1	0,57				
10,5	269	1,31	86,8	0,86	34,3	0,60				
11,0	295	1,37	95,3	0,90	37,6	0,63				
11,5	322	1,44	104	0,94	41,1	0,66				
12,0	351	1,50	113	0,98	44,8	0,69				
12,5	381	1,56	123	1,02	48,6	0,72				
13,0	412	1,62	133	1,06	52,6	0,75				
13,5	444	1,69	143	1,10	56,7	0,77				
14,0	478	1,75	154	1,14	61,0	0,70				
14,5	512	1,81	166	1,18	65,4	0,83				
15,0	548	1,87	177	1,22	70,0	0,86				
15,5	585	1,93	189	1,26	74,7	0,89				
16,0	623	2,00	202	1,30	79,6	0,92	13,3	0,47	4,0	0,29
17,0	704	2,12	228	1,39	89,9	0,97	15,1	0,50	4,5	0,31
18,0	789	2,25	255	1,47	101	1,03	16,9	0,52	5,0	0,33
19,0	879	2,37	284	1,55	112	1,09	18,8	0,55	5,6	0,35
20,0	974	2,50	315	1,63	124	1,15	20,8	0,58	6,2	0,37
21,0	1074	2,62	347	1,71	137	1,20	23,0	0,61	6,8	0,39
22,0	1179	2,75	381	1,79	151	1,26	25,2	0,64	7,5	0,40
23,0					165	1,30	27,6	0,67	8,2	0,42
24,0					179	1,36	30,0	0,70	8,9	0,44
25,0					194	1,41	32,6	0,73	9,7	0,46
26,0					210	1,47	35,2	0,76	10,5	0,48
27,0					226	1,53	38,0	0,79	11,3	0,50
28,0					244	1,58	40,9	0,82	12,2	0,52
29,0					262	1,64	43,8	0,85	13,1	0,53
30,0					280	1,70	46,9	0,87	14,0	0,55
31,0					289	1,75	50,1	0,90	14,9	0,57
32,0					307	1,81	53,4	0,93	15,9	0,59
33,0					327	1,87	56,8	0,96	16,9	0,61
34,0					347	1,92	60,3	0,99	18,0	0,63
35,0					368	1,98	63,8	1,02	19,0	0,64
36,0					389	2,04	67,5	1,05	20,1	0,66
37,0					411	2,09	71,4	1,08	21,3	0,68
38,0					434	2,15	75,3	1,11	22,4	0,70

D_3*s	219*5		273*5		325*6		377*6		426*7	
G , кг/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с
39,0	79,3	1,14	23,6	0,72						
40,0	83,4	1,17	24,9	0,74						
41,0	87,6	1,20	26,1	0,75						
42,0	91,9	1,22	27,4	0,77						
43,0	96,4	1,25	28,7	0,79						
44,0	101	1,28	30,1	0,81						
45,0	106	1,31	31,5	0,83						
46,0	110	1,34	32,9	0,85						
47,0	115	1,37	34,3	0,87						
48,0	120	1,40	35,8	0,88						
49,0	125	1,43	37,3	0,90						
50,0	130	1,46	38,8	0,92						
52,0	141	1,52	42,0	0,96						
54,0	152	1,57	45,3	0,99						
56,0	164	1,63	48,7	1,03						
58,0	175	1,69	52,2	1,07						
60,0	187	1,75	55,9	1,10						
62,0	200	1,81	59,7	1,14						
64,0	214	1,87	63,6	1,18						
66,0	227	1,92	67,7	1,21						
68,0	241	1,98	71,8	1,25						
70,0	255	2,04	76,1	1,29	32,6	0,99				
72,0	270	2,10	80,5	1,33	34,6	1,01				
74,0	285	2,16	85,0	1,36	36,5	1,02				
76,0	301	2,22	89,7	1,40	38,6	1,04				
78,0	317	2,27	94,5	1,44	40,7	1,05				
80,0	334	2,33	99,4	1,47	42,8	1,07				
82,0	351	2,39	104	1,51	43,3	1,08				
84,0	368	2,45	110	1,55	43,9	1,09				
86,0			115	1,58	46,0	1,12				
88,0			120	1,62	48,1	1,14				
90,0			126	1,66	50,4	1,17	21,8	0,86	12,4	0,69
92,0			132	1,69	52,6	1,20	23,5	0,88	13,0	0,71
94,0			137	1,73	54,9	1,22	24,5	0,90	13,5	0,72
96,0			143	1,77	57,3	1,25	25,5	0,92	14,1	0,74
98,0			149	1,80	59,7	1,27	26,6	0,94	14,7	0,75

D_3*s	273*5		325*6		D_3*s	325*6		377*6		426*7		530*.8	
G, кг/с	R, Па/м	w, м/с	R, Па/м	w, м/с	G, кг/с	R, Па/м	w, м/с	R, Па/м	w, м/с	R, Па/м	w, м/с	R, Па/м	w, м/с
100	155	1.84	62,2	1.30	100	62.2	1.30	27.7	0.96	14.7	0.75		
102	162	1.88	64.7	1.33	105	68.5	1.36	30.6	1.00	16.2	0.79		
104	168	1.91	67.2	1.35	110	75.2	1.43	33.5	1.05	17.8	0.83		
106	174	1.95	69.8	1.38	115	82.2	1.49	36.7	1.10	19.4	0.86		
108	181	1.99	72.5	1.40	120	89.5	1.56	39.9	1.15	21.1	0.90		
110	188	2.02	75.2	1.43	125	97.1	1.62	43.3	1.19	22.9	0.94		
112	195	2.06	78.0	1.46	130	105	1.69	46.8	1.24	24.8	0.98		
114	202	2.10	80.8	1.48	135	113	1.75	50.5	1.29	26.7	1.01		
116	209	2.14	83.6	1.51	140	122	1.82	54.3	1.34	28.8	1.05		
118	216	2.17	86.6	1.53	145	131	1.88	58.3	1.39	30.8	1.09		
120	223	2.21	89.5	1.56	150	140	1.95	62.4	1.43	33.0	1.13		
122	231	2.25	92.5	1.59	155	149	2.01	66.6	1.48	35.3	1.16		
124	239	2.28	95.6	1.61	160	159	2.08	71.0	1.53	37.6	1.20		
126	247	2.32	98.7	1.64	165	169	2.14	75.5	1.58	39.9	1.24		
128	255	2.36	102	1.66	170	180	2.21	80.1	1.62	42.4	1.28		
130	262	2.39	105	1.69	175	190	2.27	84.9	1.67	44.9	1.31		
132	271	2.43	108	1.72	180	201	2.34	89.8	1.72	47.3	1.35		
134	279	2.47	112	1.74	185	213	2.40	94.9	1.77	50.2	1.39		
136	287	2.50	115	1.77	190	224	2.47	100	1.82	53.0	1.43		
138	295	2.54	118	1.79	195	236	2.53	105	1.86	55.8	1.46		
140	304	2.58	121	1.82	200	249	2.60	111	1.91	58.7	1.50		
142	313	2.61	125	1.85	205	261	2.66	116	1.96	61.7	1.54		
144	322	2.65	129	1.87	210	274	2.73	122	2.01	64.7	1.58		
146	331	2.69	133	1.90	215	287	2.79	128	2.05	67.8	1.61		
148	340	2.72	136	1.92	220	301	2.86	134	2.10	71.0	1.65		
150	349	2.76	140	1.95	225	315	2.92	140	2.15	74.4	1.69		
152	359	2.80	143	1.98	230	328	2.99	147	2.20	77.6	1.73		
154	368	2.83	147	2.00	235			153	2.25	81.0	1.76		
156	378	2.87	151	2.03	240			159	2.29	84.5	1.80		
158	388	2.91	155	2.05	245			166	2.34	88.1	1.84		
160	398	2.95	159	2.08	250			173	2.39	91.7	1.88		
162	408	2.98	163	2.11	255			180	2.44	95.4	1.91		
164			167	2.13	260			187	2.48	99.2	1.95	31.1	1.25
166			171	2.16	265			194	2.53	103	1.99	32.3	1.28
168			176	2.18	270			202	2.58	107	2.03	33.5	1.30
170			180	2.21	275			209	2.63	111	2.06	34.8	1.33
172			184	2.24	280			217	2.68	115	2.10	36.0	1.35
174			188	2.26	285			225	2.72	119	2.14	37.3	1.37
176			193	2.29	290			233	2.77	123	2.18	38.7	1.40
178			197	2.31	295			241	2.82	127	2.21	40.0	1.42
180			201	2.34	300			249	2.87	132	2.25	41.3	1.45
182			205	2.37	305			258	2.91	136	2.29	42.8	1.47
184			210	2.39	310			266	2.96	141	2.33	44.2	1.49
186			215	2.42	315					145	2.36	45.6	1.52

D_3*s	426*7		530*8		630*8		720*9		820*9		1020*10	
G , кг/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с
320	150	2.40	47.1	1.54	18.5	1.08	9.2	0.83				
325	155	2.44	48.6	1.57	19.1	1.10	9.5	0.84				
330	160	2.48	50.1	1.59	19.7	1.11	9.8	0.85				
335	165	2.51	51.6	1.61	20.3	1.13	10.1	0.87				
340	170	2.55	53.2	1.64	20.9	1.15	10.4	0.88				
345	175	2.59	54.7	1.66	21.6	1.17	10.7	0.89				
350	180	2.63	56.3	1.69	22.2	1.18	11.0	0.90				
360	190	2.70	59.6	1.73	23.5	1.22	11.6	0.93				
370	201	2.78	62.9	1.78	24.8	1.25	12.3	0.96				
380	211	2.85	66.4	1.83	26.2	1.28	13.0	0.98				
390	223	2.93	69.9	1.88	27.6	1.32	13.7	1.01				
400			73.6	1.93	29.0	1.35	14.4	1.03				
410			77.3	1.98	30.4	1.38	15.1	1.06				
420			81.1	2.02	32.0	1.42	15.8	1.09				
430			85.0	2.07	33.5	1.45	16.6	1.11				
440			89.0	2.12	35.1	1.49	17.4	1.14				
450			93.1	2.17	36.7	1.52	18.2	1.16				
460			97.3	2.22	38.3	1.55	19.2	1.19				
470			102	2.27	40.0	1.59	19.8	1.21				
480			106	2.31	41.7	1.62	20.7	1.24				
490			111	2.36	43.5	1.65	21.6	1.27				
500			115	2.41	45.3	1.69	22.5	1.29				
520			124	2.51	49.0	1.76	24.3	1.34				
540			134	2.60	52.8	1.82	26.2	1.40				
560			144	2.70	56.8	1.89	28.2	1.45				
580			155	2.80	60.9	1.96	30.2	1.50				
600			166	2.89	65.2	2.03	32.3	1.55				
620			177	2.99	69.6	2.09	34.5	1.60				
640					74.2	2.16	36.8	1.65				
660					78.9	2.23	39.1	1.71				
680					83.8	2.30	41.5	1.76				
700					88.8	2.36	44.0	1.81	21.9	1.39	6.9	0.89
720					93.2	2.43	46.6	1.86	23.2	1.43	7.3	0.92
740					99.2	2.50	49.2	1.91	24.5	1.46	7.7	0.94
760					104.6	2.57	51.9	1.96	25.9	1.50	8.2	0.97
780					110.2	2.63	54.7	2.02	27.2	1.54	8.6	0.99
800					115.9	2.70	57.5	2.07	28.6	1.58	9.0	1.02
820					121.8	2.77	60.4	2.12	30.1	1.62	9.5	1.04
840					127.8	2.84	63.4	2.17	31.6	1.66	10.0	1.07
860					134.0	2.90	66.4	2.22	33.1	1.70	10.4	1.09
880					140.3	2.97	69.6	2.27	34.7	1.74	10.9	1.12
900							72.8	2.33	36.3	1.78	11.4	1.15
920							76.0	2.38	37.9	1.82	12.0	1.17
940							79.4	2.43	39.5	1.86	12.5	1.20

Еквівалентні довжини місцевих опорів

Найменування місцевих опорів	Ескіз	K _с , мм	Еквівалентні довжини, м, при зовнішніх діаметрах труб, мм													
			57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	377	426		
Засувка		0,5	0,65	1	1,28	1,65	2,2	2,24	2,9	3,36	3,33	4,27	4,3	4,4		
		0,2	0,88	1,33	1,67	2,12	2,32	2,76	3,66	4,2	4,2	5,2	6,3	7,36		
Вентиль		0,5	8,4	9,6	10,2	13,5	18,5	24,6	33,4	39,5	-	-	-	-		
		0,2	11,4	12,5	13,3	17,4	23,8	30,4	42	49,3	-	-	-	-		
Компенсатор сальниковий односторонній		0,5	-	-	0,66	0,88	1,68	2,17	2,52	3,33	4,17	5	10			
		0,2	-	-	0,85	1,13	2,07	2,75	3,15	4,2	5,2	6,3	12,5			
Відвід $R=(1,5 \div 2) \cdot d_3$		0,5	0,65	1	1,28	1,65	2,25	2,8	3,62	4,2	5,55	7,25	8,4	10		
		0,2	0,88	1,33	1,67	2,12	2,82	3,45	4,6	5,25	7	8,7	10,5	12,5		
Компенсатори П-подібні з відводами крутозігнутими $R=(1,5 \div 2) \cdot d_3$		0,5	5,2	6,8	7,9	9,8	12,5	15,4	19	23,4	28	34	40	47		
		0,2	8,1	10,5	12,9	14,9	19,4	21,2	27,2	30,4	40	46,2	55	64,2		
Трійники при злитті потоків		0,5	1,96	3	3,82	4,95	6,6	8,4	10,9	12,6	16,7	20,8	25,2	30		
		0,5	2,62	4	5,1	6,6	8,6	11,2	14,5	16,8	22,2	27,8	33,6	40		
		0,2	2,64	4,0	5,0	6,36	8,5	10,4	13,7	15,8	21	26,1	31,4	37,3		
		0,2	3,52	5,32	6,66	8,5	11,3	13,8	18,3	21	28	34,8	41,8	49,8		
Трійники при розділенні потоків:		0,5	1,3	2,0	2,55	3,3	4,4	5,6	7,24	8,4	11,1	13,9	16,8	20		
		0,5	1,96	3,0	3,82	4,95	6,6	8,4	10,9	12,6	16,7	20,8	25,2	30		
		0,2	1,76	2,66	3,33	4,24	5,65	6,9	9,15	10,5	14	17,4	20,9	24,9		
		0,2	2,64	4,0	5,0	6,36	8,5	10,4	13,7	15,8	21	26,1	31,4	37,3		

Питомі втрати теплоти ізолюваного паропроводу $q_{ш}$, Вт/(м·°С)

Зовнішній діаметр d_3 , мм	Надземне прокладання, $t_0=+5^\circ\text{C}$		Прокладання в непрохідних каналах, $t_0=+5^\circ\text{C}$		Прокладання в прохідних каналах, $t_0=+40^\circ\text{C}$	
	Температура пари, °С					
	200	250 – 300	200	250 – 300	200	250 – 300
32	0,48	0,48	0,46	0,45	0,52	0,51
45	0,55	0,53	0,53	0,53	0,59	0,58
57	0,60	0,59	0,58	0,57	0,64	0,63
76	0,66	0,66	0,64	0,64	0,71	0,69
89	0,72	0,71	0,70	0,67	0,74	0,72
108	0,79	0,77	0,76	0,74	0,81	0,78
133	0,86	0,84	0,83	0,80	0,92	0,87
159	0,93	0,91	0,90	0,87	1,02	0,97
219	1,09	1,08	1,05	1,04	1,20	1,14
273	1,24	1,22	1,20	1,17	1,33	1,27
325	1,40	1,36	1,34	1,30	1,45	1,38
377	1,54	1,48	1,49	1,42	1,59	1,51
426	1,56	1,51	1,50	1,42	1,59	1,55
480	1,67	1,59	1,56	1,52	1,71	1,62
530	1,76	1,70	1,69	1,64	1,84	1,72
630	1,97	1,87	1,88	1,80	2,12	1,98
720	2,13	2,04	2,04	1,95	2,35	2,16
820	2,36	2,26	2,27	2,17	2,63	2,42
920	2,65	2,49	2,54	2,40	2,88	2,64
1020	2,92	2,76	2,79	2,65	3,09	2,86

Примітка. 1. При визначенні теплових втрат температура навколишнього середовища була прийнята: для надземного прокладання середньорічна температура зовнішнього повітря $t_0=+5^\circ\text{C}$; для прокладання в непрохідних каналах середньорічна температура ґрунту на осі закладання паропроводу $t_0=+5^\circ\text{C}$; для прокладання в прохідних каналах температура повітря в каналі $t_0=+40^\circ\text{C}$.

2. Додаткові втрати теплоти арматурою, опорами та компенсаторами враховані коефіцієнтами: для магістральних теплових мереж в каналах – 1,15, при надземному прокладанні – 1,2; для розподільних теплових мереж та відгалужень до окремих будівель в каналах – 1,25, при надземному прокладанні – 1,3.

Термодинамічні властивості води та сухої насиченої пари на лінії насичення

Тиск P , МПа	Температура t_s , °C	Суша насичена пара		Вода на лінії насичення		Тиск P , МПа	Температура t_s , °C	Суша насичена пара		Вода на лінії насичення		Прихована теплота пароутворення r , кДж/кг
		Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг	Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг			Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг	Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг	
0,10	99,09	0,5797	2675	958	415	0,34	137,18	1,823	2730	930	577	2153
0,11	101,76	0,6337	2679	957	426	0,35	138,19	1,873	2732	929	582	2150
0,12	104,25	0,6873	2683	955	437	0,36	139,18	1,923	2733	929	586	2147
0,13	106,56	0,7407	2686	955	447	0,37	140,15	1,974	2734	927	590	2144
0,14	108,74	0,7943	2689	952	456	0,38	141,09	2,024	2735	925	594	2142
0,15	110,79	0,8467	2693	951	465	0,39	142,02	2,074	2737	925	598	2139
0,16	112,73	0,9001	2696	950	473	0,40	142,92	2,124	2738	925	602	2136
0,17	114,57	0,9524	2699	949	481	0,41	143,81	2,173	2739	924	605	2133
0,18	116,33	1,0046	2701	947	488	0,42	144,68	2,223	2740	922	609	2131
0,19	118,01	1,057	2704	946	495	0,43	145,54	2,273	2741	922	613	2128
0,20	119,62	1,109	2706	945	502	0,44	146,38	2,323	2742	921	617	2125
0,21	121,16	1,161	2708	944	510	0,45	147,2	2,373	2743	920	620	2123
0,22	122,65	1,212	2710	941	515	0,46	148,01	2,422	2744	920	624	2121
0,23	124,08	1,264	2712	940	521	0,47	148,81	2,472	2745	920	627	2118
0,24	125,46	1,315	2714	940	527	0,48	149,59	2,521	2746	919	631	2116
0,25	126,79	1,367	2716	939	533	0,49	150,36	2,571	2747	918	634	2113
0,26	128,08	1,417	2718	938	538	0,50	151,11	2,62	2748	916	637	2111
0,27	129,34	1,469	2720	937	543	0,52	152,59	2,718	2750	915	644	2106
0,28	130,55	1,52	2722	936	549	0,54	154,02	2,817	2751	914	649	2102
0,29	131,73	1,57	2723	935	554	0,56	155,41	2,915	2753	912	656	2097
0,30	132,88	1,621	2724	934	559	0,58	156,76	3,013	2755	912	662	2093
0,31	134	1,672	2726	932	564	0,60	158,08	3,111	2756	910	667	2089
0,32	135,08	1,722	2727	930	568	0,62	159,36	3,209	2758	909	673	2085
0,33	136,14	1,772	2729	930	573	0,64	160,61	3,307	2759	906	678	2081

Тиск P , МПа	Температура t_s , °C	Суша насичена пара		Вода на лінії насичення		Тиск P , МПа	Температура t_s , °C	Суша насичена пара		Вода на лінії насичення		Температура t_s , °C	Прихована теплота q , кДж/кг	Прихована теплота q , кДж/кг
		Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг	Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг			Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг	Густина ρ , кг/м ³	Ентальпія, кДж/кг			
0,66	161,82	3,404	2760	905	683	2077	1,30	190,71	6,494	2787	875	811	1976	
0,68	163,01	3,501	2762	905	689	2073	1,35	192,45	6,734	2788	874	819	1970	
0,70	164,17	3,6	2763	904	691	2069	1,40	194,13	6,974	2789	872	826	1963	
0,72	165,31	3,697	2764	903	699	2065	1,45	195,77	7,21	2790	870	832	1957	
0,74	166,42	3,794	2765	901	703	2062	1,50	197,36	7,452	2792	868	840	1951	
0,76	167,51	3,891	2766	900	708	2071	1,55	198,91	7,692	2792	866	848	1945	
0,78	168,57	3,989	2768	899	713	2055	1,60	200,43	7,93	2793	865	854	1939	
0,80	169,61	4,085	2768	898	718	2051	1,65	201,91	8,17	2794	864	861	1933	
0,82	170,63	4,182	2769	897	722	2047	1,70	203,35	8,41	2795	861	868	1927	
0,84	171,63	4,279	2771	896	726	2045	1,75	204,76	8,651	2796	859	874	1922	
0,86	172,61	4,375	2771	895	731	2041	1,80	206,14	8,889	2796	858	880	1916	
0,88	173,58	4,472	2772	894	732	2037	1,85	207,49	9,132	2797	855	886	1911	
0,90	174,53	4,568	2773	893	739	2034	1,90	208,81	9,372	2798	854	892	1906	
0,92	175,46	4,664	2774	892	743	2031	1,95	210,11	9,615	2798	853	898	1900	
0,94	176,38	4,762	2775	890	747	2027	2,00	211,38	9,852	2799	851	904	1895	
0,96	177,28	4,859	2776	890	751	2024	2,05	212,63	10,09	2799	850	910	1890	
0,98	178,16	4,953	2776	889	755	2022	2,10	213,85	10,34	2800	849	915	1885	
1,00	179,04	5,051	2777	889	759	2019	2,15	215,05	10,57	2800	846	921	1879	
1,05	181,16	5,291	2779	887	768	2011	2,20	216,23	10,82	2801	845	926	1875	
1,10	183,2	5,531	2781	884	778	2003	2,25	217,39	11,06	2801	844	932	1869	
1,15	185,17	5,77	2782	881	786	1996	2,30	218,53	11,3	2801	842	937	1864	
1,20	187,08	6,013	2783	880	795	1989	2,35	219,65	11,54	2802	841	946	1860	
1,25	188,92	6,254	2786	879	803	1983	2,40	220,75	11,78	2802	839	947	1855	

Густина перегрітої пари ρ в кг/м³

P в МПа	Температура пари в °С																	
	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440
0,1	0,578	0,546	0,52	0,494	0,472	0,452	0,433	0,415	0,4	0,386	0,372	0,359	0,347	0,336	0,326	0,316	0,308	0,298
0,11	-	0,601	0,571	0,545	0,52	0,497	0,477	0,457	0,44	0,425	0,41	0,395	0,384	0,37	0,358	0,348	0,338	0,328
0,112	-	0,657	0,624	0,595	0,567	0,542	0,52	0,5	0,48	0,462	0,446	0,431	0,417	0,404	0,392	0,38	0,367	0,358
0,13	-	0,713	0,677	0,645	0,615	0,589	0,564	0,541	0,52	0,501	0,484	0,467	0,451	0,436	0,424	0,411	0,399	0,388
0,14	-	0,77	0,73	0,695	0,664	0,635	0,608	0,583	0,56	0,54	0,521	0,504	0,486	0,471	0,456	0,443	0,43	0,418
0,15	-	0,825	0,783	0,745	0,71	0,68	0,651	0,625	0,601	0,58	0,558	0,539	0,522	0,505	0,489	0,475	0,461	0,448
0,16	-	0,88	0,835	0,795	0,76	0,725	0,695	0,669	0,642	0,618	0,596	0,575	0,556	0,54	0,522	0,506	0,492	0,478
0,17	-	0,94	0,89	0,845	0,805	0,771	0,74	0,71	0,681	0,657	0,635	0,611	0,59	0,572	0,555	0,539	0,523	0,508
0,18	-	0,994	0,941	0,896	0,854	0,816	0,782	0,751	0,722	0,695	0,67	0,647	0,626	0,606	0,588	0,57	0,554	0,538
0,19	-	1,05	0,995	0,946	0,902	0,864	0,826	0,793	0,763	0,735	0,708	0,684	0,66	0,64	0,62	0,602	0,585	0,568
0,2	-	1,108	1,049	0,999	0,95	0,908	0,87	0,836	0,804	0,773	0,745	0,72	0,696	0,674	0,653	0,634	0,615	0,598
0,22	-	-	1,155	1,098	1,047	1	0,958	0,92	0,894	0,85	0,82	0,801	0,765	0,742	0,719	0,697	0,677	0,657
0,24	-	-	1,26	1,2	1,142	1,09	1,045	1,003	0,965	0,93	0,896	0,865	0,835	0,81	0,785	0,76	0,739	0,718
0,26	-	-	1,37	1,3	1,24	1,185	1,134	1,09	1,045	1,007	0,97	0,938	0,905	0,875	0,85	0,825	0,801	0,778
0,28	-	-	1,48	1,4	1,34	1,28	1,22	1,17	1,13	1,09	1,05	1,01	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
0,3	-	-	1,59	1,51	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,16	1,12	1,08	1,05	1,01	0,98	0,95	0,92	0,9
0,32	-	-	1,7	1,61	1,53	1,46	1,4	1,34	1,29	1,24	1,22	1,16	1,12	1,08	1,05	1,01	0,99	0,96
0,34	-	-	1,81	1,71	1,63	1,56	1,49	1,43	1,37	1,32	1,27	1,23	1,19	1,15	1,11	1,08	1,05	1,02
0,36	-	-	1,92	1,82	1,73	1,65	1,58	1,51	1,45	1,4	1,35	1,3	1,26	1,22	1,18	1,14	1,11	1,08
0,38	-	-	-	1,92	1,83	1,74	1,67	1,6	1,53	1,48	1,42	1,375	1,33	1,285	1,245	1,21	1,17	1,14
0,4	-	-	-	2,02	1,93	1,84	1,76	1,68	1,62	1,56	1,5	1,45	1,4	1,36	1,31	1,27	1,23	1,2
0,42	-	-	-	2,13	2,03	1,93	1,85	1,77	1,7	1,63	1,58	1,52	1,47	1,42	1,38	1,34	1,29	1,26
0,44	-	-	-	2,24	2,12	2,03	1,94	1,86	1,78	1,71	1,65	1,6	1,54	1,49	1,44	1,4	1,36	1,32
0,46	-	-	-	2,34	2,22	2,12	2,03	1,94	1,86	1,79	1,73	1,67	1,61	1,56	1,51	1,46	1,42	1,38
0,48	-	-	-	2,44	2,32	2,22	2,12	2,025	1,945	1,87	1,8	1,74	1,68	1,62	1,57	1,53	1,48	1,44
0,5	-	-	-	2,56	2,42	2,31	2,21	2,11	2,03	1,95	1,88	1,81	1,75	1,69	1,64	1,59	1,54	1,5
0,55	-	-	-	2,82	2,68	2,54	2,43	2,33	2,24	2,14	2,07	1,995	1,93	1,86	1,81	1,75	1,7	1,65
0,6	-	-	-	3,1	2,93	2,79	2,66	2,54	2,44	2,35	2,26	2,18	2,11	2,04	1,97	1,91	1,86	1,8
0,65	-	-	-	-	3,19	3,03	2,89	2,76	2,65	2,55	2,45	2,37	2,29	2,21	2,14	2,07	2,01	1,95
0,7	-	-	-	-	3,44	3,27	3,12	2,98	2,86	2,74	2,64	2,55	2,46	2,38	2,3	2,23	2,16	2,1
0,75	-	-	-	-	3,7	3,51	3,35	3,2	3,07	2,95	2,84	2,74	2,64	2,55	2,47	2,39	2,32	2,26
0,8	-	-	-	-	3,96	3,76	3,58	3,42	3,28	3,15	3,03	2,92	2,82	2,72	2,64	2,56	2,48	2,41
0,85	-	-	-	-	4,22	4	3,81	3,64	3,49	3,35	3,22	3,1	3	2,9	2,8	2,72	2,64	2,56
0,9	-	-	-	-	4,5	4,25	4,05	3,86	3,7	3,56	3,42	3,29	3,18	3,07	2,96	2,88	2,79	2,71
0,95	-	-	-	-	4,75	4,51	4,28	4,08	3,91	3,75	3,61	3,48	3,36	3,24	3,14	3,04	2,95	2,86
1,0	-	-	-	-	5,04	4,75	4,51	4,3	4,12	3,96	3,8	3,66	3,54	3,42	3,3	3,2	3,1	3,02
1,1	-	-	-	-	-	5,26	5	4,76	4,55	4,36	4,19	4,04	3,89	3,77	3,63	3,53	3,42	3,32
1,2	-	-	-	-	-	5,8	5,48	5,22	4,98	4,78	4,58	4,42	4,25	4,12	3,98	3,86	3,74	3,62
1,3	-	-	-	-	-	6,31	5,97	5,68	5,42	5,2	4,98	4,8	4,62	4,46	4,32	4,18	4,05	3,93
1,4	-	-	-	-	-	6,85	6,48	6,15	5,85	5,6	5,39	5,17	4,99	4,87	4,65	4,5	4,37	4,24
1,5	-	-	-	-	-	7,4	6,97	6,61	6,31	6,03	5,78	5,56	5,36	5,17	5	4,83	4,69	4,55

															Подовження додатка 15				
1,6	-	-	-	-	-	-	7,48	7,09	6,75	6,45	6,19	5,94	5,73	5,53	5,34	5,16	5	4,85	
1,7	-	-	-	-	-	-	8	7,56	7,21	6,88	6,6	6,33	6,1	5,88	5,68	5,5	5,32	5,16	
1,8	-	-	--	-	-	-	8,51	8,05	7,65	7,31	7	6,71	6,46	6,24	6,02	5,83	5,64	5,47	
1,9	-	-	-	-	-	-	9,05	8,54	8,1	7,74	7,4	7,11	6,83	6,6	6,35	6,15	5,96	5,78	
2,0	-	-	-	-	-	-	9,58	9,04	8,56	8,16	7,8	7,5	7,21	6,95	6,71	6,49	6,28	6,09	
2,1	-	-	-	-	-	-	10,1	9,525	9,04	8,6	8,225	7,9	7,6	7,31	7,06	6,82	6,6	6,4	
2,2	-	-	-	-	-	-	10,7	10,01	9,5	9,05	8,65	8,29	7,97	7,68	7,41	7,16	6,92	6,71	
2,3	-	-	-	-	-	-	11,23	11,55	10	9,48	9,06	8,67	8,35	8,04	7,75	7,49	7,25	7,03	
2,4	-	-	-	-	-	-	-	11,05	10,45	9,95	9,48	9,05	8,73	8,41	8,1	7,84	7,59	7,44	
2,5	-	-	-	-	-	-	-	11,6	10,9	10,39	9,91	9,5	9,12	8,76	8,45	8,19	7,9	7,65	
2,6	-	-	-	-	-	-	-	12,1	11,4	10,8	10,3	9,9	9,5	9,13	8,8	8,5	8,22	7,95	
2,7	-	-	-	-	-	-	-	12,65	11,9	11,3	10,75	10,3	9,88	9,5	9,15	8,83	8,55	8,29	
2,8	-	-	-	-	-	-	-	13,2	12,4	11,74	11,2	10,7	10,3	9,87	9,52	9,2	8,9	8,59	
2,9	-	-	-	-	-	-	-	13,74	12,9	12,2	11,6	11,1	10,65	10,25	9,87	9,52	9,21	8,9	
3,0	-	-	-	-	-	-	-	14,3	13,4	12,7	12,1	11,5	11,05	10,6	10,2	9,86	9,55	9,22	
3,1	-	-	-	-	-	-	-	14,9	13,9	13,15	12,5	11,9	11,45	11	10,6	10,2	9,87	9,55	
3,2	-	-	-	-	-	-	-	15,5	14,46	13,6	12,94	12,35	11,84	11,38	10,95	10,56	9,2	9,85	
3,3	-	-	-	-	-	-	-	16,06	15	14,1	13,4	12,8	12,2	11,75	11,3	10,9	9,54	10,2	
3,4	-	-	-	-	-	-	-	16,7	15,5	14,6	13,84	13,2	12,6	12,14	11,7	11,25	10,9	10,5	
3,5	-	-	-	-	-	-	-	-	16,1	15,1	14,3	13,6	13,04	12,5	12,04	11,6	11,2	10,82	
3,6	-	-	-	-	-	-	-	-	16,6	15,6	14,76	14,05	13,45	12,9	12,4	11,95	11,5	11,15	

Таблиці для гідравлічного розрахунку трубопроводів паропроводів при $k_e = 0,2$ мм і $\rho = 1$ кг/м³
Значення питомих втрат тиску на тертя R , Па/м, і швидкості теплоносія w , м/с

d_3 , мм	44,5*2,5		45*2,5		57*3,5		76*3,5		89*3,5		108*4		133*4		152*4,5		159*4,5	
	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м
0,44	99,8	3836	97,4	3591	62,3	1099	32,7	211	23,2	86,3								
0,46	104	4189	102	3924	65,1	1207	34,2	226	24,2	93,2								
0,48	109	4562	106	4267	68	1315	35,7	245	25,3	99,1	16,3	33,6						
0,50	113	4954	111	4630	70,8	1423	37,1	265	26,3	108	17	37,3						
0,55	125	5994	122	5611	77,9	1717	40,9	324	29	129	17,7	39,2						
0,60	136	7132	133	6671	85	2050	44,6	383	31,6	150	19,5	47,1						
0,65	147	8368	144	6946	92	2404	48,3	442	34,3	180	21,2	55,9						
0,70	159	9712	155	9084	99,1	2786	52	520	36,9	206	23	65,7						
0,75	170	11144	166	10428	106	3198	55,8	603	39,5	235	24,8	75,5						
0,80	182	12684	177	11860	113	3640	59,5	663	42,1	267	26,6	88,3						
0,85			188	13391	120	4110	63,2	749	44,8	301	28,3	96,1	18,1	31,4				
0,90					127	4601	66,9	839	47,4	339	30,1	110	19,3	35,4				
0,95					135	5131	70,6	935	50	376	31,9	125	20,4	39,2				
1,00					142	5680	74,4	1040	52,6	417	33,6	137	21,5	43,3				
1,05					149	6269	78,1	1138	55,3	451	35,4	148	22,7	48,1				
1,10					156	6877	81,8	1256	57,9	504	37,2	168	23,8	52,2				
1,15					163	7515	85,5	1373	60,5	551	38,9	182	24,9	57,9				
1,20					171,7	8182	89,2	1491	63,2	600	40,7	197	26,1	62,8				
1,25					177	8878	92,9	1619	65,8	651	42,5	216	27,2	68,7	20,8	34,3	18,9	26,5
1,30					184	9604	96,7	1746	68,4	704	44,3	235	28,3	73,6	21,6	37,3	19,7	28,7
1,35					191	10359	100	1884	71,1	759	46	255	29,5	81,4	22,5	39,9	20,5	31,3
1,40					198	11144	104	2031	73,7	816	47,8	275	30,6	88,3	23,4	43,2	21,2	33,3
1,45							108	2178	76,3	876	49,6	289	31,7	93,2	24,7	46,1	22	35,8
1,50							112	2335	79	938	51,3	314	32,9	99,1	25,1	49,1	22,8	38,5
1,55							115	2492	81,6	1000	53,1	334	34	104	26	52,2	23,6	39,5
1,60							119	2649	84,2	1069	54,9	353	35,1	111	26,8	55,2	24,4	43,4
1,65							123	2816	86,9	1138	56,6	375	36,2	119	27,7	59,8	25,2	46,2
1,70							126	2992	89,5	1207	58,4	398	37,3	127	28,6	62,8	26	49,1
1,75							130	3169	92,2	1275	60,2	423	38,5	134	29,4	66,5	26,7	52,0
1,80							134	3355	94,8	1354	63,7	447	39,6	143	30,3	71,1	27,5	55,3
												475	40,8	149	31,2	75,5	28,3	59,0

Продовження додатка 16

d_3 , мм	76*3,5		89*3,5		108*4		133*4		152*4,5	
	G , п/год.	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с	R , Па/м	w , м/с
1,85	138	3541	97,4	1423	65,5	500	41,9	157	32,1	78,5
1,90	141	3738	100	1001	67,3	529	43	165	32,9	83,4
1,95	145	3934	103	1579	69,1	557	44,2	175	33,8	88,3
2,00	149	4141	105	1668	70,8	586	45,3	184	34,6	93,3
2,1	156	4572	111	1835	74,3	646	47,6	202	36,4	102
2,2	164	5013	116	2021	77,9	708	49,8	221	38,1	110
2,3	171	5288	121	2207	81,4	775	52,1	240	39,8	120
2,4	178	5965	126	2404	85	844	54,4	261	41,5	131
2,5	186	6475	132	2600	88,5	915	56,6	283	43,3	141
2,6	193	7004	137	2816	92	991	58,9	312	45	152
2,7	201	7554	142	3041	95,6	1069	61,2	330	46,7	164
2,8	208	8123	147	3267	99,1	1148	63,4	355	48,5	177
2,9	216	8711	153	3502	103	1236	65,7	381	50,2	188
3,0	223	9320	158	3747	106	1315	68	407	51,9	201
3,1	230	9957	163	4003	110	1403	70,2	435	53,7	215
3,2	238	10605	168	4267	113	1501	72,5	463	55,4	229
3,3	245	11282	174	4532	117	1599	74,8	493	57,1	243
3,4	253	11978	179	4817	120	1697	77	523	58,9	258
3,5	260	12684	184	5101	124	1795	79,3	554	60,6	274
3,6			190	5396	127	1893	81,6	589	62,3	289
3,7			195	5700	131	2001	83,8	620	64,1	305
3,8			200	6014	135	2119	86,1	653	65,8	322
3,9			205	6337	138	2227	88,4	689	67,5	339
4,0			211	6671	142	2345	90,6	724	69,2	357
4,2			221	7348	149	2580	97,4	837	72,7	393
4,4			232	8064	156	2835	99,7	876	76,2	432
4,6			242	8819	163	3000	104	958	79,6	472
4,8			253	9594	170	3375	109	1040	83,1	514
5,0			263	10418	177	3659	113	1128	86,6	558
5,2			274	11262	184	3963	118	1226	90	603

Продовження додатка 16

$d_3, \text{мм}$ $G, \text{т/год.}$	159*4,5		194*6		194*5		219*7		219*6	
	$w, \text{м/с}$	$R, \text{Па/м}$	$w, \text{м/с}$	$R, \text{Па/м}$	$w, \text{м/с}$	$R, \text{Па/м}$	$w, \text{м/с}$	$R, \text{Па/м}$	$w, \text{м/с}$	$R, \text{Па/м}$
1,85	29,1	61,8	19,8	22,8	19,4	21,6				
1,90	29,9	64,8	20,3	23,7	19,9	22,1				
1,95	30,7	68,1	20,9	26,3	20,4	24,1				
2,00	31,5	71,5	21,4	26,5	20,9	25,5				
2,1	33	78,9	22,4	28,3	22	27,5				
2,2	34,6	86,8	23,5	31,6	23	30,4				
2,3	36,2	94,7	24,6	34,4	24	32,6				
2,4	37,8	103	25,6	37,3	25,1	35,4				
2,5	39,3	111	26,7	41,1	26,1	38,7	20,2	21,1	20,7	21,8
2,6	40,9	120	27,8	43,6	27,2	41,5	21,9	24,7	21,5	23,5
2,7	42,5	130	28,9	47,0	28,2	44,8	22,7	26,5	22,3	25,5
2,8	44,1	138	29,9	51,0	29,3	47,7	23,6	28,5	23,1	27,3
2,9	45,6	145	31	54,0	30,3	51,0	24,4	30,4	24	28,5
3,0	47,2	157	32,1	57,9	31,4	54,9	25,3	31,8	24,8	30,4
3,1	48,8	168	33,1	61,8	32,4	58,2	26,1	34,3	25,6	32,2
3,2	50,3	180	34,2	65,7	33,5	63,8	27	36,5	26,4	34,8
3,3	51,9	190	35,3	69,7	34,5	65,7	27,8	38,6	27,3	37,1
3,4	53,5	201	36,3	73,8	35,6	69,9	28,6	41,2	28,1	39,2
3,5	55,1	213	37,4	78,5	36,5	73,8	29,5	43,6	29	42,0
3,6	56,6	225	38,5	83,4	37,6	78,5	30,3	46,1	30	44,2
3,7	58,2	237	39,5	87,3	38,7	83,4	31,2	47,3	30,6	46,1
3,8	59,8	251	40,6	92,7	39,7	87,3	32	50,5	31,4	49,1
3,9	61,4	264	41,7	97,6	40,8	92,2	32,9	53,0	32,2	51,8
4,0	62,9	278	42,7	99,7	41,8	96,1	33,7	56,9	33	54,5
4,2	66,1	306	44,9	112	43,9	106	35,4	62,3	34,7	58,9
4,4	69,2	337	47	123	46	117	37,1	67,7	36,4	64,8
4,6	72,4	367	49,1	133	48,1	127	38,7	73,6	38	70,1
4,8	75,5	400	51,3	145	50,2	137	40,4	80,4	39,7	76,5
5,0	78,7	434	53,4	158	52,3	150	42,1	88,3	41,3	84,4
5,2	81,8	470	55,6	170	54,4	161	43,8	94,2	43	90,3

Продовження додатка 16

d_3 , мм	108*4		133*4		152*4,5		159*4,5		194*6		194*5		219*7	
	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м
5,4	191	4267	122	1324	93,5	650	85	506	57,7	184	56,5	174	45,5	100
5,6	198	4591	127	1423	97	700	88,1	545	59,8	197	58,6	186	47,2	108
5,8	205	5023	131	1521	100	751	91,3	584	62	212	60,6	200	48,9	118
6,0	212	5268	136	1619	104	803	94,4	625	64,1	227	62,7	214	50,5	124
6,2	219	5631	140	1736	107	857	97,5	667	66,3	242	64,8	229	52,2	135
6,4	227	5994	145	1854	111	914	101	711	68,4	258	66,9	243	53,9	139
6,6	234	6377	150	1972	114	972	104	756	70,5	274	69	259	55,6	147
6,8	241	6769	154	2090	118	1030	107	803	72,7	291	71,1	275	57,3	156
7,0	248	7191	159	2217	121	1089	110	851	74,8	308	73,2	291	59	165
7,5	266	8240	170	2639	130	1256	118	976	80,2	344	78,4	306	63,2	190
8,0	283	9369	181	2894	138	1432	126	1109	85,5	402	83,6	381	67,4	216
8,5	301	10575	193	3267	147	1609	134	1256	90,8	459	88,9	410	71,6	243
9,0	319	11860	204	3669	156	1805	142	1403	96,2	509	94,1	482	75,8	273
9,5			215	4081	164	2011	149	1570	102	568	99,3	537	80	304
10,0			227	4522	173	2227	157	1736	107	629	105	595	84,2	338
10,5			238	4993	182	2462	165	1912	112	694	110	655	88,4	372
11,0			249	5474	190	2698	173	2099	118	761	115	724	92,7	408
11,5			261	5984	199	2953	181	2197	123	832	120	786	96,9	445
12,0			272	6514	208	3218	189	2502	128	906	125	855	101	476
12,5			283	7073	216	3483	197	2717	134	981	131	928	105	507
13,0			295	7652	225	3767	205	2933	139	1059	136	1001	110	570
13,5			306	8250	234	4071	212	3267	144	1148	141	1079	114	614
14,0			317	8868	242	4375	220	3404	150	1236	146	1167	118	660
14,5			329	9516	251	4689	228	3649	155	1324	152	1246	122	708
15,0			340	10183	260	5023	236	3806	160	1413	157	1334	126	758
16,0			362	11586	277	5709	252	4444	171	1609	167	1521	135	863
17,0			385	13077	294	6445	267	5013	182	1815	178	1717	143	974
18,0			408	14656	312	7230	283	5621	192	2041	188	1923	152	1089
19,0			430	16236	329	8054	299	6269	203	2179	199	2148	160	1216
20,0			453	18100	346	8927	315	6946	214	2521	209	2374	168	1344

Продовження додатка 16

d_3 , мм	219*6		273*8		273*7		325*9		325*8		377*10		377*9	
	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м	в, м/с	R, Па/м
5,4	44,6	96	28,9	32,5	28,5	30,0								
5,6	46,3	102	30	33,6	29,6	32,2								
5,8	47,9	116	31,1	35,8	30,6	34,5								
6,0	49,6	117	32,2	38,5	31,7	37,0								
6,2	51,2	124	33,2	40,1	32,7	39,4								
6,4	52,9	133	34,3	43,6	33,8	42,1								
6,6	54,5	141	35,4	46,1	34,8	44,4								
6,8	56,2	148	36,4	49,1	35,9	47,1								
7,0	57,8	157	37,5	51,8	36,9	49,7	26,3	20,5	26	19,8				
7,5	62	180	40,2	59,5	39,6	57,1	28,2	23,5	27,9	22,7				
8,0	66,1	205	42,9	66,9	42,2	64,5	30	26,7	29,7	25,7				
8,5	70,2	232	45,6	75,0	44,9	70,2	31,9	29,7	31,5	29,0				
9,0	74,4	260	48,2	84,2	47,5	80,1	33,8	33,8	33,4	32,6				
9,5	78,5	289	50,9	93,3	50,1	89,8	35,7	37,4	35,2	36,0				
10,0	82,6	321	53,6	104	52,8	99,1	37,6	41,5	37,1	40,0				
10,5	86,7	353	56,3	114	55,4	109,9	39,4	45,7	38,9	44,2				
11,0	90,9	388	59	125	58	120	41,3	50,0	40,8	48,3				
11,5	95	424	61,6	136	60,7	130	43,2	57,5	42,6	52,7				
12,0	99,1	461	64,3	148	63,3	142	45,1	59,3	44,5	57,2				
12,5	103	500	67	161	66	155	47	64,0	46,3	61,8				
13,0	107	542	69,7	175	68,6	168	48,8	69,4	48,2	66,9				
13,5	112	584	72,4	188	71,2	181	50,7	74,1	50,1	72,1				
14,0	116	628	75	202	73,9	194	52,6	79,7	51,9	77,3				
14,5	120	674	77,7	217	76,5	198	54,5	85,7	53,8	82,7				
15,0	124	721	80,4	233	79,2	223	56,3	91,5	55,6	88,3				
16,0	132	820	85,8	264	84,4	253	60,1	104	59,3	101				
17,0	140	926	91,1	298	89,7	287	63,9	118	63	114				
18,0	149	1040	96,5	335	95	321	67,6	132	66,7	128				
19,0	157	1158	102	372	100	357	71,4	147	70,4	142				
20,0	165	1285	107	412	106	396	75,1	163	74,2	157				
											29,2	21,2	28,8	20,6
											30,6	23,3	30,2	22,7
											31,9	25,5	31,6	24,8
											33,3	27,4	33	26,5
											34,7	29,6	34,3	28,7
											36,1	30,5	35,7	31,1
											37,5	34,5	37,1	33,6
											38,9	37,0	38,5	35,8
											40,3	39,7	39,8	38,7
											41,7	42,3	41,2	41,0
											44,4	48,2	43,9	46,7
											47,2	54,0	46,7	52,3
											50	60,4	49,4	54,7
											52,8	67,2	52,2	65,1
											55,6	74,1	54,9	71,8

Продовження додатка 16

d ₃ *s мм	194*6		194*5		219*7		219*6		273*8		273*7		325*9		325*8		377*10	
	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м	ш, м/с	R _п Па/м
21	224	2776	220	2619	177	1491	173	1413	113	455	111	437	78,9	180	77,9	174	58,3	81,4
22	235	3041	230	2874	185	1629	182	1550	118	499	116	480	82,6	197	81,6	190	61,1	89,3
23	246	3326	240	3139	194	1785	190	1697	123	545	121	524	86,4	215	85,3	198	63,9	98,1
24	256	3620	251	3424	202	1942	198	1844	129	593	127	570	90,1	235	89	227	66,7	106
25	267	3934	261	3718	211	2109	207	2001	134	645	132	619	93,9	254	92,7	245	69,4	116
26	278	4258	272	4012	219	2276	215	2168	139	698	137	669	97,7	275	96,4	266	72,2	125
27	289	4591	282	4326	227	2453	223	2335	145	751	142	722	101	296	100	287	75	134
28	299	4934	293	4660	236	2639	231	2511	150	808	148	776	105	319	104	308	77,8	145
29	310	5288	303	4993	244	2835	240	2698	155	867	153	833	109	342	108	331	80,5	155
30	321	5660	314	5347	253	3031	248	2884	161	928	158	891	113	371	111	354	83,3	166
31	331	6043	324	5709	261	3237	256	3080	166	981	164	952	116	390	115	378	86,1	178
32	342	6543	335	6082	270	3453	264	3277	172	1059	169	1010	120	417	119	402	88,9	189
33	353	6749	345	6475	278	3669	273	3492	177	1118	174	1079	124	442	122	428	91,7	201
34	363	7269	356	6867	286	3895	281	3698	182	1197	179	1148	128	470	126	454	94,4	214
35	374	7711	366	7279	295	4130	289	3924	188	1265	185	1216	131	498	130	482	97,2	227
36	385	8152	376	7701	303	4365	297	4150	193	1334	190	1285	135	527	133	509	100	239
37	395	8613	387	8133	312	4611	306	4385	198	1413	195	1354	139	557	137	539	103	253
38	406	9084	397	8574	320	4866	314	4630	204	1491	201	1432	143	587	141	568	106	267
39	417	9565	408	9035	329	5229	322	4876	209	1570	206	1511	146	619	145	597	108	280
40	427	10065	418	9506	337	5396	330	5121	214	1648	211	1579	150	650	148	629	111	295
41	438	10575	429	9987	345	5670	339	5386	220	1736	216	1668	154	684	152	661	114	311
42	449	11095	439	10477	354	5945	347	5651	225	1814	222	1746	158	717	156	694	11,7	326
43	460	11625	450	10987	362	6229	355	5925	230	1903	227	1835	162	752	159	727	11,9	341
44	470	12174	460	11497	371	6524	364	6100	236	1991	232	1913	165	788	163	761	12,2	358
45			471	12027	379	6827	372	6484	241	2089	237	2001	169	823	167	796	12,5	374
46					387	7132	380	6779	247	2178	243	2099	173	860	171	832	12,8	392
47					396	7446	388	7073	252	2276	248	2188	177	899	174	868	13,1	408
48					404	7770	397	7377	257	2374	253	2286	180	937	178	905	13,3	426
49					413	8093	405	7691	263	2472	259	2374	184	976	182	943	13,6	443
50					421	8427	413	8005	268	2580	264	2472	288	1020	185	981	13,9	462

Відстань між рухомими опорами трубопроводів, м

Умовний діаметр, мм	На бетонних подушках	П-подібні компенсатори	Сальникові компенсатори
25	1.7	2(2/2)	2
32	2	2(2/2)	2
40	2.5	2.5(2.5/2.5)	2.5
50	3	3(3/2.5)	3
70	3	3.5(3.5/3)	3.5
80	3.5	4(4/3.5)	4
100	4	5(5/4)	5
125	4.5	6(6/6)	6
150	5	7/8(7/7)	7/8
175	5.5	8/9(7/7)	8/9
200	6	9/11(8/8)	9/11
250	7	11/12(10/10)	11/12
300	8	12/14(12/12)	12/14
350	8	14/16(14/14)	14/16
400	8.5	14/16(15/15)	13/15
450	9	14/16	13/15
500	10	14/16	13/15
600	10	15/18	13/15
700	10	15/19	13/15
800	10	16/20	13/15
900	10	18/22	15/18
1000	10	20/24	16/20

В чисельнику подана відстань при $P_p=1,6$ МПа та $\tau=150^\circ\text{C}$, а в знаменнику – при $P_p=1,3$ МПа та $\tau=300^\circ\text{C}$, в дужках наведена відстань в чисельнику при $P_p=2,1$ МПа та $\tau=350^\circ\text{C}$, а в знаменнику при $P_p=3,6$ МПа та $\tau=425^\circ\text{C}$. Для відстані між рухомими опорами при надземному прокладанні потрібно використовувати коефіцієнти: для ділянок перед гнучкими компенсаторами: перед поворотами траси і для кінцевих ділянок – 0,8; для поворотів – 0,67; для ділянок по обидва боки від сальникового компенсатора – 0,5.

Відстань між нерухомими опорами трубопроводів, м

Умовний діаметр, мм	П-подібні компенсатори	Сальникові компенсатори
25	-/50(50/50)	--
32	50/50(50/50)	--
40	60/60(60/60)	--
50	60/60(60/60)	--
70	70/70(70/70)	--
80	80/80(80/80)	--
100	80/80(80/80)	70/50
125	90/90(80/80)	70/50
150	100/90(80/80)	80/60
175	100/100(90/80)	80/60
200	120/100(100/80)	80/60
250	120/100(100/80)	100/60
300	120/120(120/100)	100/60
350	140/120(120/100)	120/60
400	160/140(120/100)	140/80
450	160/140	140/80
500	180/160	140/80
600	200/160	160/80
700	200/160	160/80
800	200/160	160/80
900	200/160	160/80
1000	200/160	160/80

В чисельнику дана відстань при $P_p=1,6$ МПа та $\tau=150^\circ\text{C}$, а в знаменнику – при $P_p=1,3$ МПа та $\tau=300^\circ\text{C}$, в дужках наведена відстань в чисельнику при $P_p=2,1$ МПа та $\tau=350^\circ\text{C}$, а в знаменнику при $P_p=3,6$ МПа та $\tau=425^\circ\text{C}$. Відстань між нерухомими опорами дана при розміщенні компенсаторів на відстані, не меншій за $1/3$ і не більшій за $2/3$ від даної відстані між нерухомими опорами. Для ділянок самокомпенсації приймати відстань, яка дорівнює $0,6$ від табличної.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабенков В.И., Кравченко Г.М., Тихомиров А.Л., Шкробко С.В. Теплоснабжение (по курсовому и дипломному проектированию). Учебное пособие. –Ростов н/Д: Ростовский государственный строительный университет. 2000. -179с.
2. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление. Учебник для вузов. –М.: Стройиздат, 1991. -735с.
3. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию: /Под редакцией Н.К. Громова, Е.П. Шубина. –М.: Энероатомиздат, 1988. –376 с.
4. ГОСТ 21.605-82 “Тепломеханическая часть. Тепловые сети. Рабочие чертежи”. –М.: Изд-во стандартов, 1982. –10 с.
5. ДБН В.2.5-20-2001. Газопостачання. / Держбуд України. –К.: Держбуд України, 2001. –286с.
6. ДБН В.2.5-22-2002 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі гарячого водопостачання та водяного опалення з використанням труб зі структурованого поліетилену з тепловою ізоляцією зі спіненого поліетилену і захисною гофрованою поліетиленовою оболонкою. ДП „ЦентрСЕПРОтепломережа”. – Київ, 2002.
7. ДСТУ Б А. 2.4-8-95 (ГОСТ 21.205-93) Умовні позначення елементів санітарно-технічних систем. -К.: Укрархбудінформ, 1995. –15с.
8. ДСТУ Б А.2.4-1-95. Умовні позначення трубопроводів. -К.: Укрархбудінформ, 1996. –13с.
9. Єнін П.М., Швачко Н.А. Методичні вказівки до курсового проекту «Теплопостачання житлового мікрорайону» з дисципліни «Теплопостачання» для студентів спеціальності 7.092108 «Теплогазопостачання і вентиляція » факультету підвищення кваліфікації і перепідготовки спеціалістів. - Київ: КНУБА. – 54с.
10. Закон України № 2633-IV „Про теплопостачання”, 2005.
11. Збірник доповнень, змін і поправок станом на 1 січня 2001 р. до Переліку чинних в Україні нормативних документів у галузі будівництва (на 01.01.99). –К.: ТК ”Будтехнормування”, 2001. –56с.
12. Ионин А.А. и др. Теплоснабжение. –М.: Стройиздат, 1982. –336 с.
13. Каталог автоматических регуляторов для систем теплоснабжения зданий. Данфос ТОВ. 2004. -284с.
14. Козин В.Е. и др. Теплоснабжение: Учебное пособие для вузов.-М.: Высш. школа, 1980. –408с.
15. Кравченко В. С., Саблій Л. А. Гаряче водопостачання будівель: Навч. Посібник. – Рівне: Рівненський державний технічний університет, 1999. -74с.
16. Левцев А.П., Ванін А.Г. Проектирование теплоснабжения предприятий (курсовое проектирование): Учебное пособие. –Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2000. -160с.
17. Межевов А.М. Теплоснабжение промышленных предприятий. Учебное пособие. – Ленинград: ЛТИЦБП, 1965. -295с.
18. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчатых теплообменников (водоподогревателей), применяемых в системах теплоснабжения. Тарадай А. М. «Харьковтеплоэнерго», 1998. -49с.

19. Нормы та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби на Україні. –Київ: КТМ 204 України 244-94, 1996.-636 с.
20. Пешехонов Н.И. Проектирование теплоснабжения. –Киев: Вища школа. Главное изд-во, 1982. –328 с.
21. Правила користування тепловою енергією. /Міністерство енергетики України, Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України. –Київ, 1999. -74с.
22. Правила технічної експлуатації систем тепlopостачання комунальної енергетики України / Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України. –Київ: 1999. -200с.
23. Рекомендації з проектування теплових мереж з попередньотеплогідроізованих труб. Видав. ВАТ “Енергоресурс”. – Львів, 2001 р.
24. Рекомендації по проектуванню дахових, вбудованих і прибудованих котельних установок та установлення побутових теплогенераторів, працюючих на природному газі (Посібник до СНиП II-35-76); 2-е вид., перероб. та доп. –К.: УкрНДІнжпроект, 1998. –34с.
25. Ророкин В.М. Теплоснабжение: Учебное пособие к курсовому проекту. –Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2001. -45с.
26. Руководство по проектированию тепловых пунктов. –М.: Стройиздат, 1983.–72с.
27. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. –М.: Энергоатомиздат, 1985. –224 с.
28. Система труб та деталей трубопроводів теплових мереж з тепловою ізоляцією з поліуретану і захисною оболонкою. Каталог виробів та рекомендації з використання і проектування. ВАТ “Завод сантехнічних заготовок”. -160с.
29. СНиП 2.04.01.85 “Внутренний водопровод и канализация зданий. Нормы проектирования”. –М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. –56 с.
30. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой СССР. – М.:АПП ЦИТП, 1992. –64с.
31. СНиП 2.04.07.86 “Тепловые сети. Нормы проектирования”. –М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. –46 с.
32. СНиП 2.04.14-88 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Нормы проектирования. –М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989.
33. СНиП II-35-76. Котельные установки / Госстрой СССР. –М.: Стройиздат, 1977. – 49с.
34. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. –М.: Энергоатомиздат, 1982. –360 с.
35. СП 41-101-95 Свод правил по проектированию и строительству “Проектирование тепловых пунктов” –М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 1997. –78с.
36. Справочник проектировщика: Проектирование тепловых сетей /Под редакцией А.А.Николаева. –М.: Энергия, 1965. –360 с.
37. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий: Учебник для техникумов/ Голубков Б. Н., Данилов О. Л., Зосимовский Л. В., и др.; Под ред. Б. Н. Голубкова. – 2-е изд., перераб. –М.: Энергия, 1979. –544с.

38. Тимчасові правила обліку відпускання і споживання теплової енергії. –К.: 1996. – 63с.
39. Цветков В. В., Бережнов И. А. Справочник по теплоснабжению промышленных предприятий. - Харьков. –119с.

Навчальне видання

ЄНІН Петро Матвійович

ШВАЧКО Наталія Анатоліївна

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

(ЧАСТИНА І “ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ І СПОРУДИ”)

Навчальний посібник

Редактор *М.І.Сметанська*

Коректор *Наследова Тетяна Анатоліївна*

Комп’ютерна верстка *Василенко Людмила Геннадіївна*

Дизайн обкладинки *Сидоренко Марія Олексіївна*

Підписано до друку 04.12.06.

Формат 70 x 100/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.

Друк офсетний. Обл.видав.арк. 21,35

Ум.друк.арк. 20,64. Тираж 2000 прим.

Зам. №

Видавництво «Кондор»

Свідоцтво ДК № 1157 від 17.12.2002 р.

03057, м.Київ, пров. Польовий, 6,

тел./факс:(044) 456-60-82, 241-83-47