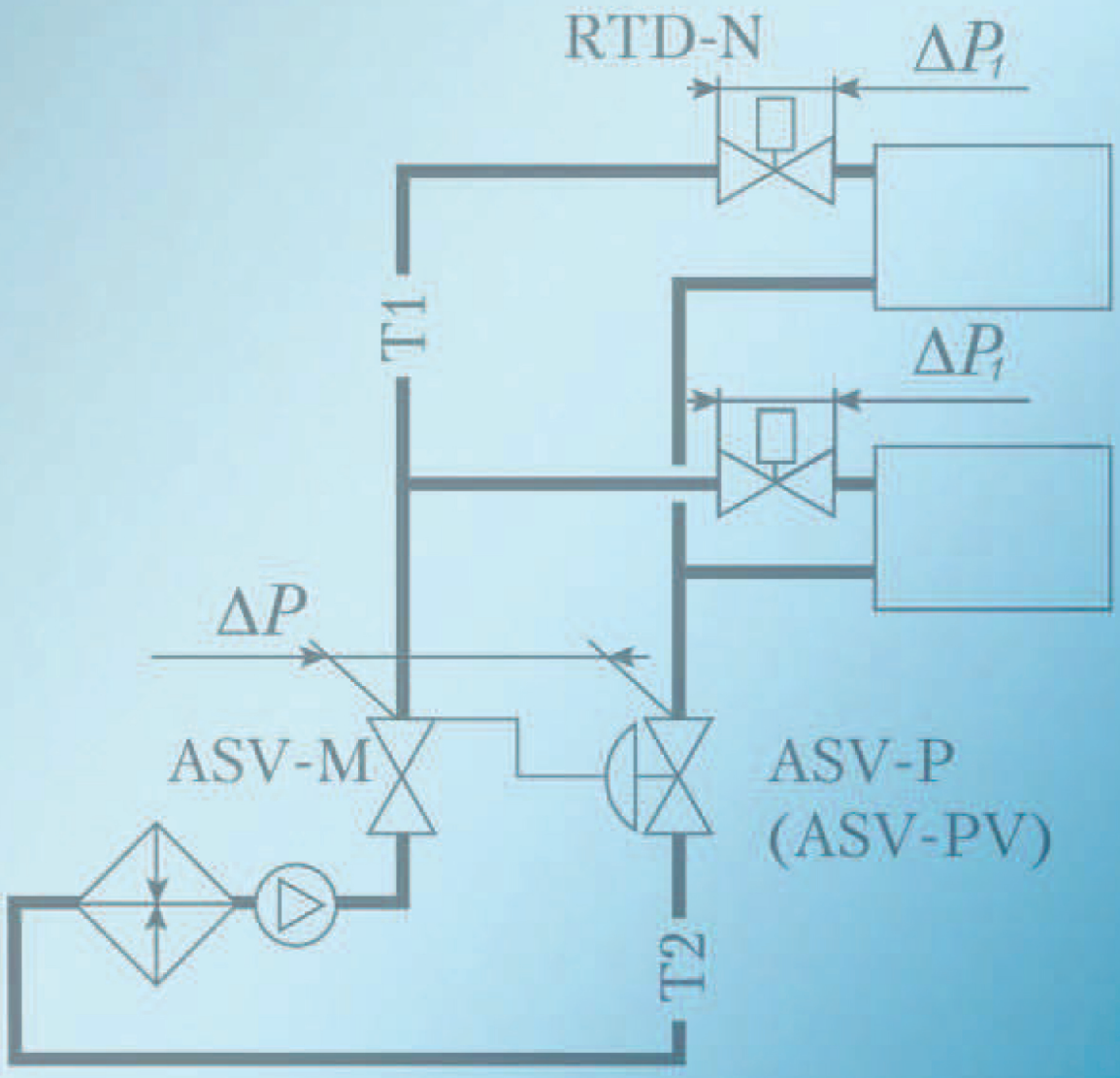
Пирков В.В.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ



За сприяння компанії **«Данфосс ТОВ»**

ТОВ «Данфосс Т.о.в.»

Пирков В.В.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

«Такі справи»
Київ — 2003

ББК 38.762.1
УДК (697.31+697.33)001.63
П 94
Особливості проектування сучасних систем водяного опалення. —
К.: ІІ ДП «Такі справи», 2003. — 176 с. — іл.
ISBN 966-96222-0-4

В книжці приведені загальні відомості про сучасні системи водяного та водогліколевого опалення. Розглянуто роботу систем з терморегуляторами, автоматичними регуляторами перепаду тиску та регуляторами витрати теплоносія, перепускними клапанами, мембранними розширювальними баками, насосами із змінною частотою обертання та ін. Дані основні аспекти конструювання систем. Викладено гідравлічний розрахунок систем із забезпеченням рекомендованого потокорозподілення терморегуляторів. Наведені методи розрахунку і підбору основного обладнання.

Призначено для проектувальників, науковців та студентів спеціальності «Теплогазопостачання та вентиляція».

Автор Пирков Віктор Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри «Теплогазопостачання та вентиляції».

МИ ДО ВАШИХ ПОСЛУГ

Необхідна допомога? Якщо у Вас є питання, проблеми або зауваження щодо книги, звертайтесь до Пиркова В. В. за e-mail: pirkov@yandex.ru, щодо обладнання та його застосування — до компанії «Данфосс Т.о.в.».

«ДАНФОСС Т.о.в.»
Україна, 04136, Київ-136, вул. Північно-Сирецька, 3
(Листування: Україна, 04136, Київ-136, п/с 62).
Тел.: (+38044) 434-95-44, 434-88-32
Факс: (+38044) 434-95-33
E-mail: uacd_heating@danfoss.com
WWW: www.danfoss.com

Передрук та копіювання без згоди ТОВ «Данфосс Т.о.в.»
ЗАБОРОНЕНІ!
Захищено авторським правом.

Використання наведеної інформації без посилань
ЗАБОРОНЕНО!

© ТОВ «Данфосс Т.о.в.», 2003
© ІІ ДП «Такі справи», підготовка видання, 2003

ЗМІСТ

Передмова 5
Рецензія 7
Відгук 8
Основні умовні позначення 9
1. Сучасні системи водяного опалення 11
1.1. Класифікація та вибір 11
1.2. Особливості системи опалення з водогліколевими сумішами 16
2. Гідравлічний розрахунок системи опалення 18
2.1. Загальні відомості 18
2.2. Способи гідравлічного розрахунку 22
2.2.1. Гідравлічний розрахунок за питомими втратами тиску ... 22
2.2.2. Гідравлічний розрахунок за характеристиками опору 23
2.3. Розрахунковий циркуляційний тиск системи опалення 25
3. Запірно-регулююча арматура 29
3.1. Загальні відомості 29
3.2. Терморегулятори 37
3.2.1. Конструкції та установка 37
3.2.2. Характеристики терморегуляторів 44
3.2.2.1. Механічні характеристики 44
3.2.2.2. Робочі характеристики 44
3.2.3. Технічні дані терморегуляторів 53
3.2.4. Авторитети терморегулятора 55
3.2.4.1. Внутрішній авторитет терморегулятора 55
3.2.4.2. Зовнішній авторитет терморегулятора 60
3.2.4.3. Загальний авторитет терморегулятора 64
3.2.5. Вибір терморегуляторів 67
4. Опалювальні прилади 68
4.1. Класифікація 68
4.2. Вибір опалювальних приладів 71
4.3. Теплотехнічні та гідравлічні характеристики опалювальних приладів 74
5. Насоси 76
5.1. Загальні відомості 76
5.2. Вибір 76
6. Мембранні розширювальні баки 81
6.1. Загальні відомості 81
6.2. Вибір 82
7. Фільтри 87

8. Автоматичні повітровідвідники 88
9. Труби та фітинги 89
10. Теплова стійкість системи опалення 91
10.1. Авторитет опалювального приладу 91
10.2. Авторитет теплоти в приміщенні 92
11. Потокорозподілення системи опалення 99
11.1. Аналіз терморегуляторів на шумоутворення 99
11.2. Оцінка системи опалення на забезпечення вимог до температури охолодженого теплоносія 104
11.3. Робота автоматичних регуляторів перепаду тиску 106
11.4. Робота автоматичних регуляторів витрати 111
11.5. Робота перепускних клапанів 113
11.6. Забезпечення гідравлічної стійкості системи опалення . . . 115
11.6.1. Однотрубні системи опалення 124
11.6.2. Двотрубні системи опалення 127
12. Конструювання системи водяного опалення 139
12.1. Прокладання трубопроводів 139
12.2. Приєднання стояків та приладових віток до магістралей систем опалення 146
12.3. Приєднання теплопроводів до опалювальних приладів . . . 155
12.4. Приєднання мембранних розширювальних баків 163
13. Техніко-економічне співставлення однотрубних і двотрубних систем опалення 165
Література 167

Пам'яті професора Київського національного університету будівництва і архітектури Зайченка Євгена Сергійовича присвячується

МИ ПОВИННІ ЗРОБИТИ УКРАЇНУ БАГАТОЮ

ПЕРЕДМОВА

Перехід у нове тисячоліття став історичною віхою розвитку систем водяного опалення в Україні. Головною ознакою даного періоду є автоматизація теплових та гідравлічних режимів на рівні споживача, що дало змогу індивідуального автоматичного підтримування бажаного теплового комфорту.

Одним з головних пристроїв систем опалення для забезпечення теплового комфорту став терморегулятор. Він був розроблений фірмою Данфосс у 1943 році. З плинністю часу терморегулятор перестав бути предметом розкоші і сьогодні є основним енергозберігаючим пристроєм, який заощаджує біля 20% теплової енергії.

Застосування терморегуляторів в Україні є актуальною задачею, де на опалення і вентиляцію будівель витрачається близько 40% паливно-енергетичних ресурсів. Це в декілька разів більше ніж у передових країнах світу з аналогічним кліматом і становить левову частку імпортованих енергоносіїв. Альтернативи енергозбереженню немає. Воно повинно визначально бути закладеним у системи опалення та вентиляції [1]. Сьогодні для цього існують всі підстави. Хто, як не ми — фахівці у даній галузі, повинні зробити тепловий комфорт товаром; хто, як не ми, повинні зробити Україну багатою.

Реалізація даного завдання можлива лише при досконалому розумінні конструктивних особливостей елементів сучасних систем, гідравлічних і теплових явищ, які в них відбуваються. Робота терморегуляторів перетворила системи опалення в активно діючі та адекватно реагуючі на будь-які відхилення внутрішніх та зовнішніх чинників. Їх наявність суттєво вплинула на гідравлічний режим. На відміну від звичайного для нашої практики проектування квазістаціонарного режиму, він став змінним, що потребує відповідних підходів у технічному і проектному забезпеченні.

Енергозберігаючий ефект терморегуляторів досягається лише при створенні умов ефективної їх роботи, головною з яких є надання можливості керувати потокорозподіленням теплоносія. Забезпечення даної умови здійснюють в три етапи: при виготовленні терморегуляторів,

проектуванні систем та їх експлуатації. Перші два етапи реалізують шляхом дотримання відповідно внутрішнього та загального авторитетів терморегуляторів, сполучним ланцюгом між якими є зовнішній авторитет. Така термінологія нова у вітчизняному проектуванні, хоча за суттю відповідає ступеню відкриття клапана, коефіцієнтам керованості потоками та зміни ідеальної характеристики клапана. Технічне та гідравлічне розуміння даних понять надає можливість проектувальнику більш прискіпливо ставитись до пропонованих західними і вітчизняними виробниками обладнання та запірно-регулюючої арматури, методик їх підбору, програмного забезпечення; визначати доцільність їх використання; створювати енергозберігаючі системи опалення.

В даній роботі закладені нові для нас підходи системного аналізу в проектуванні, але звичні для закордонної практики, удосконалені закордонні методики розрахунків. Тому не виключена можливість невдалого трактування або донесення до розуміння тих чи інших положень. Автор не ставив перед собою завдання всеосяжного вирішення багатогранності питань, пов'язаних з проектуванням систем опалення. Зосередивши увагу на найбільш важливому у сьогоденні, покладається на досвід фахівців, які зможуть на основі відомих фактів перенести наведені методи до конкретного практичного втілення, зрозуміти першопричини гідравлічної нестаціонарності сучасних систем опалення, побачити цілісну картину причинно-наслідкових зв'язків. Всі зауваження та пропозиції прохання пред'являти автору.

Автор вдячний компанії Данфосс Т.о.в., виробнику терморегуляторів в Україні, за створення сприятливих умов для плідної наукової роботи і всебічну допомогу в написанні та виданні даної книги. Всі запити стосовно продукції Данфосс прохання надсилати даній фірмі.

Автор щиро вдячний В. Ф. Гершковичу та В. Ю. Підгорному за професійні зауваження і донесення своєї думки якомога точніше з тим, щоб спонукати зробити книгу більш точною, правильною і корисною.

Застосування сучасних систем опалення в Україні потребує переосмислення традиційних наукових, проектних, монтажних та експлуатаційних підходів, які є основою забезпечення їх ефективної роботи. Недосконалість існуючих підходів на перехідному етапі іноді спричиняє нарікання і претензії до роботи систем, котрі безпідставно пред'являються виробникам обладнання. Компанія Данфосс сподівається, що дана робота допоможе усунути непорозуміння та негаразди, а також дасть поштовх для подальшого удосконалення систем опалення та методів їх розрахунку.

РЕЦЕНЗІЯ

Книга, що написана на замовлення українського представництва відомої фірми Danfoss, має на меті створення найбільш сприятливих умов для впровадження в Україні приладів автоматичного регулювання опалювальних систем. Вироби Danfoss, які до останнього часу були практично нам невідомі, залишаються й тепер такими, що потребують глибокого вивчення, незважаючи на активне їх розповсюдження. Тому нова книга, присвячена проблемам застосування в Україні сучасної енергозберігаючої техніки, буде прийнята з цікавістю широким загалом фахівців і студентів, тим більше що належить вона перу одного з молодих викладачів кафедри опалення і вентиляції Національного університету будівництва і архітектури, видатні вчені якої зробили в свій час вагомий внесок у вітчизняну науку і опалювальну техніку.

Книга містить не тільки багато корисної інформації щодо сучасних приладів і систем, але й цікаві теоретичні пошуки автора стосовно нового тлумачення таких нещодавно запропонованих в Європі термінів, як «авторитети клапана». Хоча спроби нового (неєвропейського) використання цих термінів, спричиняючи повагу до наукової сміливості автора, виглядають не досить переконливими, але свідчать про високий науковий потенціал, який ще належить використати в майбутньому нашій вітчизняній науці.

Досвід покаже, що з цієї книги увійде до наукової скарбниці, а що приречене на забуття. В усякому разі, не можна заперечувати той приємний факт, що в наш час з'явилася перша книга про сучасне опалення, написана молодим українським науковцем.

Керівник Центру енергозбереження КиївЗДНІЕП
канд. техн. наук *В. Ф. Гершкович*

ВІДГУК

Дана робота є на сьогоднішній день єдиним джерелом, що висвітлює сучасні підходи до центральних систем водяного опалення. Докладно та дохідливо роз'яснюється необхідність установки і принцип дії таких елементів системи опалення, як: терморегулятори, безфундаментні малошумні циркуляційні насоси з перетворювачами частоти, мембранні розширювальні баки, автоматичні регулятори витрати та перепаду тиску та інше.

Значну увагу приділено автором гідравлічній та тепловій стійкості одно- та двотрубних систем опалення. Надані необхідні рекомендації щодо їх конструювання.

В цілому робота є цікавою, своєчасною і корисною не тільки для проектувальників, наукових співробітників та студентів вузів, але також для монтажників і наладчиків.

Головний теплотехнік АТ «Київпроект» *В. Ю. Підгорний*

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ΔP	— втрати тиску або надлишковий тиск, Па
$P_д$	— динамічний тиск, Па
z	— місцеві втрати тиску, Па
ΔP_1	— втрати тиску на терморегуляторі, Па
ΔP_2	— втрати тиску на терморегуляторі без урахування втрат тиску в регулювальному перерізі, Па
G	— масова витрата теплоносія, кг/год
λ	— коефіцієнт гідравлічного тертя
d	— діаметр трубопроводу, м
l	— довжина, м
k_e	— еквівалентна шорсткість, м
Re	— число Рейнольдса
ξ	— коефіцієнт місцевого опору
ρ	— густина, кг/м^3
R	— питома лінійна втрата тиску на 1 м труби, Па/м
S	— характеристика гідравлічного опору ділянки, Па/(кг/год)^2
A	— питомий динамічний тиск, Па/(кг/год)^2
$Б$	— поправочний коефіцієнт, який враховує вплив зміни природного тиску
X_p	— зона пропорційності клапана, К (°С)
t	— температура повітря, °С
$t_г$	— температура гарячої води, °С
$t_о$	— температура охолодженої води, °С
h	— висота, мм
H	— висота, м
g	— прискорення вільного падіння, м/с^2
$a_в$	— внутрішній авторитет терморегулятора
$a_з$	— зовнішній авторитет терморегулятора
a^*	— загальний авторитет терморегулятора
k_v	— номінальна пропускна здатність, (м^3/год)/бар^{0,5}
k_{v_i}	— те саме, при i-тій настройці дроселя, (м^3/год)/бар^{0,5}
k_{v_N}	— те саме, при максимальній настройці дроселя у положення «N», (м^3/год)/бар^{0,5}
k_{vs}	— характеристична пропускна здатність повністю відкритого клапана, (м^3/год)/бар^{0,5}
k_{vs_i}	— те саме, при i-тій настройці дроселя, (м^3/год)/бар^{0,5}

k_{vs_N} — те саме, при максимальній настройці дроселя у положення «N», (м^3/год)/бар^{0,5}

$k_{vs_{PV(P)}}$ — пропускна здатність автоматичного регулятора перепаду тиску AGV-PV(ASV-P), (м^3/год)/бар^{0,5}

$A_{o.n}$ — авторитет опалювального приладу

$Q_{o.n}$ — необхідна теплопередача опалювального приладу, Вт

Q_n — тепловтрати приміщення, Вт

Q_{mp} — теплонадходження від труб, Вт

Q_N — номінальна теплова потужність опалювального приладу, Вт

Індекси

м — місцева

л — лінійна (поздовжня)

н — насосний

с.о — система опалення

п — природний

п.пр — природний внаслідок охолодження теплоносія в опалювальних приладах

п.тр — те саме, у трубопроводах

с — підсистема (стояк або приладова вітка)

N — номінальна (розрахункова) величина

max — максимальна величина

min — мінімальна величина

тр — трубопровід

к — клапан

PV(P) — автоматично підтримуваний ASV-PV (ASV-P)

о — основне циркуляційне кільце

М — вентиль ASV-M

І — вентиль ASV-I

Т — терморегулятор

ш — шум

у — умовний

Г — гарячий

г — газовий простір

1. СУЧАСНІ СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

1.1. Класифікація та вибір

Опалення, за визначенням у вітчизняній нормативній літературі, — підтримання в закритих приміщеннях нормованої оптимальної температури із середньою незабезпеченістю 50 год/рік. Відміною сучасного опалення є автоматичне підтримання (регулювання) у приміщенні температури повітря на індивідуальному рівні з метою забезпечення теплового комфорту.

Опалення здійснюють комплексом технічних засобів, який називають системою опалення. В її склад входять засоби для отримання, транспортування і передачі теплоти в усі приміщення, що обігріваються. Система опалення обслуговується, як правило, комплексом автоматизованої системи управління. Автоматизована система управління підтримує задану температуру повітря у приміщенні незалежно від коливань параметрів оточуючого середовища (атмосферних умов).

Класифікація систем водяного опалення надто розгалужена, що пов'язано з багатоваріантністю принципових схем, технічних та функціональних характеристик, які залежать як від технічних можливостей цих систем, так і від об'єктів застосування. У класифікацію, зображену на рис. 1, увійшли характерні основні ознаки, що доповнюють традиційну класифікацію і на яких буде зосереджено увагу в даній роботі.

Вибір системи починають техніко-економічними розрахунками з урахуванням якості вихідного теплоносія, ступеня забезпеченості ним і підтримання потрібної його якості у споживача. Альтернативою використання води стали водогліколеві суміші. Виникла відмітність у гідравлічних розрахунках, підборі обладнання та експлуатації систем з цими теплоносіями, яка вимагає розрізнення у класифікації.

Необхідність поквартирного обліку спожитої теплоти розділяє системи опалення на горизонтальні і вертикальні. На уводі в квартиру приладової вітки горизонтальної системи встановлюють гарячеводні витратоміри (як правило, на зворотному трубопроводі), за кошти споживача — тепломіри (теплолічильники). Для вертикальних систем існує можливість встановлення індивідуальних капілярних або електронних лічильників теплової енергії на опалювальних приладах за наявності централізовано затверджених методик обліку та узгодження з експлуатаційними організаціями. Установлення таких лічильників доцільне при модернізації систем опалення.

Застосування дахових котелень та підземне будівництво призвело до проектування систем з двома магістральними трубопроводами,

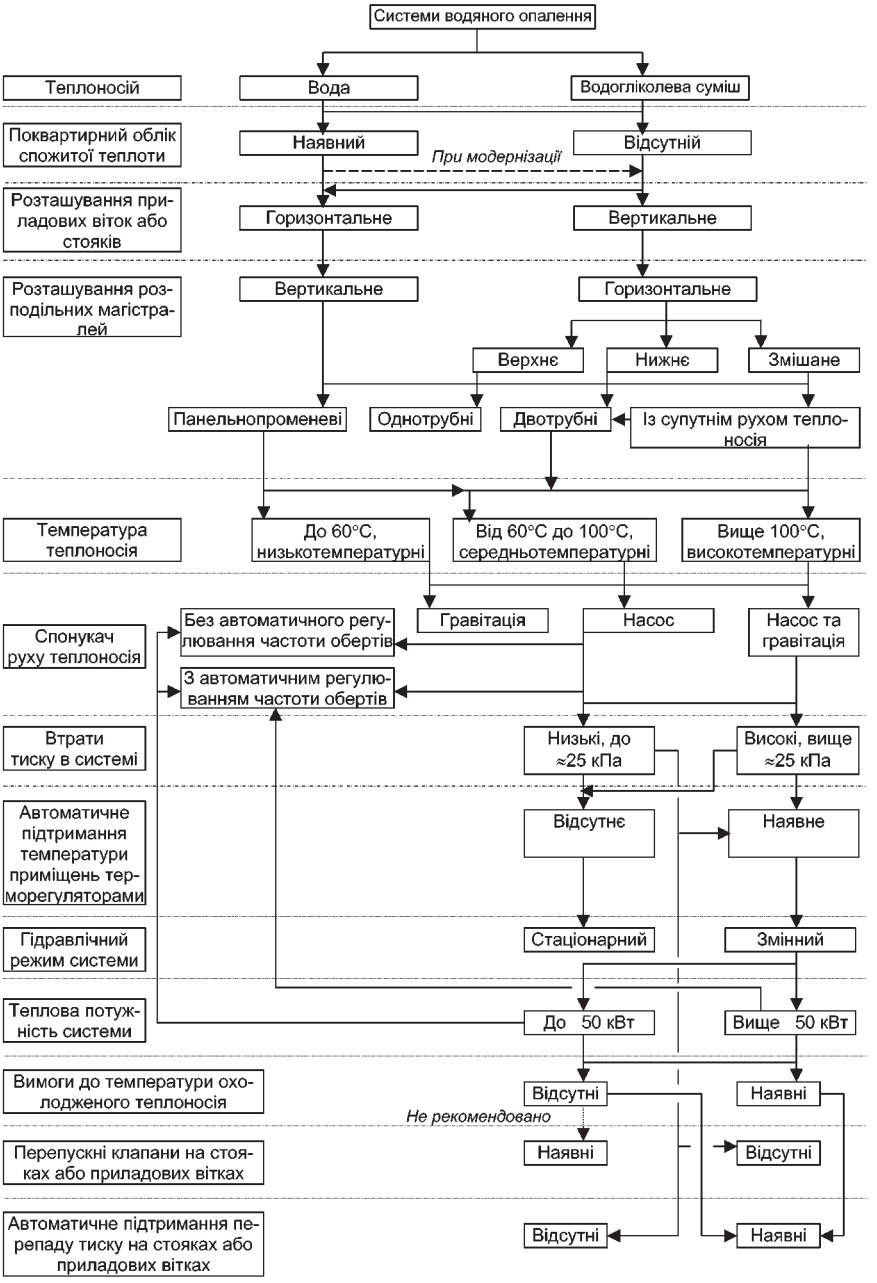


Рис. 1 Класифікація сучасних систем опалення

розташованими вище опалювальних приладів. Такі системи називають з верхньою розводкою магістралей. При прокладанні їх нижче опалювальних приладів — з нижньою. При проміжному прокладанні та при розташуванні одного з них вище, а другого нижче опалювальних приладів — із змішаною [2] розводкою (раніше ці системи називали з верхньою розводкою). Необхідність такої класифікації пов'язана також з різним впливом природного (гравітаційного) тиску на роботу систем.

Окрему групу становлять панельно-променеві системи. Найбільш широко застосовують підлогове опалення та його різновид — теплу підлогу, де використовують теплоносій з температурою нижче 60 °С. Приведене значення орієнтовне і потребує уточнення при застосуванні обладнання того чи іншого виробника. Окрім того, така градація пов'язана з тим, що автоматика сучасних індивідуальних котлів відслідковує чотири контури теплоспоживання за максимальними температурами — для басейну, гарячого водопостачання, підлогової та основної систем опалення. Високотемпературні системи традиційно використовуються за їх призначенням.

Гравітаційні системи проектують при техніко-економічному обґрунтуванні. Наявність малопотужних малошумних насосів та автономних джерел електропостачання робить їх використання недоцільним. Різні підходи при гідравлічному розрахунку насосних систем — з або без урахування гравітаційного тиску розмежували їх.

Одним з основних елементів сучасних систем опалення є терморегулятор, який автоматично підтримує задану температуру повітря в приміщенні за рахунок кількісного регулювання теплоносія, що надходить в опалювальний прилад. При певних перепадах тиску на терморегуляторі може виникнути шум. Тому при проектуванні необхідно забезпечити перепади, при яких рівень шуму не перевищить допустимих значень за СНиП II-12-77 [3]. Гідравлічні характеристики терморегуляторів виробництва фірми Данфосс відповідають вимогам даного нормативу. При цьому для різних терморегуляторів і певних положень їх настройки допустимий перепад тиску приймає всілякі значення. Практичний досвід свідчить, що цей перепад повинен бути меншим від приблизно 25 кПа. Якщо він перевищує указаний рівень, що встановлюється аналізом характеристики насоса при мінімальній допустимій для теплообмінника котла витраті теплоносія або мінімальній його витраті при кількісному регулюванні, необхідно застосовувати автоматичні засоби стабілізації перепаду тиску.

При наявності вимог до температури охолодженого теплоносія (в мережах централізованого теплопостачання, конденсаційних котлах тощо) необхідно також запроектовувати на приладових вітках або стояках

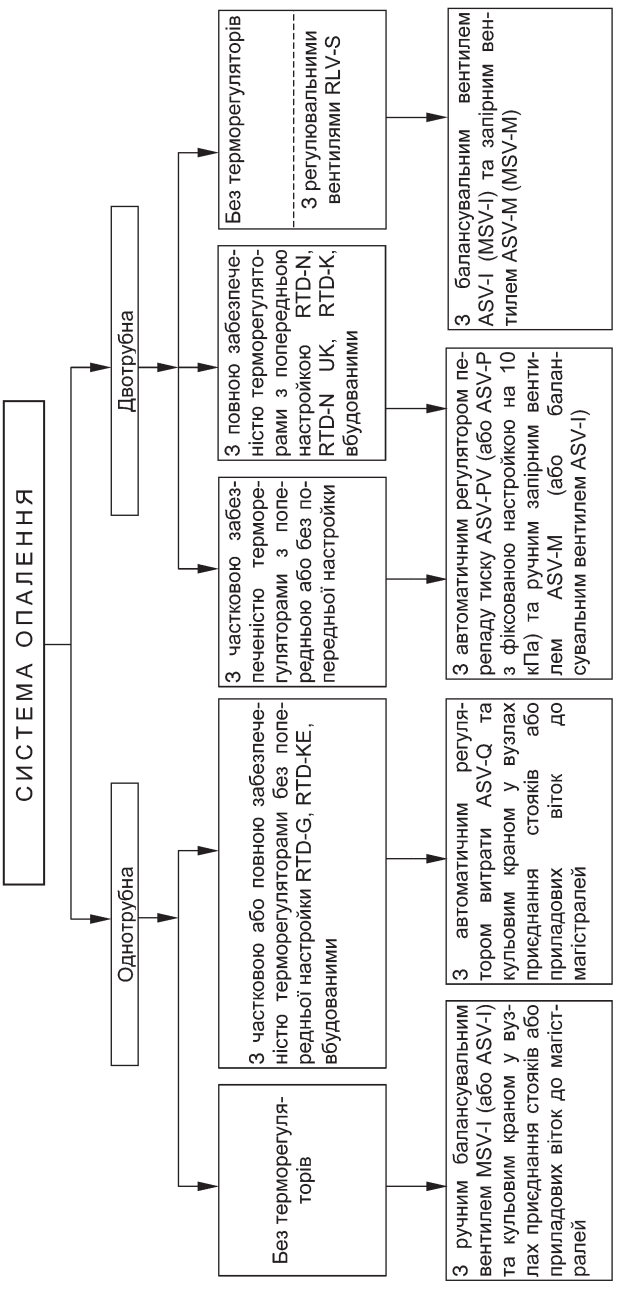


Рис. 2. Класифікація систем опалення із запірно-регулюючою арматурою Данфосс

автоматичні регулятори перепаду тиску. За відсутності вимог, що необхідно обов'язково з'ясовувати при приєднанні системи до джерела теплопостачання, можуть бути встановлені перемички (байпаси) з перепускними клапанами на приладових вітках або стояках. Данфосс у обох випадках рекомендує проектувати системи з автоматичними регуляторами перепаду тиску. На рис. 2 представлена деталізована класифікація одно- та двотрубних систем опалення з використанням запірно-регулюючої арматури Данфосс.

Робота терморегуляторів базується на кількісному регулюванні, тобто змінному гідравлічному режимі. Таке регулювання найкраще забезпечується при використанні насосів, значно гірше — водоструминних елеваторів з регульованим перерізом сопла, не забезпечується нерегульованими елеваторами. Застосування останніх у системах опалення з терморегуляторами є неефективним. При використанні терморегуляторів рекомендується застосовувати герметичні циркуляційні насоси опалення; в об'єктах з тепловою потужністю системи 50 кВт та вище — насоси з регульованою кількістю обертів або постійною кількістю обертів, але в останньому випадку необхідно забезпечити автоматичне підтримання перепаду тиску між головними магістралями, наприклад, установкою байпаса між ними з автоматичним регуляційно-обвідним клапаном.

Вибір схем поквартирних систем опалення здійснюють за техніко-економічним порівнянням проектних рішень. При приблизно однакових теплових потужностях опалювальних приладів доцільно, з точок зору спрощення гідравлічних розрахунків і забезпечення гідравлічної та теплової сталості системи, використовувати схему з супутнім рухом теплоносія.

Відмінність сучасних систем опалення полягає у змінному гідравлічному режимі, створюваному роботою терморегуляторів. Автоматичні регулятори на стояках або приладових вітках необхідні для забезпечення ефективної роботи системи опалення, а не є бажанням проектувальника чи замовника.
Системи, раніше класифіковані як з верхньою розводкою, сьогодні відносять до систем із змішаним прокладанням магістралей.

1.2. Особливості системи опалення з водогліколевими сумішами

Вимоги до теплоносія систем опалення указані в СНиП 2.04.07-86 [4]. Так, у закритих системах з вакуумною деаерацією необхідно використовувати воду за ГОСТ 2874-82. При наявності термічної деаерації допускається використовувати технічну воду.

Для систем, котрі працюють періодично і для яких є небезпечність замерзання теплоносія, необхідно застосовувати воду з домішками, що знижують температуру кристалізації. Як домішки не слід використовувати вибухо- та пожежонебезпечні речовини, а також речовини 1, 2 та 3-го класів небезпечності за ГОСТ 12.1.005-88 в кількостях, від яких можуть виникнути при аваріях виділення, що перевищують ГДВК та ГДК у повітрі приміщення. При використанні домішок, наприклад, гліколевих, і наявності вихідних даних, а саме: масової долі гліколю, кінематичної в'язкості, густини, коефіцієнта об'ємного розширення, температур кипіння та кристалізації, водневого показника (pH) необхідно враховувати вплив водогліколевої суміші на гідравлічну та теплову стійкість системи, на вибір обладнання, використовуючи рекомендації виробників. При відсутності зазначених параметрів — користуватись орієнтовними даними табл. 1.

Таблиця 1.
Вплив водогліколевої суміші на характеристики системи опалення

Характеристики	Масова доля етиленгліколю, %			
	10	20	30	40
Температура кристалізації, °С	-4,4	-9,4	-15,6	-24,4
Мінімальна безпечна робоча температура, °С	+1	-4	-10	-19
Відносна теплопродуктивність	0,998	0,970	0,950	0,935
Відносні втрати тиску	1,05	1,12	1,18	1,24

Використання незамерзаючого 40% водного розчину етиленгліколю може зменшити теплопродуктивність котлів та опалювальних приладів майже на 7%. Суттєвий вплив здійснює зростання гідравлічного опору труб — майже на 25% (при середній температурі теплоносія 60 °С), що змушує застосовувати більш потужні насоси. Збільшення коефіцієнта об'ємного розширення водогліколевої суміші приводить до використання об'ємніших на 40...45% розширювальних баків.

Через токсичність і значний вплив на роботу систем етиленгліколеві розчини слід обмежувати у використанні. Широке застосування необхідно надавати, незважаючи на більшу (майже в 3 рази) вартість, пропіленгліколевим домішкам.

Використання незамерзаючих рідин слід узгоджувати з виробниками запірно-регулюючої арматури, виробниками полімерних труб, роз'ємних фітингів тощо на їх взаємоприйнятність.

Використання теплоносія з етиленгліколевими домішками потребує коригування теплових та гідравлічних характеристик обладнання системи опалення, розрахованої для теплоносія води.

2. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

2.1. Загальні відомості

Гідравлічний розрахунок системи опалення базується на рівнянні

$$\Delta P = \Delta P_л + \sum \Delta P_м \quad , \qquad (1)$$

де $\Delta P_л$ — поздовжні (лінійні) втрати тиску, Па, спричинені силами тертя у трубах; $\sum \Delta P_м$ — сума місцевих втрат тиску, Па, обумовлених зміною структури потоку (швидкості, напрямку, злитті...) у фітингах, запірно-регулюючих пристроях та обладнанні.

Втрати тиску на тертя визначають за формулою Дарсі

$$\Delta P_л = \lambda \frac{l}{d} P_д \quad ,$$

де λ — коефіцієнт гідравлічного тертя; l і d — відповідно довжина і внутрішній діаметр трубопроводу ділянки системи опалення, м; $P_д$ — динамічний тиск у трубопроводі, Па.

Під ділянкою системи опалення розуміють таку її частину, яка має однакову витрату теплоносія і незмінний діаметр трубопроводу. В довжину труб ділянки, як правило, включають довжини фітингів та запірно-регулюючої арматури, і обов'язково не включають довжини устаткування, такого як опалювальні прилади, теплообмінники, грязьовики...

Із чисельних залежностей для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя у вітчизняній практиці отримала формула Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{k_e}{d} \right)^{0{,}25} ,$$

у комп'ютерних програмах, які прийшли до нас із-за кордону, широко застосовують формулу Колбрука-Уайта —

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{k_e}{3{,}71 d} \right)$$

та її модифікований варіант —

$$\lambda = \left[-2\lg\left(\frac{6{,}1}{\mathrm{Re}^{0{,}915}} + 0{,}134\frac{k_e}{d} \right) \right]^{-2},$$

де Re — число Рейнольдса; k_e — еквівалентна шорсткість, м.

Аналіз формул за граничними умовами показує на приблизно 20% розбіжність при верхній межі Re і ніжній межі $\frac{k_e}{d}$ та 10% — при нижній межі $\frac{k_e}{d}$ і верхній Re.

При використанні сталевих труб рекомендується застосовувати формулу Альтшуля, труб з інших матеріалів — модифіковану формулу Колбрука-Уайта.

Втрати тиску на тертя визначають за каталогами фірм-виробників; здебільш вони надаються у вигляді графіків або таблиць. Використовуючи їх, слід звертати увагу на одиниці вимірювання та на розрахункові параметри теплоносія, а саме: на осереднену розрахункову температуру за опалювальний період, яка часто відрізняється від вітчизняних умов (60 °С). За інформацією з цього приводу слід звертатись безпосередньо до виробників.

Когерентною одиницею вимірювання тиску в Міжнародній системі СІ і відповідно СН 528-80 [5] є паскаль Па (Pa). Але ще й досі застосовують в каталогах обладнання іноземного виробництва інші одиниці вимірювання.

Тому замість кгс/м^2 та мм вод.ст. доцільно увести декапаскаль (1 даПа (daPa) = 10 Па). Тоді 1кгс/м^2 = 1 мм вод.ст. ≅ 1 даПа, а замість мм рт. ст. — гПа (гектопаскаль — 1 гПа (hPa) = 10^2 Па).

Особливе місце серед застосовуваних одиниць у теперішній час займає одиниця тиску бар (bar), яка має розмір, кратний розміру Па (1 бар = 10^5 Па), але без передбачуваного системою СІ коефіцієнта десяткової кратності. До того ж указана одиниця має власні найменування і разом з її дольними і кратними одиницями (мбар, кбар) утворює формально незалежний від Па ряд, що протирічить системі СІ. Не зважаючи на це, одиниця бар за кордоном буде застосовуватись до прийняття відповідних міжнародних рішень, оскільки має такі переваги: спрощує переградуювання приладів при вилученні старих одиниць (кгс/см^2); дольна одиниця мбар зручніша при вимірюванні високих та надвисоких тисків, ніж ГПа.

Місцеві втрати тиску визначають за формулою Вейсбаха, Па:

$$\Delta P_м = \xi P_д = \xi \frac{\rho \upsilon^2}{2},$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору; υ — середня за площею швидкість теплоносія, м/с; ρ — густина теплоносія, кг/м^3.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів слід приймати тільки за каталогами фірм-виробників даного обладнання; оскільки, наприклад, розбіжність значень в однакових за назвою, але виготовлених різними виробниками, фітингах може становити порядок і навіть враховуватись з різним знаком («плюсом» або «мінусом»).

Нормативом [6] передбачено запас до розрахункового тиску системи опалення в розмірі 10% наявної різниці тисків на невраховані розрахункові опори. Особливо ця норма актуальна при використанні з'єднань різного типу, оскільки не всіма виробниками зауважено про необхідність проектувальнику на стадії гідравлічних розрахунків передбачити технологію монтажу трубопроводів і знати вид застосовуваних з'єднань. Для тих з'єднань, де відношення діаметра проходу до внутрішнього діаметра труби складає менше 0,8, необхідно врахувати як додатковий місцевий опір — миттєве розширення і миттєве звуження ($\sum\xi = 1{,}5$). При відношенні діаметрів проходу з'єднання і труби в межах 0,8...1,0 рекомендується приймати $\sum\xi = 1$. Додатково узгодити проектувальнику ці значення з фірмами-виробниками не завадить.

Динамічний тиск при визначенні коефіцієнта місцевого опору приймають за середньою швидкістю теплоносія у найбільш звужених поперечних перерізах. Тому відносити місцевий опір, що знаходиться на межі двох ділянок, слід до ділянки з меншим діаметром. Динамічний тиск у трубопроводі розраховують з урахуванням густини води, що відповідає осередненій температурі за опалювальний період. У вітчизняній практиці густину приймають за табличними даними, або використовують її середній приріст при зниженні температури води на 1°С, який теж визначають за таблицями. Доцільніше, особливо у комп'ютерних розрахунках, користуватись формулою, яка з достатньою точністю апроксимує залежність густини води ρ, кг/м^3, від температури t, °С:

$$\rho = 1003{,}1 - 0{,}1511t - 0{,}003t^2,$$

де 1003,1; 0,1511 та 0,003 — розмірні коефіцієнти [7].

Застосування трубопроводів з різних матеріалів та їх все частіше використання у горизонтальній площині призвело до зміни діапазонів застосовуваних швидкостей теплоносія.

Допустиму максимальну швидкість руху води в сталевих трубопроводах та запірно-регулюючій арматурі визначають за правилами [6], виходячи з нормативно-допустимого еквівалентного рівня шуму в приміщенні. Її максимальне значення становить 1,5 м/с.

Для пластикових труб, які характеризуються здатністю гасити як звук, так і гідравлічні удари, допускається приймати дещо вищі значення швидкостей, а саме: у стояках — до 2,5 м/с, у розподільних та збірних трубопроводах — до 2,0 м/с.

Швидкість води у мідних трубопроводах не повинна перевищувати максимального значення, при якому знищується захисний оксидний прошарок на внутрішній поверхні труби. Рекомендоване значення — 1 м/с.

Мінімальна межа швидкості пов'язана з неспівпаданням напрямків руху теплоносія і спливанням повітряних бульбашок. Для переміщення і збору повітря необхідно, щоб швидкість води перевищувала у вертикальних трубах 0,2...0,25 м/с, нахилених та горизонтальних — 0,1...0,15 м/с, крім горизонтальних труб у підлозі та у плінтусі, де — 0,2...0,3 м/с; однак допускається зменшення цих значень при малих потоках води і відсутності труб меншого типорозміру в номенклатурному ряді.

Різноманітність матеріалів, з яких виготовляють сучасні труби, не може бути повністю охоплена вищенаведеними межами. Як правило, виробники задають ці значення у характеристиках труб, або довідниках, котрими слід користуватись у кожному конкретному випадку. Це саме стосується і діаметрів труб, у яких за однакових умовних діаметрів площа живого перерізу може відрізнятись до 60%.

Діапазон рекомендованих значень швидкості теплоносія залежить від матеріалу виготовлення труб. Верхнею межею є умова недопущення шумоутворення (для мідних труб додатково — забезпечення цілосності оксидного прошарку), нижньою — умова розповітрювання системи.

Розрахунок систем опалення за максимально допустимою швидкістю приводить до шумоутворення труб внаслідок відкривання терморегуляторів у процесі роботи і, відповідно, збільшення реальної швидкості потоку теплоносія.

2.2. Способи гідравлічного розрахунку

За вищенаведеними залежностями існує декілька способів гідравлічного розрахунку, основними з яких є:

1 — за питомими лінійними втратами тиску;

2 — за характеристиками гідравлічного опору.

Обидва способи набули широкого застосування як у вітчизняній, так і закордонній практиці проектування. Єдиного підходу у представленні гідравлічних характеристик виробниками елементів систем опалення немає. Тому при ручних розрахунках і розробці комп'ютерних програм використовують комбінування способів або адаптацію наявних гідравлічних характеристик під конкретний розрахунок.

2.2.1. Гідравлічний розрахунок за питомими втратами тиску

Спосіб гідравлічного розрахунку за питомими втратами базується на рівнянні (1), представленому у вигляді:

$$\Delta P = Rl + z,$$

де R — питома лінійна втрата тиску на 1 м труби, Па/м; z — місцеві втрати тиску, Па.

Параметри R та z виробники представляють графіками, таблицями або формулами. При цьому слід звертати увагу на параметри теплоносія, за яких вони отримані.

Прийняття перепадів температур води у стояках або приладових вітках рівними перепаду температур води у системі, а також наочність підбору діаметра труб у межах економічно рекомендованих питомих лінійних втрат тиску робить цей спосіб розрахунку найпростішим.

Виходячи із економічних вимог, значення параметра R труб різних виробників, знаходяться у діапазоні 100...250 Па/м. Відповідно швидкість води — 0,25...0,65 м/с (дані орієнтовні, оскільки залежать від діаметра труб).

Економічні вимоги базуються на співставленні вартостей труби та енергії прокачування теплоносія. Однак іноді доцільно вийти за вказані межі для попередження гідравлічного розбалансування, полегшення монтажу та експлуатації, забезпечення ефективної роботи регулюючої арматури системи опалення. Слід також враховувати, що збільшення діаметра труб призводить до значного зростання вартості системи опалення за рахунок використання відповідних фітингів і запірно-

регулюючої арматури; підвищення водомісткості системи опалення і, як наслідок, — зниження енергозаощаджуваності.

Існує проектна практика спрощеного підходу (експрес-методу) до гідравлічних розрахунків на основі цього способу. Остаточне потокорозподілення покладають на автоматичні засоби регулювання. Але навіть вони не в змозі забезпечити рівномірне прогрівання приміщень при запуску системи опалення, при виведенні її у робочий стан після нічного режиму або раптового похолодання, якщо система опалення була гідравлічно незбалансована при розрахунку. Крім того, за такого підходу автоматичне керування потокорозподіленням може виходити за межі ефективного регулювання, що веде до проявів надмірної або недостатньої чутливості автоматичної запірно-регулюючої арматури. Оскільки цей спосіб суттєво знижує більш високий рівень можливостей, особливо складних, систем опалення, його слід використовувати лише для попередньої специфікації та замовлення елементів систем, а також для техніко-економічного порівняння проектних рішень.

Застосування експрес-методів розрахунку за питомими втратами тиску і покладання задач остаточного потокорозподілення тільки на засоби автоматичного регулювання не забезпечує у повній мірі енергозаощаджуючого та санітарно-гігієнічного ефектів систем опалення.

2.2.2. Гідравлічний розрахунок за характеристиками опору

Спосіб гідравлічного розрахунку за характеристиками опору базується на рівнянні (1), представленому у вигляді:

$$\Delta P = SG^2,$$

де G — масова витрата води на розрахунковій ділянці, кг/год; S — характеристика гідравлічного опору ділянки, Па/(кг/год)^2, яку визначають за формулою:

$$S = A\left(\frac{\lambda}{d}l + \sum\xi\right),$$

де A — питомий динамічний тиск на ділянці, Па/(кг/год)^2, розрахований за формулою:

$$A = 6{,}25/10^8\rho d^4.$$

Цей спосіб набув широкого застосування у вітчизняній практиці проектування завдяки збігу результатів розрахунків з реальними експлуатаційними умовами. Країни західної Європи його використовують у вигляді

$$\Delta P^* = \frac{1}{k_v^2} Q^2,$$

де ΔP^* - втрати тиску, бар; Q — об'ємна витрата води, м^3/год; k_v — пропускна здатність, (м^3/год)/бар^{0,5}.

Роз'яснення особливостей між параметрами k_v, k_{v_i} та k_{vs_i} приведені далі при розгляданні запірно-регулюючої арматури. Ці параметри чисельно дорівнюють об'ємній витраті води в м^3/год, яка проходить через елемент системи опалення при номінальному перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар). Тому часто в каталогах і довідниках нехтують знаменником при указанні одиниць вимірювання і представляють їх, як м^3/год.

Визначення параметра k_v для умов, що відрізняються від номінальних, замовлення та специфікації здійснюють за формулою:

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P^*}} = \frac{G}{\rho\sqrt{10^{-5}\Delta P}},$$

або, приймаючи густину води рівною 10^3 кг/м^3,

$$k_v = 0{,}316\frac{G}{\sqrt{\Delta P}}.$$

Параметр k_v є аналогом провідності σ (кг/год)/Па^{0,5}, яку використовують вітчизняні проектанти і зв'язують з характеристикою опору:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}}.$$

Отже, при $\rho = 10^3$ кг/м^3, з урахуванням одиниць вимірювання,

$$S = \frac{0{,}1}{k_v^2}, \text{ а } \Delta P = \frac{0{,}1G^2}{k_v^2}. \qquad (2)$$

Розрахунок систем опалення за пропускною здатністю k_v аналогічний застосовуваному у вітчизняній практиці гідравлічних розрахунків методу провідності, який є видозміною широко відомого методу характеристик опору.

2.3. Розрахунковий циркуляційний тиск системи опалення

Розрахунковий циркуляційний тиск $\Delta P_{c.o_i}$, являє собою різницю тисків, що витрачається в системі опалення на подолання гідравлічних опорів руху теплоносія в циркуляційних кільцях.

Циркуляція води насосних систем опалення відбувається за рахунок одночасної дії природного тиску ΔP_{n_i}, викликаного охолодженням води, і тиску $\Delta P_н$, що створюється насосом або елеватором з регульованим соплом для забезпечення необхідної витрати води в системі, тобто:

$$\Delta P_{c.o_i} = \Delta P_н \pm Б\Delta P_{n_i},$$

де $Б$ — поправочний коефіцієнт, який враховує вплив зміни природного тиску протягом опалювального періоду за різних способів регулювання системи.

Зазвичай у вітчизняній практиці проектування двотрубних систем опалення приймали значення $Б$=0,4 [8], або $Б$=0,5...0,7 [9] . Відмітність значень пояснюється вибором різних проміжків часу опалювального періоду для гідравлічного розрахунку. На думку автора, нівелювання впливу природного тиску слід здійснювати за середньою температурою зовнішнього повітря найбільш холодного періоду, яка становить для України приблизно мінус 9°С. Дане значення є також приблизно середнім при визначенні температури теплоносія за температурними графіками тепломереж більшості міст України для розрахунку мінімального та максимального впливу природного тиску. При такому підході та урахуванні переохолодження теплоносія у опалювальному приладі із нормативно збільшеною номінальною площею теплопередачі [10] слід приймати $Б$=0,75. У Польщі — країні зі схожим кліматом — $Б$=0,75 [11]. Для однотрубних систем при якісному регулюванні $Б$=1, при автоматичному якісно-кількісному — 0,7.

Вплив природного тиску із знаком «плюс» слід враховувати при розташуванні умовного центра нагрівання (середини висоти котла або теплообмінника, точки змішування води в елеваторі або на перемичці) нижче умовного центра охолодження опалювального приладу, позначеного кружечком на рис. 3. Умовний центр охолодження вертикальної ділянки трубопроводу знаходиться на середині її висоти. При розташуванні умовного центра нагрівання вище умовного центра охолодження — із знаком «мінус». У проміжному положенні — відповідно «плюс» та «мінус».

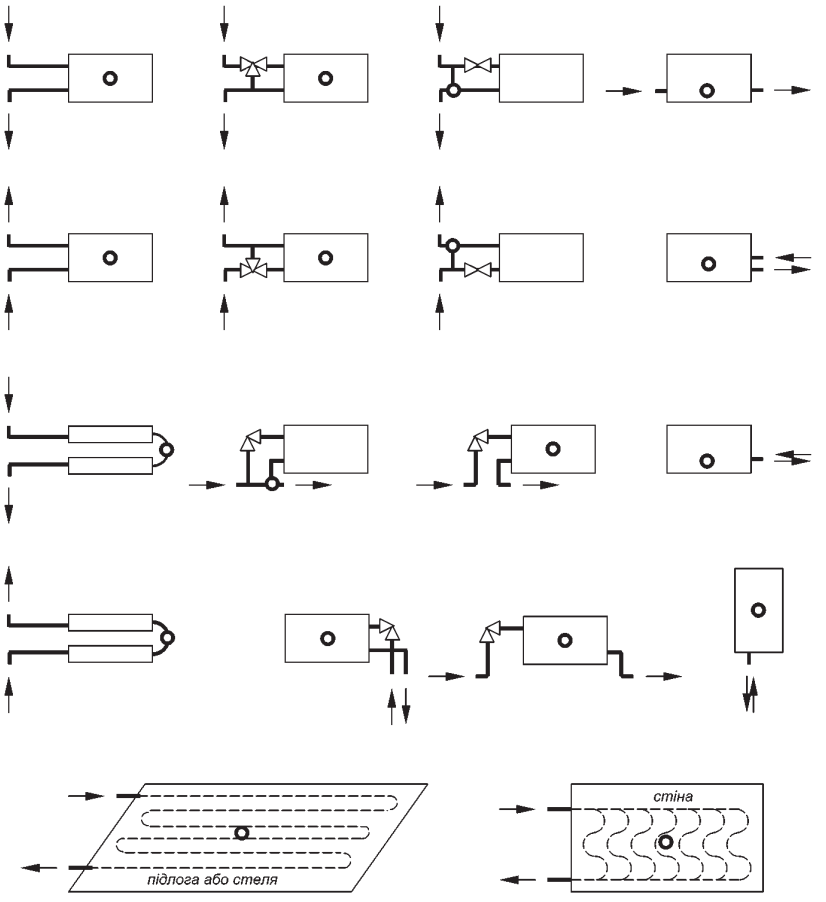


Рис. 3. Визначення умовних центрів охолодження

Розрахунковий тиск для однотрубних вертикальних систем слід визначити за максимальним значенням із висот між указаними центрами. Для двотрубних та однотрубних горизонтальних — між усіма.

Природний циркуляційний тиск, що виникає у розрахунковому циркуляційному кільці системи внаслідок охолодження води в опалювальних приладах $\Delta P_{n.np_i}$, Па, та охолодження води в трубах $\Delta P_{n.mp_i}$, Па,

$$\Delta P_{n_i} = \Delta P_{n.np_i} + \Delta P_{n.mp_i} .$$

Для вертикальних однотрубних систем

$$\Delta P_{n.np_i} = \Delta\rho g h_{\max},$$

де $\Delta\rho$ — різниця густин води при розрахунковій різниці температур води в системі, кг/м^3; g — прискорення вільного падіння, м/с^2; h_{max} — максимальна вертикальна відстань уверх або вниз від умовних центрів охолодження до центра нагрівання, м.

Для вертикальних і горизонтальних двотрубних, а також горизонтальних однотрубних:

$$\Delta P_{n.np_i} = \Delta\rho g h_i,$$

де h_i — вертикальні відстані між усіма умовними центрами охолодження в горизонтальних приладових вітках, або опалювальних приладах, і умовним центром нагрівання, м.

Природний циркуляційний тиск, що виникає в розрахунковому кільці внаслідок охолодження води у трубах:

$$\Delta P_{n.mp} = g\sum_{i=1}^{n} h_i(\rho_i - \rho_{i+1}),$$

де h_i — вертикальна відстань між умовними центрами охолодження i-тої ділянки та нагрівання, м; ρ_i та ρ_{i+1} — густина води відповідно на початку та кінці цієї ділянки, кг/м^3.

У насосних системах з нижньою та верхньою розводками (див. нову класифікацію) величиною $\Delta P_{n.mp}$ нехтують. Допустимо також не враховувати вплив природного тиску при співвідношенні:

$$\Delta P_{n_{max}} < 0{,}1\Delta P_н, \text{ або } \Delta P_{n_{max}} < 0{,}1\Delta P_c,$$

де ΔP_c — автоматично підтримуваний перепад тиску на стояку або приладовій вітці.

Проектування систем опалення здійснюють з або без урахування природного тиску. Обидва підходи правомірні. Їх вибір базується на наступних засадах:

- надмірне завищення тиску, що розвивається насосом, для зменшення впливу сил гравітації приводить до зростання похибки пропливу теплоносія через засоби регулювання і відповідно похибки потокорозподілення; збільшує перепад тиску на терморегуляторах і ймовірність їх шумоутворення. В таких системах виникає

необхідність застосування додаткових заходів автоматичної стабілізації перепаду тиску, що збільшує капітальні витрати. При цьому спрощується методика гідравлічного розрахунку системи;

- використання природного тиску для забезпечення так званої «збалансованості стояка» полягає в такому підборі його діаметра, щоб виконувалась умова: падіння тиску в стояку за рівнянням (1) не перевищувало зростання природного тиску; ця умова викликає збільшення діаметрів труб, проте приводить до зменшення напору насоса та забезпечення рівномірності потокорозподілення;

- природний тиск у системах опалення з автоматичними регуляторами перепаду тиску розраховують для підсистем (див. рис. 43); його вплив на магістральні ділянки нівелюється роботою цих регуляторів;

- використання опалювальних приладів зі збільшеною поверхнею нагрівання для забезпечення авторитету теплоти у приміщенні (див. п. р. 10.2) приводить до зростання природного тиску внаслідок переохолодження теплоносія;

- використання всіх рівнів кількісного регулювання теплової потужності системи опалення підвищує вплив природного тиску теплоносія внаслідок його переохолодження.

Рекомендується підбирати діаметри стояків такими, щоб втрати тиску в них дорівнювали частці (відповідній прийнятому значенню коефіцієнта *Б*) ураховуваного природного тиску. Такий підхід приведе до спрощення підбору настройок на терморегуляторах та балансувальних вентилях приладових віток; зменшення тривалості монтажних та налагоджувальних робіт; рівномірного прогрівання приміщень при запуску системи або виході її у режим після централізованого нічного регулювання.

Складовою циркуляційного тиску системи опалення є природний тиск, впливом якого неможливо повністю знехтувати у межах робочих перепадів температур теплоносія та втрат тиску на терморегуляторах. Раціональне використання природних сил заощаджує енергоресурси та забезпечує тепловий комфорт приміщень.

3. ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧА АРМАТУРА

3.1. Загальні відомості

Особливістю сучасних систем опалення є широке застосування автоматичної (активної) запірно-регулюючої арматури. До неї відносять, насамперед, терморегулятори, регулятори перепаду тиску, регулятори витрати, перепускні клапани (рис. 4 та 5). Ручна (пасивна) запірно-регулююча арматура — вентилі, крани, клапани «Батерфляй» (рис. 6 та 7) — теж повсякчасно використовується в цих системах. Існує також арматура з можливістю подальшої поетапної модернізації — зміни функціональності. Так, наприклад, комплект арматури ручного регулювання USV-I + USV-M, шляхом доповнення мембранним елементом та імпульсною трубкою, перетворюють в комплект арматури автоматичного регулювання перепаду тиску USV-I + USV-PV.

Одними з основних відмітностей сучасної арматури є багатофункціональність, підвищена надійність експлуатації, висока точність регулювання заданих параметрів. Змінились до неї і функціональні вимоги, перелік яких представлено у табл. 2.

Наявність автоматичної арматури потребує дещо інших підходів у проектуванні. Вітчизняна практика застосування арматури базувалась на забезпеченні квазістаціонарного гідравлічного режиму роботи системи опалення. Сучасні системи мають змінний гідравлічний режим, в умовах якого слід керувати потоками теплоносія. У закордонній практиці проектування створення ефективної роботи автоматичної арматури здійснюють шляхом дотримання рекомендованих значень авторитету. Аналогом даного терміну може бути коефіцієнт керування, який показує частку регульованого потоку від наявного (див. п. 3.2.4).

У вітчизняній практиці проектування центрального опалення встановлювали на трубах до 50 мм муфтову запірно-регулюючу арматуру, вище — фланцеву, що було спричинено, насамперед, виникаючим навантаженням на з'єднання і забезпеченням їх герметичності. Сьогодні при використанні несталевих труб такої тенденції не існує; тому будь-який тип арматури представлений у широкому спектрі діаметрів і з'єднань. Характерною особливістю великогабаритної арматури є зменшення її металоємності. До неї відносять безфланцеву, яку установлюють між трубними фланцями. Так, наприклад, клапани (дискові поворотні затвори) Данфосс «Батерфляй» при діаметрі 150 мм мають вагу 8,2 кг, що майже в 9 разів менше від засувок клинових з висувними шпинделями, а діаметр приєднання знаходиться в діапазоні 25...300 мм. Застосування запірної арматури заниженого опору покращує умови ре-

гулювання потоків теплоносія терморегуляторами (дивись далі роз'яснення щодо авторитетів терморегуляторів), оскільки основні втрати тиску повинні припадати на них, та зменшує експлуатаційні витрати.



RTD-N прямий



RTD-N кутовий



RTD-N UK



RTD-G прямий



RTD-G кутовий



вмонтований



RTD-K Підключення знизу



RTD-K Підключення збоку

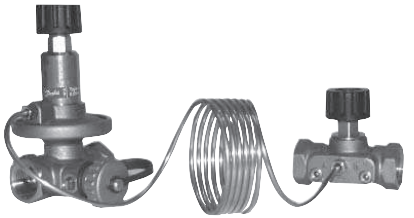


RTD-KE Підключення знизу

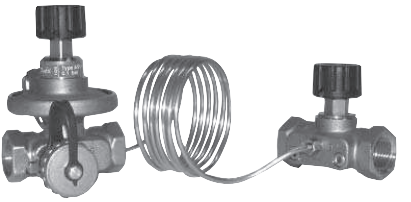


RTD-KE Підключення збоку

Рис. 4. Загальний вигляд термостатичних клапанів «Данфосс»



ASV-PV+ASV-M



ASV-P+ASV-M



ASV-PV+ASV-I



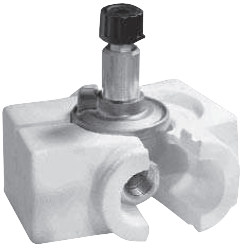
USV-I + USV-PV



ASV-Q



AVDO



Теплоізоляційна оболонка



Вимірювальне обладнання PFM 2000

Рис. 5. Загальний вигляд автоматичних регуляторів «Данфосс»



RLV прямий



RLV кутовий



RLV-S прямий



RLV-S кутовий



RLV-K прямий



RLV-K кутовий



RLV-KS прямий



RLV-KS кутовий



Спускний вентиль



Сервісний пристрій

Рис. 6. Загальний вигляд вентилів обв'язки опалювальних приладів

Вентилі



ASV-M



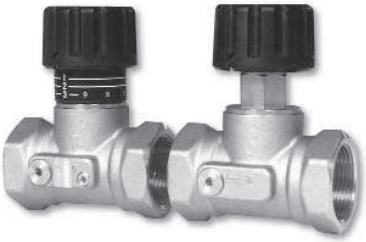
ASV-I



USV-I



USV-M



MSV-I та MSV-M



MSV-F





Клапани
«Батерфляй», тип «SYLAX»

Рис. 7. Загальний вигляд пасивної арматури «Данфосс»

Таблиця 2.
Функціональність запірно-регулюючої арматури Danfoss

Функція	Термостатичні голівки	Двотрубні системи опалення		Однотрубні системи опалення			Вентилі обв'язки опалювальних приладів				Вентилі							Клапани	Автоматичні регулятори на стояках (приладових вітках)						
											Загального призначення			Регулювальні				Балансувальний						
	RTDN	RTDN UK	Будь-яка	RTDG	RTDKE	Будь-яка	RLV	RLV-K	RLV-S	RLV-KS	ASV-M	USV-M	MSV-M	ASV-I	USV-I	MSV-I	MSV-F		ASV-P + ASV-M	ASV-PV+ASV-M	ASV-PV+ASV-I	USV-I + USV-PV	ASV-Q	AVDO	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
1. Заширшня	•	•	•	•	—	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
2. Спорожнення	((•))	((•))	((•))	((•))	((•))	((•))	((•))	((•))	—	—	(•)	•	(•)	(•)	•	(•)	—	—	—	—	—	—	•	—	—
3. Гідравлічної ув'язки циркуляційних кілець за настройки:																									
• плавної	—	—	—	—	—	—	•	•	•	—	—	—	—	•	•	•	•	—	—	—	•	•	—	—	—
• крокової	•	•	•	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	—	—	—	—	—	—	—	—
• візуальної	•	•	•	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	—	—	—	•	•	—	—	—
• невізуальної	—	—	—	—	—	—	•	•	•	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4. Комп'ютерної діагностики	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(•)	—	—	•	(•)	(•)	(•)	—	(•)	(•)	•	(•)	(•)	—	—

Закінчення таблиці 2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
5. Автоматичного підтримування тиску теплоносія після себе при його зміні до себе:																								
• збільшенні	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	•	•
• зменшенні	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	•	—
за настройки:																								
• візуальної	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•
• невізуальної	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	—	—
6. Автоматичного підтримування заданої витрати теплоносія	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	—

Багатофункціональність арматури спрощує проектування, монтаж та експлуатацію систем, зменшує їх металоємність та інерційність. Особливо це стосується зливної арматури. Майже вся запірно-регулююча арматура, пропонована фірмою «Данфосс», виконує дану функцію, яка реалізується за трьома підходами:

- спеціально передбаченими отворами у корпусі, визначально укомплектованими пробками, вентильками або краниками значно меншого розміру від основної арматури (зазначена у табл. 2 функція без дужок);

- спеціально передбаченими отворами у корпусі, які закриті пробками, але можуть бути замінені спускною арматурою за замовленням (ця та інші функції, передбачені додатковою комплектацією, у табл. 2 зазначені в одинарних дужках);

- додатковим спускним обладнанням, яке поставляється за замовленням, наприклад, спускним вентилем для вентилів RLV та RLV-K або сервісним пристроєм шлюзового типу для терморегуляторів усіх типів (у табл. 2 функція зазначена подвійними дужками).

За необхідності використання запірно-регулюючої арматури без функції спорожнення використовують спускний кульовий кран, який приєднують до трубопроводу через трійник.

Відмітністю ручної регулювальної арматури вентильного типу, наприклад, RLV, RLV-S, RLV-K, ASV-I, MSV-I та MSV-F, є градуювання її гідравлічних характеристик (утворюваного опору) залежно від ступеня відкриття. Відлік настройки розпочинають із закритого положення. Кожен повний оберт відкривання відповідає зміні значення настройки на одиницю, неповний — частці одиниці. Наявність такої арматури дозволяє відмовитись від практики застосування регулювальних діафрагм (дроселюючих шайб).

Підвищення надійності роботи запірно-регулюючої арматури досягають за рахунок використання високоточних технологій і конструктивного спрощення, застосування високоякісних ущільнювачів. Так, наприклад, у арматурі ASV-P, ASV-PV, RLV усіх типів, ASV-M, ASV-I, MSV-M, MSV-I регулювання або запирання здійснюється без проміжних елементів (тарілки з прокладкою ущільнення), а безпосередньо спеціально підготовленою торцевою поверхнею штоку, яка припасована до поверхні сідла. Це дозволяє також забезпечити точність підтримування гідравлічних параметрів протягом усього терміну експлуатації.

Широкий діапазон температур теплоносія визначає відповідні умови експлуатації. Так, для різних конструкцій кульових кранів максимальні робочі температури становлять 80...200 °С, клапанів «Батерфляй» — 85...200 °С, терморегуляторів та автоматичних регуляторів — 120 °С. Слід зазначити, що запірно-регулююча арматура «Данфосс» для стояків та приладових віток поставляється в упаковці, котра використовується як теплоізоляційна оболонка при температурі теплоносія до 80°С, при теплоносієві з температурою до 120 °С замовлюється теплоізоляційна оболонка зі стиропору EPP.

Розміщення арматури на стояках, приладових вітках, підводках до опалювальних приладів є багатоваріантним, що розглянуто у подальших відповідних розділах.

Сучасна запірно-регулююча арматура є багатофункціональною, що спрощує проектування, монтаж та експлуатацію систем опалення. Запірно-регулююча арматура має конкретне призначення і взаємоузгодження між собою. Застосування арматури не за призначенням виводить систему опалення з ладу. Так, наприклад, використання кульових кранів (запірної арматури швидкої дії) як регуляторів теплової потужності опалювальних приладів підвищує вірогідність створення гідравлічних ударів.

3.2. ТЕРМОРЕГУЛЯТОРИ

3.2.1. Конструкції та установка

Терморегулятор автоматичний опалювального приладу системи водяного опалення будівлі (скорочено терморегулятор або термостат) — запірно-регулююча арматура автоматичного регулювання тепловіддачі опалювального приладу на рівні, відповідному до установленої споживачем температури повітря. Він автоматично підтримує задану температуру повітря у приміщенні шляхом кількісного регулювання теплоносія, що надходить до опалювального приладу. Стабільність і точність підтримування необхідної температури повітря у приміщенні на рівні індивідуального теплового комфорту є принциповою відмінністю від вентилей та кранів ручного (пасивного) регулювання, які традиційно використовувались у вітчизняних системах опалення. Вибір якісних терморегуляторів і забезпечення на стадії проектування системи оптимальних умов для їх ефективної роботи заощаджує у процесі

експлуатації будівлі 15...25% теплової енергії.

В Україні відсутні нормативи, які регламентують характеристики терморегуляторів. До прийняття відповідних вітчизняних стандартів рекомендується у виборі терморегуляторів орієнтуватись на європейську норму EN 215 [12]. Терморегулятори, які відповідають даній нормі, мають знак, зображений на рис. 8, і на термостатичному клапані, і на термостатичній головці. Конструктивні складові терморегулятора показані на рис. 9.

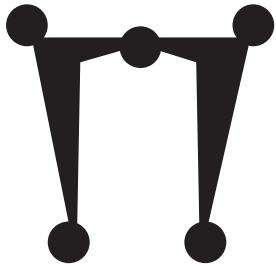


Рис. 8. Знак відповідності нормам CEN

Датчик — частина терморегулятора, що відслідковує температуру повітря. Являє собою, як правило, сильфон, заповнений у кожного виробника ексклюзивною речовиною. Зміна температури повітря викликає відповідну зміну об'єму сильфону — видовження або скорочення. Через передаточну ланку сильфон рухає шток і конус клапана. Зміна відстані між сідлом і конусом клапана приводить до кількісного регулювання теплоносія.

Типи терморегуляторів зображені на рис. 10. На рис. 10,а — терморегулятор із вбудованим датчиком. У ньому датчик, передаточний механізм і регулятор температури змонтовані в одному корпусі. Проектують такі регулятори при наявності вільного обтікання термостатичної

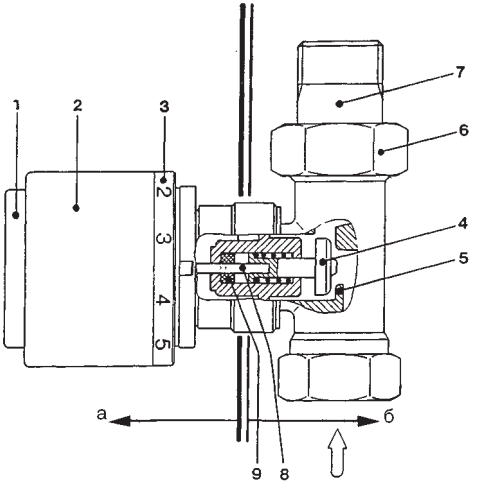


Рис. 9. [12] Терморегулятор із вбудованим датчиком:
а — термостатична головка:
1 — датчик (сенсор);
2 — регулятор температури;
3 — шкала температурної настройки; б — термостатичний клапан: 4 — диск (конус) клапана; 5 — сідло;
6 — накидна гайка;
7 — патрубок (хвостовик);
8 — шток; 9 — ущільнювач

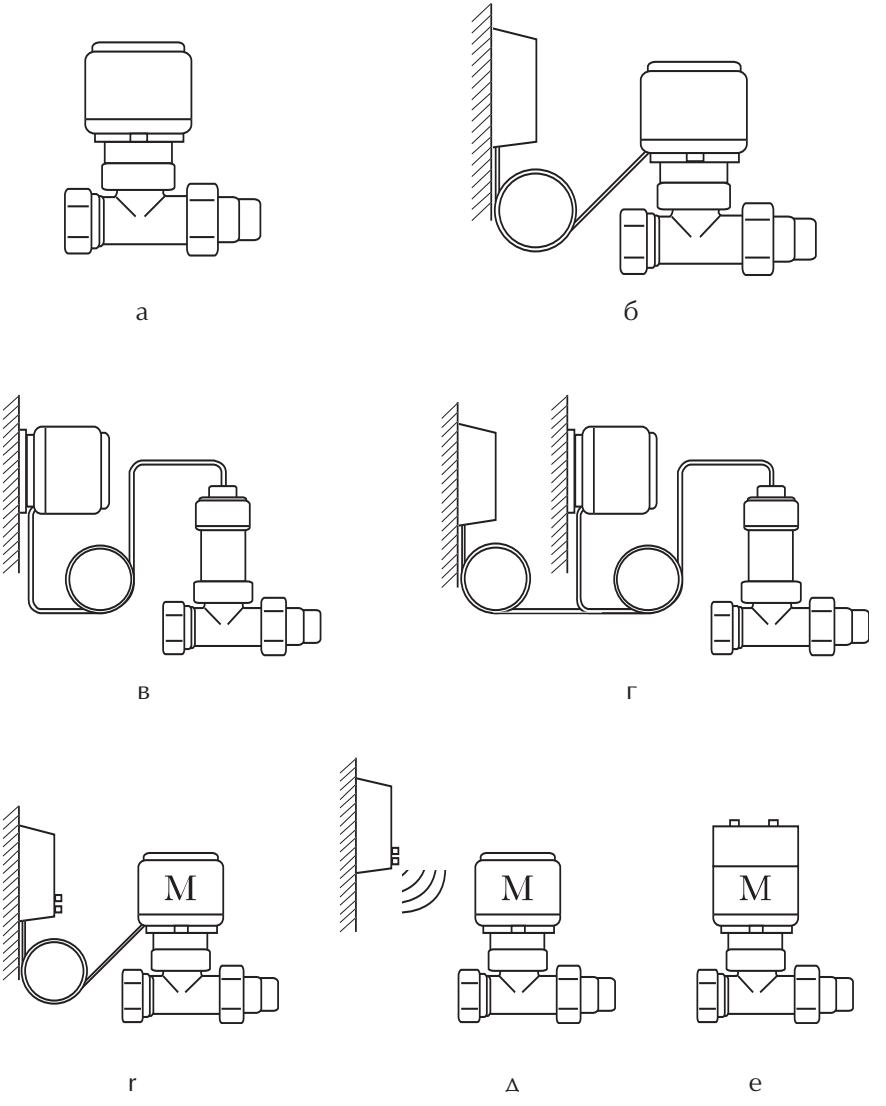


Рис. 10. Типи терморегуляторів [12]

головки потоком повітря, а також за умови невпливання на неї опромінення торцевої частини опалювального приладу (радіатора) і конвективних потоків від труб, що його обв'язують. Схема установки таких терморегуляторів показана на рис. 11,а.

За можливості вільного доступу до терморегулятора, але невідповідного сприйняття ним температури повітря приміщення (закритті фіранками, надмірній будівельній глибині опалювального приладу...), застосовують терморегулятор із вбудованим регулятором температури і виносним датчиком, зображений на рис. 10,б. Він має регулятор температури, об'єднаний з передаточним механізмом і термостатичним клапаном в одному корпусі. Датчик віддалений від передаточного механізму і зв'язаний з ним передаточною ланкою (капілярною трубкою). Схема установки показана на рис. 11,б та в.

Терморегулятор з виносним регулятором температури і датчиком, об'єднаними в одному корпусі (рис. 10,в), використовують при неможливості доступу до термостатичного клапана (рис. 11,г). Вони сполучені між собою передаточною ланкою (капілярною трубкою).

Терморегулятор з відокремленими виносними датчиком і регулятором температури (рис. 10,г), кожен з яких об'єднаний з термостатичним клапаном передаточною ланкою (капілярною трубкою), застосовують при обмеженості доступу до приміщення, зручності обслуговування регулятора у нехарактерній температурній зоні приміщення, централізації обслуговування...

Схеми установки терморегуляторів, які не рекомендовано до використання, зображені на рис.11 перекресленими навхрест.

Застосування програматорів, сполучених передаточною ланкою (електропроводами) з мікромотором (М) на термостатичному клапані (рис.10,г), регуляторів температури з хвильовим керуванням мікромотором (рис.10,д) та комбіновані електромеханічні терморегулятори (рис.10,е) здійснюють для зручності обслуговування і отримання додаткового енергозаощаджуючого ефекту.

Датчик терморегулятора повинен реагувати на характерну температуру повітря у приміщенні. Його не слід розташовувати:

- поблизу джерел теплоти будь-якого типу — ламп, комп'ютерів, електронних приладів...;
- у місці прямого попадання випромінювання від сонця або інших джерел;
- у спускних холодних потоках повітря — конвективних та вимушених охолоджених струминах систем кондиціонування та вентиляції;
- у висхідних конвективних та нагрітих вимушених струминах систем кондиціонування та вентиляції;

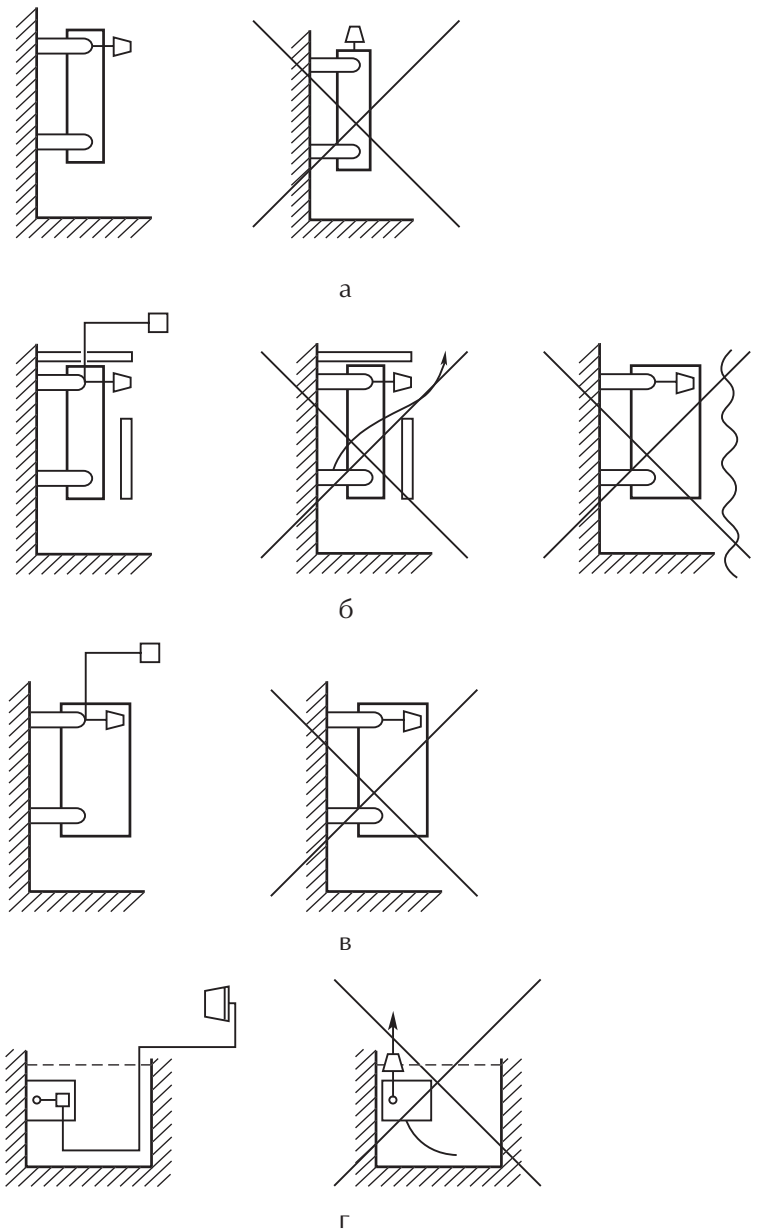


Рис. 11. Схеми установки терморегуляторів

- за фіранками, меблями тощо;
- поблизу зовнішніх дверей, балконних дверей, зовнішніх вікон;
- на стіні, що має каміни або інші нагрівальні прилади;
- на зовнішній стіні.

Виносні датчики установлюють на внутрішній стіні на висоті приблизно 1,5 м над рівнем підлоги. Бажана установка на внутрішній стіні на деякій відстані від внутрішніх дверей.

Термостатичні елементи (головки) та програматори фірми «Данфосс» показані на рис. 12. Вони охоплюють усі типи терморегуляторів. Головки RTD є пропорційними регуляторами прямої дії з вмонтованими або виносними датчиками, із захистом від несанкціонованого втручання. Усі моделі захищають систему опалення від замерзання (блокування) теплоносія.

При підборі терморегуляторів необхідно звертати увагу на конструкцію термостатичного клапана — прямоточну або кутову, і запроектовувати таким чином, щоб термостатичні головки знаходились поза впливом конвективних потоків від труб.

Терморегулятори запроектовують на подавальній підводці до опалювального приладу при схемі руху теплоносія «зверху-донизу». Залишковою тепловою потужністю опалювального приладу приблизно 20...35% при закритому термостатичному клапані в однотрубних системах, що виникає внаслідок розшарування циркуляції теплоносія у зворотній підводці, нехтують. Залишкова потужність опалювального приладу, визвана механічним закриванням терморегулятора споживачем, забезпечує незамерзання теплоносія і зменшує несанкціонований відбір теплоти з інших приладів через внутрішні огородження приміщення. Якщо ця потужність є надлишковою для усіх терморегуляторів, відбувається відповідна реакція автоматики погодного регулятора в тепловому пункті на зменшення теплової потужності системи опалення.

Термостатичні клапани розрізняють за призначенням — для однотрубних і двотрубних систем опалення. Перші характеризуються підвищеною пропускною здатністю порівняно з другими. Другі, як правило, поєднують у собі функцію гідравлічного ув'язування циркуляційних кілець, яку здійснюють, найчастіше, убудованим дроселюючим механізмом попередньої настройки. Настройку визначають на стадії проектування і установлюють при монтажі системи опалення. Клапани першого і другого типів поставляють з ковпачками (на місці термостатичної головки) різного кольору. Клапани Данфосс, віднесені до першого типу, — RTD-G з ковпачками сірого кольору, другого типу — RTD-N з ковпачками червоного кольору.



RTD 3640



RTD 3642



RTD 3120



RTD Inova™ 3130



RTD Inova™ 3132



RTD 3560



Програматори

Рис. 12. Термостатичні елементи та програматори фірми «Данфосс»

Ковпачки призначені для захисту штока від пошкоджень та забруднення і використовуються при пускових випробуваннях системи опалення.

Терморегулятор — пристрій індивідуального підтримання теплового комфорту в приміщенні та забезпечення енергозаощадження. Ефективне реагування терморегулятора на температуру повітря в приміщенні залежить від його конструктивних особливостей та місця установки.

3.2.2. Характеристики терморегуляторів

Характеристики терморегуляторів, за якими їх вибирають при проектуванні, розділяють на механічні (міцнісні) і робочі (експлуатаційні). Ці характеристики регламентує EN 215 ч.1.

В умовах експлуатації терморегуляторів в Україні слід вибирати такі їх конструкції, характеристики яких перевершували б вимоги європейських норм.

3.2.2.1. Механічні характеристики

Механічні характеристики отримують стендовими дослідженнями під впливом зовнішніх факторів: опірності тиску і течієстійкості терморегулятора при тиску на 6×10^5 Па більшому від номінального тиску — 10^6 Па; течієстійкості прокладки штока при $\Delta P \geq 20$ кПа; стійкості термостатичного клапана на згин (рис. 13,а) при використанні сталевої труби з прикладеною до неї силою $F \geq 80$ Н (d_y = 8 мм), 100 Н (d_y = 10 мм), 120 Н (d_y = 15 мм), 180 Н (d_y = 20 мм), 220 Н (d_y = 25 мм), мідної — 20 Н (d_y = 15 мм); опірності термостатичної головки обертальному моменту (рис. 13,б) при $M \geq 8$ Нм; опірності термостатичної головки вигинаючому моменту (рис. 13,в) при $F \geq 250$ Н. До механічних властивостей відносять також можливість заміни прокладки без перекриття труб, на яких установлений терморегулятор.

3.2.2.2. Робочі характеристики

Робочі характеристики — сукупність параметрів, які визначають надійну і точну роботу терморегулятора протягом тривалого терміну експлуатації.

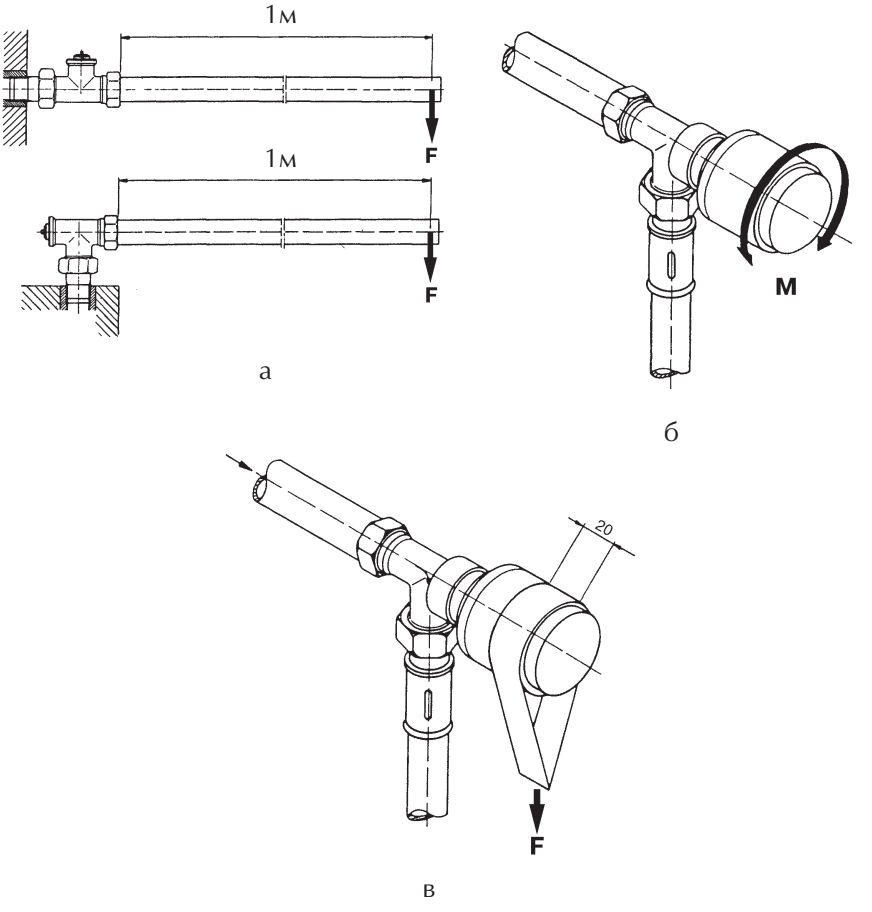


Рис.13. Схеми тестування механічних характеристик терморегулятора:
а — опірності термостатичного клапана на згинальне навантаження;
б — опірності термостатичної головки на обертальний момент;
в — опірності термостатичної головки на згинальний момент

У даному підпункті розглянуті основні робочі характеристики терморегуляторів, що впливають на гідравлічну і теплову стійкість системи.

Номінальна пропускна здатність k_v — величина, розмір якої відображає об'єм води в м^3 з густиною 1000 кг/м^3, що проходить через термостатичний клапан за годину при перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар).

Дана величина є основною для визначення втрат тиску на терморегуляторі у розрахункових умовах (див. п. 2.2.2). Конус клапана за цих умов знаходиться у проміжному положенні, що зображено на рис. 14,а, — піднятим над сідлом на висоту h_v.

У процесі експлуатації системи при розрахункових умовах витрата теплоносія буде меншою від розрахункової (відповідно h_v), що пов'язано із збільшенням поверхні нагрівання опалювального приладу на забезпечення авторитету теплоти у приміщенні (див. п.р. 10.2). За даних умов конус клапана буде знаходитись нижче від номінального положення (рис. 14,б) — на висоті h_v'.

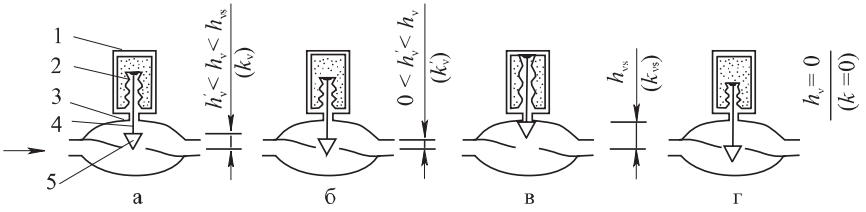


Рис. 14. Залежність пропускної здатності терморегулятора без попередньої настройки від висоти підйому конуса клапана: а — конус клапана у розрахунковому положенні; б — конус клапана при розрахункових температурних умовах у робочому положенні; в — клапан повністю відкритий; г — клапан закритий; 1 — термостатична головка; 2 — сильфон; 3 — термостатичний клапан; 4 — шток; 5 — конус клапана

Таким чином, при розрахункових температурах внутрішнього та зовнішнього повітря розрахункові гідравлічні параметри системи будуть відрізнятися від експлуатаційних — у цьому є відмітність між системами опалення з і без терморегуляторів. При підвищенні температури повітря у приміщенні конус клапана із положення, відповідного h_v', буде опускатися, перекриваючи прохід теплоносію.

Характеристична пропускна здатність k_{vs} — величина, розмір якої відображає об'єм води в м^3, що проходить через повністю відкритий

термостатичний клапан за годину при перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар). Дана величина потоку теплоносія виникає у процесі експлуатації системи при недостатній кількості теплоти, отримуваної від опалювального приладу, для досягнення заданої на термостатичній головці температури повітря. Це можливе як при центральному або місцевому, так й індивідуальному регулюванні (терморегулятором). Отже, дана величина для терморегуляторів є лише експлуатаційно можливою, а не розрахунковою. В той же час, аналогічною величиною, але вже розрахунковою, є максимальна пропускна здатність максимально відкритої запірно-регулюючої арматури при розрахункових умовах. У вітчизняній практиці проектування систем із засобами автоматизації такою величиною є коефіцієнт ідеальної (умовної) пропускної здатності повністю відкритого клапана K_{vy} [13].

Рух конуса клапана з максимально відкритого (рис.14,в) до максимально закритого (рис.14,г) положень утворює відповідні коливання перепаду тиску і витрати теплоносія в системі, що приводить до перерозподілу теплоносія. Для зменшення максимальної витрати теплоносія на клапанах типу RTD-N конструктивно обмежена висота підйому штоку.

Номінальна пропускна здатність k_{v_i} - величина, розмір якої відображає об'єм води в м^3, що проходить через термостатичний клапан за годину при перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар) та i-тій настройці дроселя. Ця величина характеризує термостатичні клапани з попередньою настройкою. Усі вищенаведені роз'яснення стосовно видозмін, визваних розташуванням конуса, відносяться і до даної величини. На пропускну здатність клапана буде додатково впливати установка дроселя (рис. 15). Для терморегуляторів типу RTD-N вона змінюється від 1 до 7 з кроком 0,5 і до N. Літерою «N» позначене положення дроселя при максимально відкритому дроселюючому отворі h_{max}, цифрою 1 — мінімальне, іншими цифрами — проміжне. При цьому робота конуса клапана відповідна рис. 14. У даній конструкції терморегулятора дросель являє циліндр із зрізаною нижньою кромкою певної конфігурації. Положення дроселя виставляють шляхом фіксованого його обертання навколо штока.

Пропускна здатність клапана залежить також від зони пропорційності (див. нижче), за якої вона була визначена.

Гістерезис — температурна різниця між кривими відкривання та закривання терморегулятора за однакової витрати теплоносія (рис.16).

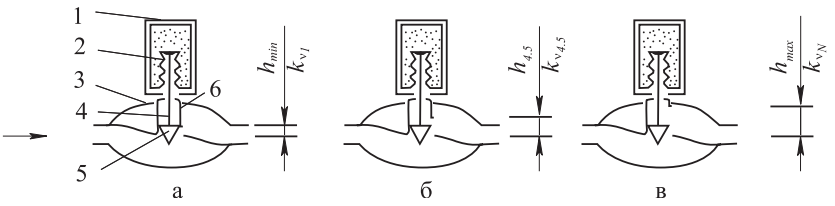


Рис. 15. Залежність пропускної здатності терморегулятора з попередньою настройкою від положення дроселя: а — мінімальне відкриття дроселя (настройка 1); б — середнє відкриття дроселя (настройка 4.5); в — максимальне відкриття дроселя (настройка N);
1…5 — див. позначення до рис. 14; 6 — дросель

Криві закривання та відкривання показують зміну потоку теплоносія G при закриванні та відкриванні клапана в залежності від температури датчика при постійному перепаді тисків між входом і виходом термостатичного клапана та фіксованому положенні термостатичної головки. Гістерезис виникає внаслідок механічного тертя рухомих частин терморегулятора. Максимально домустиме значення гістерезису не повинно перевищувати 1°С. Чим менше це значення, тим менші відхилення від заданої температури повітря у приміщенні. Окрім того, на шкалі G показані точки відхилення пропорційного регулювання — 0,8 та 0,25 G_{max}, на основі яких базується поняття внутрішнього авторитету терморегулятора (див. п. 3.2.4).

На рис. 16 гістерезис побудовано для зони пропорційності X_p = 2К (°С). *Зона пропорційності клапана* — величина, розмір якої відображає надмірність над установленою на терморегуляторі температурою повітря приміщення, що приводить до його повного закриття, за умови відповідності розрахункової теплової потужності опалювального приладу розрахунковим тепловим втратам приміщення. Ця надмірність пропорційна відстані, що проходить конус клапана.

Економічно доцільний діапазон значень зони пропорційності — 1...2К. При більших значеннях — не забезпечується тепловий комфорт у приміщенні і знижується енергозаощаджуваність, при менших — зростають втрати енергії на переміщення теплоносія. Вибір терморегуляторів здійснюють за характеристикою 2К. У реальних умовах ця надмірність буде меншою, оскільки запроектовують опалювальні прилади

з підвищуючим множником на установку терморегулятора (див. роз'яснення до h_v та h_v' на рис.14).

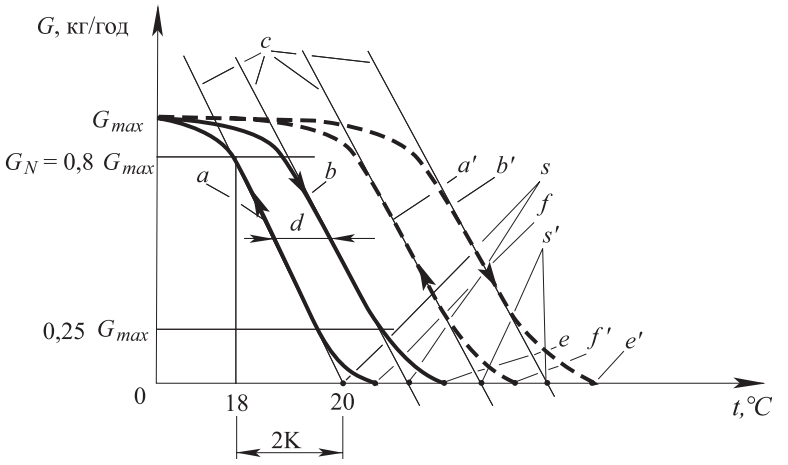


Рис.16. Характеристичні криві:
a та b — криві відповідно відкривання та закривання терморегулятора; a' та b' — криві відкривання та закривання терморегулятора під дією зміни зовнішніх факторів; c — теоретична пряма; d — гістерезис; e та e', f та f' — температури відповідно закривання та відкривання; s та s' — температурні точки

Різниця температур повітря між точками *s* і відповідними *f* та *e* не повинна перевищувати 0,8°С. Таке відхилення визване непропорційністю регулювання малих потоків теплоносія та конструктивними особливостями терморегулятора. Регульовані значення температур повітря у приміщенні повинні знаходитись у межах:

- при максимальній температурній настройці термостатичної головки — не більше 32°С;
- при мінімальній — не менше 5°С і не більше 12°С.

На гістерезис, окрім тертя, впливають зовнішні фактори (криві *a'* та *b'* на рис. 16), а саме: перепад тиску теплоносія, статичний тиск теплоносія, температура теплоносія, температура повітря. Мінімізація цих факторів у терморегуляторах приводить до збільшення енергозаощадження і зменшення коливань температури повітря у приміщенні (покращення теплового комфорту).

Вплив указаного виробником максимально допустимого перепаду тиску теплоносія між входом і виходом терморегулятора не повинен перевищувати 1 °С між температурними точками *s* та *s'* на двох теоретичних кривих закривання *b* та *b'*.

Вплив указаного виробником максимального робочого тиску не повинен перевищувати 1°С між двома кривими закривання *s* та *s'*, побудованими під дією різних статичних тисків для однієї величини потоку теплоносія. Зміна перепаду тиску на термостатичному клапані в реальних умовах виникає при центральному або місцевому якісному та кількісному регулюванні і роботі терморегуляторів. Вплив перепаду тиску в значній мірі залежить від обтічності форми конуса клапана. Терморегулятори Данфосс вироблені саме з спеціально профільованими клапанами.

Зміщення температурної настройки терморегулятора внаслідок збільшення температури теплоносія на 30°С не повинно перевищувати 1,5 °С для терморегуляторів, об'єднаних в одному корпусі з датчиком температури (сильфоном) і 0,75 °С для терморегуляторів з передаточною ланкою за рис. 10,а. Повне уникнення даного впливу технічно ускладнене, оскільки теплота від теплоносія, труб, опалювального приладу передається до датчика теплопровідністю, конвекцією та випромінюванням, внаслідок чого терморегулятор сприймає температуру приміщення, як більш високу. Тому на температурній шкалі терморегулятора указують не конкретні значення настройки температури повітря у приміщенні, а позначки. На рис. 17 показані шкали терморегуляторів Данфосс і відповідні позначкам орієнтовні значення температури повітря у приміщенні.

Вплив температури повітря приміщення на терморегулятор з передаточною ланкою не повинен перевищувати 1,5°С між кривими відкривання *a* та *a'*, отриманими за однакової витрати теплоносія, але у першому випадку при різних температурах датчика і передаточного механізму, а у другому — з однаковою температурою.

Терморегулятор як будь-який теплотехнічний елемент є інерційним. Період затрачений на зміну потоку теплоносія після зміни температури повітря у приміщенні називають *часом запізнювання (постійною часу) терморегулятора*. Його значення не повинно перевищувати 40 хв. Він являє проміжок часу між моментом зміни температури повітря у приміщенні до моменту проходження конусом клапана 63% шляху, відповідного цій зміні температури. Час запізнювання характеризує здатність терморегулятора реагувати на надлишки теплової енергії у приміщенні. Чим менший цей час, тим на більшу частку надлишкової теплової енергії від сторонніх джерел теплоти буде знижена теплова

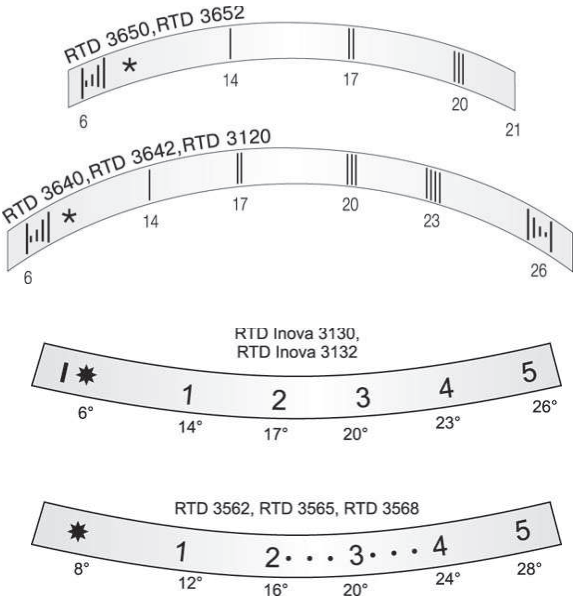


Рис. 17. Шкали настройки терморегуляторів Данфосс

потужність опалювального приладу (тим більший енергозаощаджувальний ефект).

Довговічність і температурна стійкість (стабільність) терморегулятора характеризується кількістю циклів перевірки механічної міцності, температурної довговічності, стійкості до температурних навантажень.

Механічну міцність визначають поворотом термостатичної головки в різних напрямах не менше 5000 раз. Зміщення температурної настройки термостатичної головки і зміна номінальної витрати теплоносія не повинні перевищувати після тестування відповідно 2°С і 20%.

Температурну довговічність перевіряють зміною не менше 5000 раз оточуючих термостатичну головку температур — з 15°С на 25°С. Зміщення температурної настройки термостатичної головки не повинно перевищувати після тестування 2°С, а зміна номінальної витрати — 20%.

Стійкість до температурних навантажень перевіряють в умовах швидко змінних температур з +50°С до -20°С, потім до +40°С. Зміщення температурної настройки термостатичної головки і зміна номінальної витрати теплоносія не повинні перевищувати відповідно 1,5°С та 20%.

Таблиця 3.

Техніко-економічне обгрунтування вибору терморегуляторів

Характеристика	Значення параметра за EN 215 ч. 1	Тип термо-регулятора — Данфосс RTD-N15
1	2	3
1. Опірність вигинаючому моменту, Нм (d_y=15)	≥120	500
2. Міцність обертальному моменту, Нм	≥8	15
3. Міцність на згинальний момент, Н	≥250	825
4. Кількість положень настройки	—	14
5. Підтримувана температура повітря, °С: - максимальна - мінімальна	 ≤32 ≥5; ≤12	 21;26;28 6; 8
6. Гістерезис, °С	≤1	0,3...0,4
7. Вплив збільшення перепаду тиску на 10 кПа, °С	≤0,2	≤0,1
8. Вплив статичного тиску, °С/кПа	≤1/990	0,053/990
9. Різниця між теоретичною і реальною температурами закриття і відкриття терморегулятора, °С	≤0,8	0,2
10. Вплив на терморегулятор з передавальною лапкою збільшення температури навколишнього середовища на 10 °С, °С	≤1,5	0,26
11. Вплив зміни температури теплоносія на 30 °С, °С: - для терморегуляторів із вбудованим датчиком температур; - для терморегуляторів з передавальною лапкою	 ≤1,5 ≤0,75	 0,65 0,32
12. Час запізнювання, хв	≤10	12...15
13. Механічна міцність: - кількість циклів; - зміщення настройки, °С; - зміна номінальної витрати, %	 ≥5000 ≤2 ≤20	 10^6 0,8 ≤20
14. Температурна довговічність: - кількість циклів; - зміщення настройки, °С; - зміна номінальної витрати, %	 ≥5000 ≤2 ≤20	 ≥5000 0,4 ≤20

Закінчення табл. 3

1	2	3
15. Стійкість до температурного навантаження: - температурний цикл, °С; - зміщення настройки, °С; - зміна номінальної витрати, %	 +50 → → –20 → → +40 ≤1,5 ≤20	 +50 → → –20 → → +40 ≤1,5 ≤20
16. Опірність тиску, течієстійкість змонтованого терморегулятора, МПа: - робочий тиск; - випробуваний тиск	– на один ступінь вище робочого тиску	1,0 1,6

Наявність вищенаведених тестувань підтверджує високу стабільність роботи терморегуляторів протягом тривалого часу експлуатації із заданою точністю, без самовільного зміщення температурної настройки і без погіршення робочих характеристик.

При техніко-економічному порівнянні термостатичних регуляторів для системи опалення рекомендується провести аналіз на відповідність їх характеристик рекомендованим EN 215 ч.1 значенням, наведеним у табл. 3.

За результатами таблиці оцінюють економічність вибраного терморегулятора. Орієнтовно приймають енерговитрати, що припадають на один градус перевищення установленої температури повітря приміщення, рівними 5...6% використаної теплоти за опалювальний період.

3.2.3. Технічні дані терморегуляторів

Виробник терморегуляторів за необхідності надає такі характеристики:

- мінімальне значення температурної настройки;
- найвищий допустимий статичний тиск;
- найвищий допустимий перепад тисків;
- номінальну витрату G_N (номінальну пропускну здатність k_v);

- для терморегуляторів з попередньою настройкою:
  а) значення попередньої настройки і відповідні їм характеристичні витрати (характеристичні пропускні здатності k_{v_i});
  б) допустимі значення витрат для кожної попередньої настройки;
- найвищу допустиму температуру теплоносія, якщо вона нижче 120 °С;
- діаграму втрат тиску ΔP в залежності від витрати G (рис.18)

$$\Delta P = f(G)$$

з щонайменше для двох зон пропорційності 1К та 2К при проміжному положенні температурної настройки термостатичної головки. Для терморегуляторів з попередньою настройкою ці залежності повинні бути указані для кожної настройки. Крім того, повинна бути залежність $\Delta P = f(G)$, яка характеризує втрати тиску на терморегуляторі без урахування втрати тиску в регулювальному перерізі від витрати теплоносія (при максимально піднятому положенні конуса клапана). Вона визначається за вимірюванням максимальної витрати теплоносія (для терморегуляторів без попередньої настройки — відповідно параметра k_{vs}; для терморегуляторів з попередньою настройкою — шляхом обмеження ходу штока або обмеження за допомогою дроселя — відповідно параметра k_{vs_i}, де i — значення настройки);

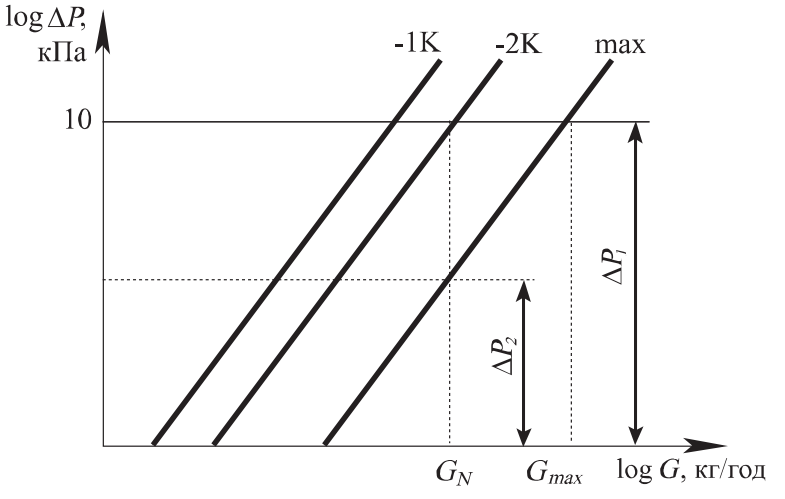


Рис. 18. Залежність втрат тиску від витрати теплоносія у терморегуляторі

- застосування захисного ковпачка;
- значення внутрішнього авторитету $a_в$ регульованого перетину при номінальній витраті або при характеристичній витраті для терморегуляторів з попередньою настройкою.

3.2.4. Авторитети терморегулятора

В стандартах та технічній літературі по радіаторним терморегуляторам використовуються три поняття авторитету:

- $a_в$ — (внутрішній) авторитет терморегулятора, що визначається відповідно до EN 215 ч.1;
- $a_з$ — зовнішній авторитет терморегулятора (рекомендований діапазон якого, відповідно до польської технічної літератури [14], — 0,3...0,7);
- a^* — загальний авторитет терморегулятора, який є результатом множення параметра $a_в$ на $a_з$.

Сьогодні все більшого поширення набуває метод гідравлічного розрахунку з урахуванням лише зовнішнього авторитету терморегулятора. Цей метод хоча і не має однозначного теоретичного підходу, однак перевірений практикою проектування у західних та східноєвропейських країнах і дає хороші показники енергозбереження. Базові рівняння даного методу в тексті окреслені рамками.

Подальші теоретичні викладки автора є дискусійними. Вони грунтуються на тих же базових рівняннях, але визначають інші діапазони авторитетів терморегуляторів і тому можуть застосовуватися після практичного підтвердження. На думку автора, вони глибше розкривають фізичний смисл гідравлічних і теплових явищ в системі опалення. Альтернативні рівняння у тексті надалі зазначені без рамок.

Жодна методика гідравлічного розрахунку з урахуванням авторитетів терморегулятора не є нормативною в Україні.

3.2.4.1. Внутрішній авторитет терморегулятора

Регулювання трубопровідних систем і керування потоками теплоносія в них здійснюють запірно-регулюючою арматурою, у тому числі терморегуляторами, що мають отвори змінного прохідного перерізу. Від їх розмірів залежить гідравлічний опір — тиск за ними.

При малих прохідних перерізах найнезначніші їх зміни приводять до значного зростання опору, і навпаки, — при більш відкритих отворах опір змінюється незначно. Звідси витікає: закривання термостатичного клапана з максимально відкритого положення спочатку має незначний вплив; закривання більше ніж на половину— стає впливовішим; нарешті, при закриванні більш ніж на 2/3 незначні зміни положення конуса клапана визивають значну зміну опору і відповідну зміну кількісного регулювання теплоносія, що надходить до опалювального приладу. Ця залежність завжди використовується проектувальниками регулюючих і керуючих гідравлічних пристроїв, а також експлуатаційниками при маніпулюванні запірно-регулюючою арматурою. Стосовно терморегуляторів вона визначається поняттям внутрішнього авторитету, яке з конструктивної точки зору характеризує ступінь (міру) відкриття прохідного отвору.

А. Визначення за EN 215 ч.1

Внутрішній авторитет терморегулятора $a_в$ — відношення втрат тиску, визваних початковим (конструктивним) перекриттям конусом клапана прохідного перетину отвору (щілини між сідлом і конусом клапана при його проміжному положенні), які характеризуються різницею ΔP_1 - ΔP_2 (див. рис. 18), до втрат тиску ΔP_1 на термостатичному клапані

$$a_в = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P_1}, \qquad (3)$$

де ΔP_1 — загальні втрати тиску на терморегуляторі, кПа; виробники приймають рівними 10 кПа у відповідності до європейської методики тестування EN 215 ч.1; ΔP_2 — втрати тиску при номінальній витраті G_N на терморегуляторі без втрат тиску в регульованому отворі (при максимально відкритому клапані).

Значення внутрішнього авторитету відповідно EN 215 ч.1 визначають за формулою (3), при цьому діапазон значень не регламентують.

Даний параметр в явному вигляді існуючих європейських методів гідравлічного розрахунку не застосовують. Тому в технічних характеристиках терморегуляторів його переважно не надають. Особливо це стосується терморегуляторів з попередньою настройкою для двотрубних систем опалення.

Б. Трактування внутрішнього авторитету, запропоноване автором

На думку автора, невикористання внутрішнього авторитету в європейських методиках суттєво спрощує розрахунок, але може мати місце лише за принципово однакових конструктивних рішень різними виробниками настройок терморегуляторів для двотрубних систем опалення, що в дійсності не так. Тому надалі до внутрішнього авторитету терморегуляторів приділяється більш прискіпливе ставлення.

Залежність (3), з урахуванням рівняння (2), приймає вигляд:

$$a_в = \frac{\frac{0{,}1G_N^2}{k_v^2} - \frac{0{,}1G_N^2}{k_{vs}^2}}{\frac{0{,}1G_N^2}{k_v^2}} = \frac{\frac{1}{k_v^2} - \frac{1}{k_{vs}^2}}{\frac{1}{k_v^2}} = 1 - \left(\frac{k_v}{k_{vs}}\right)^2 = 1 - \left(\frac{G_N}{G_{max}}\right)^2 .$$

Із наведеного рівняння випливає, що при початковому (заводському) розміщенні конуса клапана у положенні, яке розподіляє регульовані 100% (характеризовані параметром k_{vs}) потоку в пропорції — 70% (характеризовані параметром k_v) на закривання клапана і 30% (характеризовані різницею $k_{vs} - k_v$) на відкривання (див. рис.19), внутрішній авторитет становитиме $a_в$=0,5. За рівнянням (3) це означає, що із загальних втрат тиску ΔP_1 на терморегуляторі 50% втрачається за рахунок віддалення конуса клапана від максимально відкритого положення, характеризованого різницею $\Delta P_1 - \Delta P_2$, а решта 50% (ΔP_2) — на внутрішніх конструктивних особливостях проходу через термостатичний клапан. Таким чином, початково конус клапана знаходиться у певному проміжному положенні між позиціями «повністю відкрито» і «закрито».

Розподілення потоків у пропорції приблизно 50% на 50% можливе за авторитету $a_в$ = 0,7, що є рекомендованою верхньою межею. За вищих значень робота терморегулятора починає не в повній мірі відповідати його основному призначенню з гідравлічної точки зору — пропорційному перекриванню надходження теплоносія до опалювального приладу. У такому випадку терморегулятор у більшій мірі починає керувати потоком при відкриванні, ніж при закриванні. Наближення значень авторитету до одиниці веде до зростання втрат тиску на терморегуляторі; виникнення ймовірності шумоутворення, оскільки конус клапана знаходиться ближче до сідла і регулювання відбувається на більших швидкостях теплоносія в регульованому перетині; зростання ймовірності кавітації та гідравлічних ударів і, як наслідок, — руйнування клапана;

виходу із зони пропорційного регулювання і зведенню його роботи до регулювання пропусками — положення «відкрито» або «закрито»; збільшення похибки регулювання; збільшення швидкості у трубопроводах вище межі шумоутворення при відкриванні терморегулятора. Таким чином, при виборі терморегулятора необхідно, щоб виконувалася залежність $k_{vs} \le 2k_v$.

Розподілення потоків у пропорції приблизно 80% на закривання і 20% на відкривання можливе за авторитету $a_в$= 0,3. При нижчих значеннях робота терморегулятора зводиться тільки до закривання, причому не зовсім ефективному. Конус клапана знаходиться ближче до позиції «повністю відкрито», тобто починається регулювання отвору з неефективної зони і порушується пропорційність регулювання.

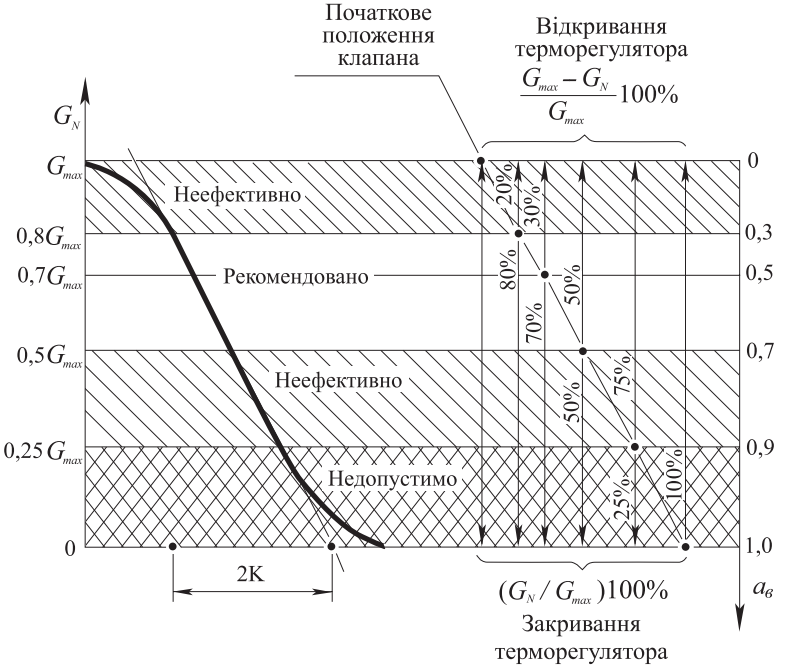


Рис. 19. Вплив внутрішнього авторитету терморегулятора для двотрубних систем на потокорозподілення

Терморегулятор повинен в рівній мірі працювати на закривання і на відкривання. У першому випадку відбувається недопущення перегрівання приміщення, у другому — переохолодження. Аналіз впливу

внутрішнього авторитету на ефективність підтримання заданої температури у приміщенні здійснюють за пропорційністю між гідравлічною характеристикою терморегулятора і теплотехнічною характеристикою опалювального приладу. Відчутне порушення пропорційності (відхилення від теоретичних прямих) починається приблизно при витратах менших за 20% і більших за 80% від максимальної, відповідної k_{vs}. Перевищення зазначеного діапазону призводить до зростання невідповідності регулювання температури приміщення, а отже, — зниження енергоефективних і санітарно-гігієнічних показників.

Результуючий вплив потокорозподілення терморегулятором на ефективність роботи системи опалення в залежності від його внутрішнього авторитету (визначального положення конуса клапана) показано на рис. 19. Основою визначення ефективного діапазону значень внутрішнього авторитету є характерні значення витрати теплоносія на кривій регулювання терморегулятора відповідно до EN 215 ч. 1 (див. рис. 16).

При виборі терморегулятора діапазон внутрішнього авторитету повинен укладатись у рекомендований діапазон зони пропорційності Xp =1...2К, що визначає початкову придатність терморегулятора до ефективної роботи. Але вибір такого регулятора не означає його ефективну роботу в реальних умовах. Для цього треба забезпечити збереження конструктивно закладених функціональних якостей, створивши сприятливі умови для його роботи, які визначаються зовнішнім $a_з$ і перевіряються загальним a^* авторитетами терморегулятора.

Слід звернути увагу на те, що для конструкцій терморегуляторів з попередньою настройкою шляхом зміщення положення штока для кожної позиції настройки буде відповідне значення внутрішнього авторитету. Це накладає певні гідравлічні обмеження на можливість ув'язування циркуляційних кілець та ускладнює проектування із забезпечення умов ефективної роботи терморегуляторів.

Для терморегуляторів Данфосс з попередньою настройкою дроселем внутрішній авторитет залишається практично незмінним, що утворює взаємозв'язок між гідравлічними характеристиками настройок

$$1-\left(\frac{k_{v_N}}{k_{vs_N}}\right)^2 = 1-\left(\frac{k_{v_i}}{k_{vs_i}}\right)^2 = a_в = const,$$

де k_{v_N}та k_{vs_N}- номінальна і максимальна пропускні здатності при настройці терморегулятора, відповідній максимально відкритому положен-

ню дроселя (N); k_{vs_i} та k_{vs_i} — те саме, відповідній *i*-тому положенню дроселя (від 1 до 7 з кроком 0,5).

Внутрішній авторитет терморегулятора характеризує частки максимально можливої витрати теплоносія, які припадають на процеси закривання та відкривання клапана від номінального положення при забезпеченні постійної втрати тиску, що дорівнює 10 кПа.

3.2.4.2. Зовнішній авторитет терморегулятора

Ефективна робота терморегулятора пов'язана як із задекларованими виробниками його характеристиками, так і з умовами, в яких він працює. Дані умови створюють не тільки при експлуатації, а й при проектуванні. Головна мета останнього — досягнення пропорційності регулювання тепловіддачею опалювального приладу, тобто відповідної реакції терморегулятора на зміну температури повітря у приміщенні. Пропорційність, насамперед, характеризують певними гідравлічними співвідношеннями. Початково вони задаються виробником. Задача проектанта — забезпечити їх досягнення в реальній системі опалення.

Потокорозподілення терморегулятора в системі опалення залежить від втрат тиску в циркуляційному кільці [15, 16]. Підтвердженням зміни потокорозподілення за різних значень зовнішніх авторитетів може бути також рис. 20. На ньому зображено діаграми втрат тиску від витрати теплоносія, аналогічно рис. 18, для однакових терморегуляторів (у всіх внутрішній авторитет $a_в = 0{,}5$ і рівні номінальні витрати G_N та втрати тиску ΔP_1), але розміщених у трьох циркуляційних кільцях системи опалення з різними втратами тиску, позначеними $\Delta P'$, $\Delta P''$ та $\Delta P'''$, і відповідно з різними зовнішніми авторитетами $a_з'$, $a_з''$ та $a_з'''$. Активна складова втрати тиску від розташування штока в номінальному (проміжному) положенні, охарактеризована різницею $\Delta P_1 — \Delta P_2$, а пасивна — втратою тиску в решті елементах кільця, в тому числі ΔP_2.

Логарифмічна система координат дає наочність зміщення гідравлічних характеристик, позначених G'_{max}, G''_{max} та G'''_{max}, максимально відкритих конструктивно однакових терморегуляторів відносно характеристик — 2К, розташованих у різних зонах порядкових значень $\Delta P'$, $\Delta P''$ та $\Delta P'''$, і наочність зміни співвідношення потокорозподілення. Характеристика *max* даного рисунку, на відміну від рис. 18, визначає всі пасивні втрати тиску в циркуляційному кільці, у тому числі і пасивну складову терморегулятора.

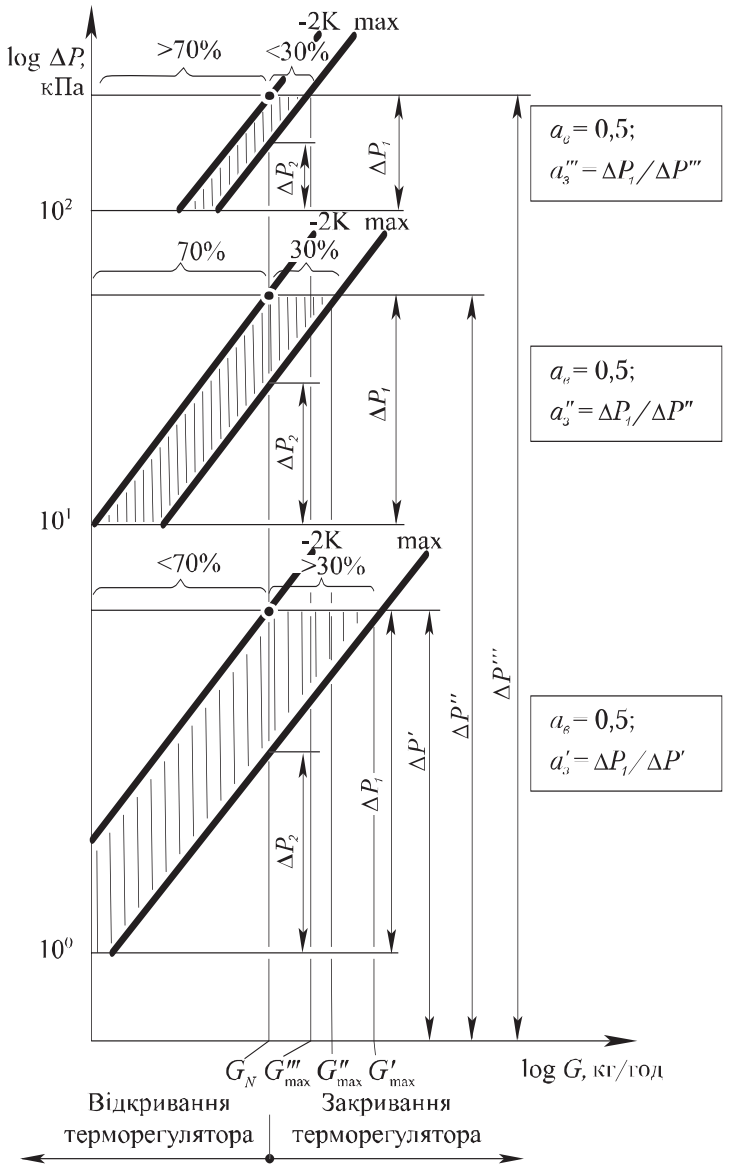


Рис. 20. Вплив зовнішнього авторитету терморегулятора на потокорозділення

Продуктивна керованість потоками теплоносія відбувається при оперуванні 50±20% наявного тиску. Такий діапазон повинен бути забезпеченим у відношенні до втрат тиску в циркуляційному кільці ΔP, в якому і встановлений терморегулятор (див. рис. 21), тобто $a_з$ = 0,3...0,7.

Для наочності розрахунків та оперативності маніпулювання при ув'язуванні циркуляційних кілець, збереження визначальних регулювальних характеристик терморегулятора в системі опалення, в пропонованих комп'ютерних програмах використовують лише поняття зовнішнього авторитету $a_з$ терморегулятора

$$a_з = \frac{\Delta P_1}{\Delta P}. \qquad (4)$$

Він характеризує відношення втрат тиску на терморегуляторі при номінальній витраті до гідравлічного опору кільця — опору системи в цілому, або підсистеми (стояка або приладової вітки із стабілізованим перепадом тиску). Схеми до визначення зовнішнього авторитету терморегулятора при використанні запірно-регулюючої арматури Данфосс показані на рис. 21.

У двотрубних системах опалення за європейськими методиками рекомендовані втрати тиску на терморегуляторах повинні становити 30...70% наявного циркуляційного тиску системи або підсистеми, що відповідає діапазону значень зовнішнього авторитету 0,3...0,7.

На думку автора, сталий діапазон значень зовнішнього авторитету не враховує конструктивних особливостей терморегуляторів різних виробників і не дає можливості максимально реалізувати їх позитивні якості.

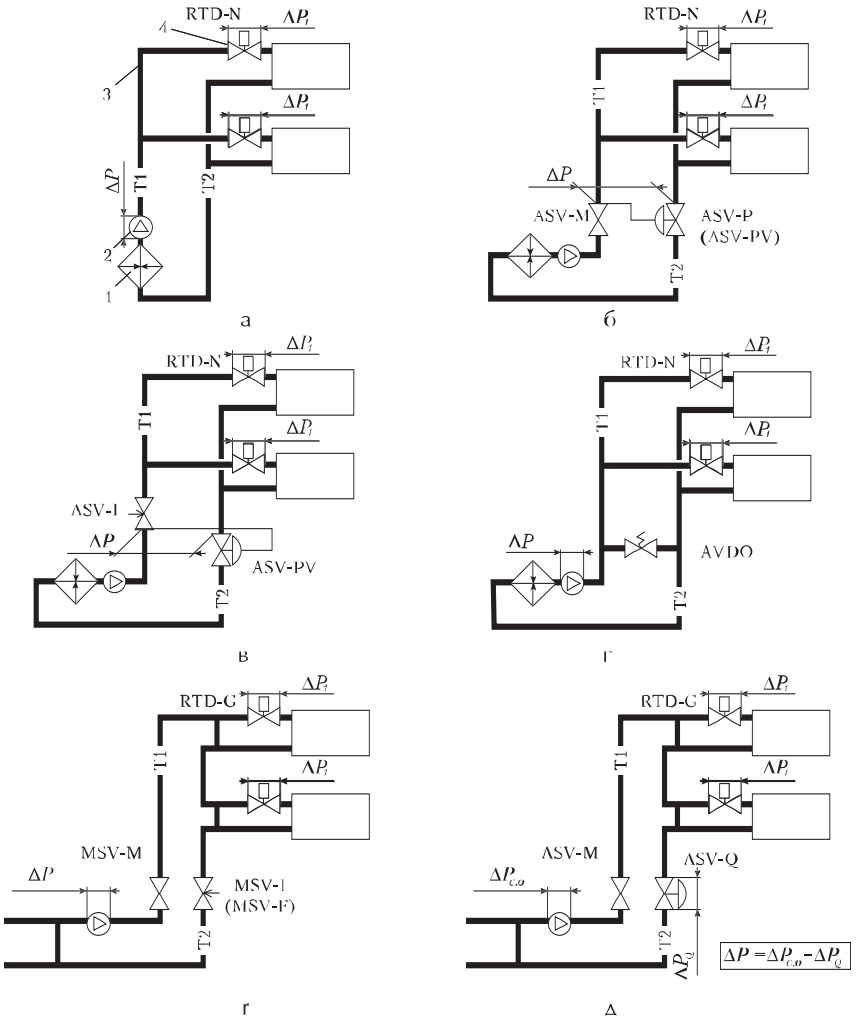


Рис. 21. Схеми до визначення зовнішнього авторитету терморегуляторів:

а — насосна незалежна; б та в — насосні незалежні з автоматичним регулятором перепаду тиску; г — насосна незалежна з перепускним клапаном; ґ — насосна залежна; д — те саме, з автоматичним регулятором витрати теплоносія; 1 — теплообмінник (котел); 2 — насос; 3 — трубопроводи; 4 — терморегулятор

3.2.4.3. Загальний авторитет терморегулятора

Загальний авторитет терморегулятора a^*, за визначенням західноєвропейської літератури, — це добуток його внутрішнього та зовнішнього авторитетів

$$a^* = a_в a_з, \qquad (5)$$

при цьому відсутні фізичне тлумачення даного параметра та діапазон зміни його значень. Він також, як і внутрішній авторитет, не використовується у пропонованих комп'ютерних програмах.

Значення зовнішнього авторитету неявно пов'язує розподіл втрат тиску в циркуляційному кільці з втратами тиску ΔP_1 - ΔP_2 у рівнянні (3). Для їх явного визначення необхідно знайти добуток внутрішнього та зовнішнього авторитетів

$$a_в a_з = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P_1} \times \frac{\Delta P_1}{\Delta P} = a^*,$$

який є загальним авторитетом терморегулятора за рівнянням (5). Отже, загальний авторитет — частка розподілу втрат тиску на регульованому перерізі терморегулятора, визваного положенням штока і означеним як ΔP_1 - ΔP_2, від наявного тиску в системі або підсистемі опалення. Порівнюючи рівняння внутрішнього та загального авторитетів, приходимо до висновку про ідентичність: різниця полягає лише у відношенні їх до різних перепадів тисків. Причому рівняння загального авторитету набуває вигляду рівняння внутрішнього авторитету за умови забезпечення в системі або підсистемі опалення перепаду тиску, що дорівнює 10 кПа, тобто такому ж, як і при визначенні внутрішнього авторитету виробниками, що є неузгодженістю західноєвропейських підходів. Пропонований автором підхід дає змогу стверджувати, що загальний авторитет визначає розрахункове потокорозподілення терморегулятора при його інсталяції в систему опалення. Тому всі тлумачення стосовно потокорозподілення терморегулятора, які характерні для його внутрішнього авторитету, в повній мірі відносяться до потокорозподілення в системі опалення, визваного вже загальним авторитетом. Саме тому автор стверджує, що діапазон загального авторитету становить 0,3...0,7. Таким чином

$$a^* = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P} = 0{,}5 \pm 0{,}2\ . \qquad (6)$$

Дане співвідношення можна охарактеризувати як коефіцієнт керованості потоками, що визначає частку від наявного тиску системи або

підсистеми опалення, котра припадає на конус клапана при його русі з номінального до повністю відкритого положення. Для проектувальника це співвідношення є перевіркою вірності гідравлічного розрахунку при визначенні наявного тиску в циркуляційному кільці, половину якого необхідно втратити на терморегуляторі при номінальному потоці без втрат тиску в регульованому перетині отвору. Діапазон значень зовнішнього авторитету при цьому залежить від конструктивних особливостей терморегулятора, характеризованих його внутрішнім авторитетом. За допомогою варіювання зовнішнього авторитету є можливість досягти оптимального загального авторитету.

З даних рівнянь випливає, що у кінцевому результаті немає значення, які складові початково входять до втрат тиску ΔP_1 . Ними можуть бути втрати, утворювані або лише внутрішніми конструктивними особливостями термостатичного клапана, як у RTD-G, або разом узятого з дроселем, як у RTD-N, або разом узятого з комплектом приєднання, як у RTD-K. Головне, щоб при розрахунках і перевірках розглядався даний елемент в цілому.

Пропонований підхід нарешті дає змогу обгрунтувати рекомендовані перепади тиску на терморегуляторі, що для проектувальника є найголовнішим із усього вищесказаного.

Виходячи із значення внутрішнього та пропонованих значень загального авторитету, знаходять допустимий діапазон проектного вибору втрат тиску на терморегуляторі. Для цього необхідно визначити втрати тиску в системі або автоматично підтримуваний перепад тиску в її частинах (див. п. 11.6.1 та 11.6.2), а також верхню межу робочого діапазону терморегулятора з умови шумонеутворення (див. п.р. 11.1).

Приклад. *Вихідні дані: двотрубна система опалення житлового будинку з терморегуляторами; номінальна пропускна здатність терморегулятора при максимальній настройці* $k_v = 0{,}6 (м^3/год)/бар^{0{,}5}$ *; максимальна характеристична пропускна здатність при даній настройці* $k_{vs} = 0{,}9 (м^3/год)/бар^{0{,}5}$ *; перепад тиску на терморегуляторі, при якому досягається еквівалентний рівень звуку по шуму 30 дБА (див. п.р. 11.1)* $\Delta P_{T_{ш}} = 27$ *кПа; максимальний розвиваємий тиск нерегульованого насоса* $\Delta P_{н_{max}} = 25$ *кПа; наявний тиск системи опалення* $\Delta P = 20$ *кПа (прийнято орієнтовно для заданого насоса за максимальним коефіцієнтом корисної дії (ккд)).*

Необхідно визначити діапазон втрат тиску на терморегуляторі для проектного підбору.

Рішення. Розрахункова схема системи опалення за рис. 21,а — оскільки $\Delta P_{н_{max}} < \Delta P_{Тш}$ (детальніше див. р. 11).

1. Внутрішній авторитет терморегулятора

$$a_в = 1 - \frac{k_v^2}{k_{vs}^2} = 1 - \frac{0{,}6^2}{0{,}9^2} = 0{,}56 .$$

2. Зовнішній авторитет терморегулятора

$$a_з = \frac{a^*}{a_в} = \frac{0{,}3...0{,}7}{0{,}56} = 0{,}54...1 .$$

Виходячи з області допустимих значень зовнішнього авторитету $0 < a_з \le 1$, визначаємо для даного терморегулятора верхню межу загального авторитету $a^* = a_в = 0{,}56$. Отримане при цьому $a_з = 1$ означає, що весь наявний тиск в системі опалення може бути втраченим на терморегуляторі даної конструкції без порушення його ефективної роботи. Таке можливе при близькому розташуванні терморегулятора до насоса (у других схемах — до регулятора перепаду тиску).

Діапазон значень зовнішнього авторитету визначає частку наявного тиску, яка повинна бути втрачена на терморегуляторі, або у відсотках — 54...100%. Залишок втрат, а саме: 0...46%, повинен бути розподіленим між рештою елементів системи опалення циркуляційного кільця.

3. Проектний діапазон втрат тиску на терморегуляторі

$$\Delta P_1 = a_з \times \Delta P = (0{,}54...1) \times 20 = 10{,}8...20 \text{ кПа} .$$

Верхня межа робочого діапазону відповідає максимально розвиваємому тиску насоса $\Delta P_{н_{max}} = 25$ кПа, нижня — робочій точці на характеристиці насоса при характеристиці системи опалення, визначеній за k_{vs} терморегулятора (див. рис. 34).

При використанні найменших насосів або найменших настройок регуляторів перепаду тиску ASV-PV ($\Delta P = 5$ кПа) діапазон проектного вибору розглянутого терморегулятора становитиме 2,7...5 кПа. За таким підходом визначають мінімальне значення проектного вибору перепаду тиску на терморегуляторі в насосній системі. При виборі насоса з максимально розвиваємим тиском або автоматично підтримуваним у вузлі його обв'язки, вищим за верхню межу шумоутворення терморегулятора, необхідно обов'язково застосовувати автоматичні засоби стабілізації перепаду тиску стояків або приладових віток на рівні, що не перевищують цієї межі. Її не слід збільшувати за рахунок невикористання терморегуляторів з максимальними настройками, оскільки із зменшенням настройки зростають відносна похибка регулювання і вірогідність

засмічення. Отже, діапазон проектних (розрахункових) втрат тиску для забезпечення шумонеутворювання та ефективної роботи терморегуляторів у процесі їх експлуатації є змінним і залежить від конкретного типу терморегулятора, призначення приміщення та системи опалення.

Розглянутий вище приклад є ідеалізованим, так як не враховує досконалості технології виготовлення терморегуляторів і, відповідно, похибку регулювання. У практичному використанні отримані виробниками значення можуть бути дещо підкоригованими з урахуванням ймовірності збігу негативних факторів.

Розміщення терморегулятора в системі опалення приводить до зміни конструктивно закладеної в ньому пропорції розподілу теплоносія на процеси закривання і відкривання клапана, визначеної внутрішнім авторитетом. Коригування остаточного потокорозподілення в терморегуляторі, характеризованого загальним авторитетом, здійснюють шляхом варіювання втратами тиску в циркуляційному кільці — зовнішнім авторитетом.
Робочий діапазон втрат тиску на терморегуляторі відрізняється від діапазону його проектного вибору.

3.2.5. Вибір терморегуляторів

1. *Вибір терморегуляторів здійснюють за характеристиками, відповідними значенням, наведеним у табл. 3. Для двотрубних систем опалення вибирають терморегулятори Данфосс типів RTD-N, RTD-K та вмонотований; для однотрубних — RTD-G, RTD-KE та вмонтований.*
2. *Визначення гідравлічних характеристик терморегулятора належить здійснювати згідно з діаграмами виробника.*
3. *Зона пропорційності не повинна перевищувати 2К і бути нижчою за 1К. Вибір здійснюють при 2К.*
4. *Діапазон втрат тиску на терморегуляторах визначають за рекомендованим діапазоном зовнішнього авторитету — $a_з$ = 0,3...0,7.*
5. *Використання настройок терморегуляторів від 1 до 2 в гідравлічно залежних від теплової мережі системах опалення і невідповідній якості теплоносія є небажаним.*

Зазначені параметри вибору терморегуляторів за п.п. 4 є відображенням західноєвропейських методик і не в повній мірі відповідають пропонованим автором підходам, згідно до яких діапазон втрат тиску на терморегуляторах визначають за рекомендованим діапазоном загального авторитету, котрий для двотрубних систем опалення — a^* = 0,3...0,7.

4. ОПАЛЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

4.1. Класифікація

Опалювальні прилади призначені для передачі теплоти від теплоносія до повітря та огороджуючих конструкцій приміщення, в якому вони встановлені.

До опалювальних приладів висувають ряд вимог, за якими їх класифікують, аналізують ступінь досконалості та проводять порівняння.

Санітарно-гігієнічні вимоги. Опалювальні прилади повинні мати за можливістю більш низьку температуру корпуса для забезпечення непригорання пилу, зменшення нейтралізації нестійких іонів з негативним зарядом, безпеки користування (запобігання опіків), зниження швидкості руху повітря і відповідно швидкості руху пиловидних частинок; мати найменшу площу для зменшення відкладання пилу; мати вільний доступ для видалення пилу з корпуса та з огороджуючих конструкцій за ним.

Економічні. Опалювальні прилади повинні мати найменші приведені витрати на виготовлення, монтаж, експлуатацію, найменшу витрату металу, найменшу питому вартість, віднесену до 1 м^2 площі поверхні або до 1 кВт теплового потоку.

Архітектурно-будівельні. Зовнішній вигляд (форма, розміри, фарбування...) опалювальних приладів повинен відповідати інтер'єру приміщення, а їх об'єм, віднесений до одиниці теплового потоку, бути якнайменшим.

Виробничо-монтажні. Повинна забезпечуватись максимальна механізація робіт при виробництві та монтажу опалювальних приладів. Опалювальні прилади повинні мати достатню механічну міцність.

Експлуатаційні. Опалювальні прилади повинні пропорційно реагувати на автоматичну керованість їх тепловіддачею; забезпечувати авторитет теплоти у приміщенні (див. п.р.10.2); бути довговічними, температуростійкими.

Теплотехнічні. Опалювальні прилади повинні забезпечити найбільшу щільність питомого теплового потоку, віднесену на одиницю площі.

Побутові. Опалювальні прилади можуть мати додаткове обладнання для задоволення потреб споживача — дзеркала, вішалки, зволожувачі повітря тощо.

За переважним видом тепловіддачі всі опалювальні прилади розділяють на три групи, а саме:

1. *Радіаційні*, що передають випромінюванням не менше 50% сумарного теплового потоку. До них відносять стелеві бетонні опалювальні панелі та випромінювачі;
2. *Конвентивно-радіаційні*, що передають конвекцією від 50% до 75% сумарного теплового потоку. В цю групу включають секційні та панельні радіатори, підлогові та стінові опалювальні панелі, гладкотрубні опалювальні прилади;
3. *Конвективні* передають конвекцією понад 75% загального теплового потоку. До них включають конвектори та ребристі труби.

За матеріалом опалювальні прилади розділяють на металеві (чавунні, сталеві, алюмінієві, мідні тощо), біметалеві (оміднені, сталево-алюмінієві, мідно-алюмінієві тощо, причому першим словом позначають метал, що контактує з водою), неметалеві (керамічні, пластмасово-бетонні) та комбіновані (металево-керамічні, металево-бетонні тощо).

За висотою вертикальні опалювальні прилади розрізняють на високі (висотою понад 650 мм), середні (від 400 до 650 мм), низькі (від 200 до 400 мм) та плінтусні (до 200 мм).

За будівельною глибиною — малої (до 120 мм), середньої (від 120 до 200 мм) та великої глибини (понад 200 мм).

За величиною теплової інерції виділяють опалювальні прилади малої теплової інерції, які мають малу масу металу, малу водомісткість, високий коефіцієнт теплопровідності (конвектори, листові штамповані радіатори) і великої теплової інерції, відповідно з великою масою металу або бетону, великою водомісткістю, низьким коефіцієнтом теплопровідності (чавунні радіатори, підлогові і т. п. опалювальні панелі).

При техніко-економічному обгрунтуванні вибору опалювальних приладів особливу увагу слід приділяти їх інерційності. Від неї в сучасних системах опалення з терморегуляторами залежать показники економічної ефективності та санітарної гігієнічності. Якщо терморегулятор перекриє подачу теплоносія (нічний режим, черговий режим, вплив інсоляції...), — опалювальний прилад деякий час буде віддавати теплоту в приміщення, оскільки не має можливості моментальної зупинки (охолодження) або виведення на менший рівень теплової потужності. Чим більша маса опалювального приладу і маса води в ньому, а також чим менший коефіцієнт теплопровідності матеріалу, з якого він виготовлений, тим більша кількість непродуктивної (зайвої) теплоти буде передана приміщенню. При зворотному процесі — для прогрівання значної маси опалювального приладу і води в ньому необхідний значний термін часу τ до забезпечення теплового комфорту. Порівняння інерційності опалювальних приладів показано на рис. 22.

Орієнтовні порівняння при виборі опалювальних приладів за теплопровідністю матеріалу λ, питомою водомісткістю *W* та питомою тепловою напругою *q* приведено на рис. 23, рис. 24 та рис. 25 відповідно. За першими двома графіками оцінюють інерційність приладу. Малій інерційності відповідають прилади з високими значеннями λ та низькими *W*. За останнім графіком оцінюють матеріалоємність приладу — високій матеріалоємності відповідають низькі *q*.

Теплова інерційність опалювального приладу є одним з основних параметрів енергозаощадження та забезпечення санітарно-гігієнічних вимог.



Рис.22. Теплова інерційність опалювальних приладів:
1 — мідних; 2 — сталевих; 3 — чавунних

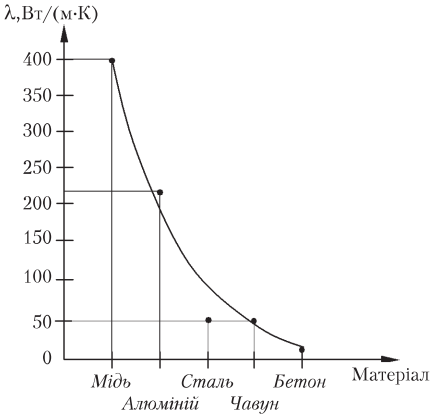


Рис. 23. Теплопровідність матеріалів

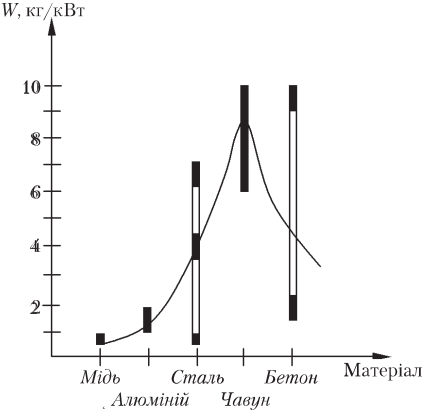


Рис. 24. Порівняння опалювальних приладів за питомою водомісткістю

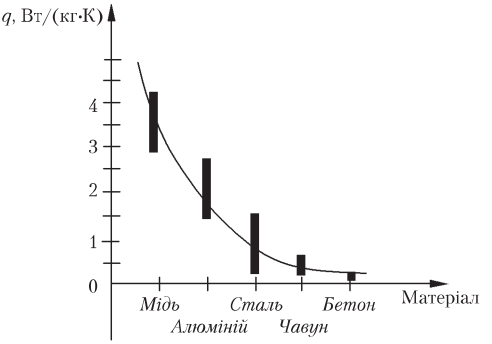


Рис. 25. Порівняння опалювальних приладів за питомою тепловою напругою

4.2. Вибір опалювальних приладів

Чавунні секційні радіатори найбільш підходять для високих приміщень. Радіаційна складова теплового потоку в них становить приблизно 30%, а конвективного — 70%. За рахунок конвективної складової забезпечується швидке прогрівання верхньої, а радіаційної — добре прогрівання нижньої частин приміщення. Дані прилади надійні в експлуатації, мають значну товщину стінок, що робить їх стійкими проти корозії та заростання накипом, особливо при низьких якостях теплоносія та обслуговування. Мають великий переріз каналів, зменшуючи, таким чином, втрати енергії на переміщення теплоносія. Набирають такі прилади з окремих секцій, підбираючи достатньо точно площу поверхні нагрівання. Крім оребрених моделей, — досить гігієнічні. Однак, мають велику водомісткість, металоємність, неестетичний зовнішній вигляд, трудомісткість виробництва і монтажу, відносно велику будівельну глибину. Головний недолік — велика теплова інерційність, що знижує ефект енергозаощадження, особливо при використанні терморегуляторів.

Сталеві штамповані радіатори мають загальні для радіаторів переваги. Відрізняються від чавунних меншою металоємністю (0,55...0,6 Вт/(кг×К)), вдвічі меншою водомісткістю (середня затемнена зона на рис. 24), більш відповідають інтер'єру приміщення. Однопанельні конструкції легше очищаються від пилу, більш технологічні у виробництві і при монтажу, малоінерційні, а отже, легше піддаються автоматичному керуванню теплової потужності. Мають невелику будівельну глибину. Основним недоліком є зазнавання внутрішньої корозії, оскільки товщина

стінки становить приблизно 1,2...1,5 мм. Застосування таких приладів обмежується замкненими системами опалення, системами із спеціально підготовленою (деаерованою) водою, котеджними системами, де легко забезпечити високу якість теплоносія. Недоліком також є те, що вони мають відносно невелику площу нагрівальної поверхні. Тому часто застосовують в дво- та трирядному виконанні з додатковим оребренням, що знижує санітарно-гігієнічні показники (для видалення пилу необхідно застосовувати спеціальні хутряні йоржики) і погіршує процес теплообміну приблизно на 15%.

Гладкотрубні радіатори відрізняються від інших типів радіаторів і конвекторів найкращими санітарно-гігієнічними показниками. Сучасні прилади — сталеві круглотрубні регістри (рушникосушильники) застосовують у допоміжних приміщеннях квартир, готелів тощо. Плоскотрубні радіатори — у будь-яких приміщеннях. Теплова напруга має діапазон 0,7...1,5 Вт/кг×К, водомісткість знаходиться у верхній затемненій зоні (рис. 24); товщина труб радіатора становить приблизно 1,5 мм, тому їх застосовують з такими ж обмеженнями, як у сталевих штампованих радіаторів.

Алюмінієві радіатори мають порівняно з чавунними більш привабливий дизайн та вищі теплотехнічні показники. Затруднене видалення пилу з внутрішньої поверхні знижує санітарно-гігієнічні характеристики. Окрім того, такі радіатори можуть зазнавати кислотної корозії, визваної домішками до теплоносія проти солей жорсткості. Корозія підсилюється утворенням в системах опалення гальванічних пар алюмінію з іншими металами, наприклад, латунню. При застосуванні таких радіаторів необхідно ще на стадії проектування провести протикорозійні заходи у відповідності до вимог виробників. Ці радіатори мають питому теплову напругу 1,3...2,5 Вт/(кг×К), завищену будівельну глибину. Деякі конструкції виготовлені з викривленим виходом для конвективної струмини, що позитивно відображається на збереженні геометрії підвіконників з натуральної деревини.

Сталеві конвектори — опалювальні прилади, які передають приміщенню більшу частину теплоти за рахунок конвекції (90...95%). Внаслідок цього характеризуються зниженим комфортом і низькими теплотехнічними показниками, особливо при використанні у двотрубних системах опалення. Конвектори погано підходять для обігрівання високих приміщень, так як перегрівають верхню зону, а біля підлоги відчутне недогрівання. У більшій мірі, порівняно з радіаторами, сприяють перенесенню пиловидних частинок. Їх основними перевагами є простота виготовлення, малі металоємність (0,8...0,13 Вт/(кг×К)) та водомісткість (нижня затемнена зона на рис. 24), а отже, — мала

інерційність. Прості та надійні в експлуатації. Сучасні конвектори з кожухом мають привабливий дизайн, зіставлюваний з радіаторами євростандарту. Конвектори без кожуха мають невеликі габарити за висотою та глибиною. Їх розміщення біля підлоги уздовж стрічкового заскління, або уздовж усієї довжини вікон і зовнішніх стін запобігає розповсюдженню по підлозі приміщення ниспадаючих холодних потоків повітря, але при цьому погіршується дизайн приміщення.

Конвектори-радіатори поєднують форму конвекторів і складову теплового потоку, що передається приміщенню, радіаторів. До них відносять мідні опалювальні прилади з алюмінієвим оребренням, які за питомою тепловою напругою (2,5...4,2 Вт/(кг×К)), інерційністю, експлуатаційними та іншими характеристиками перевищують будь-які опалювальні прилади. Ними досягають найбільшого теплозберігаючого ефекту при використанні терморегуляторів. Головний недолік — вартість, а також, — необхідність на стадії проектування піклуватись про антикорозійні заходи згідно вимог виробника.

Підлогові опалювальні панелі та *опалювальні панелі в зовнішніх стінах* — найбільш комфортні, але найбільш дорогі елементи системи опалення. Розподілення температури повітря за висотою приміщення при використанні підлогових опалювальних панелей близьке до ідеального — на рівні ніг тепло, а на рівні голови — комфортно. При цьому майже відсутнє конвективне перенесення пилу у приміщенні, оскільки середня температура підлоги за час використання приміщення підтримується на рівні 26°С; підвищується естетичний вигляд приміщення. Довговічність сучасних панелей сумірна з довговічністю експлуатації будівлі. Однак із-за необхідності використання теплоносія з низькою температурою такі панелі економічно доцільно використовувати у будинках з добрим теплозахистом. Дані панелі мають велику теплову інерційність, що не дає змоги повною мірою використати додаткові теплонадходження — побутове та сонячне. Тому використовують теплі підлоги, призначені лише для забезпечення теплового комфорту на рівні ніг, а решту тепловтрат приміщення компенсують радіаторами або конвекторами. Вибір варіантів проектування теплої підлоги або підлогового опалення здійснюють за техніко-економічним порівнянням проектних рішень.

Крім перерахованих переваг і недоліків різних типів опалювальних приладів при обгрунтуванні їх вибору необхідно ураховувати якість теплоносія і схему теплопостачання; робочі параметри теплоносія (температуру, тиск) у системі опалення; категорію виробництва у приміщенні за пожежо-вибухонебезпечністю.

При підвищених санітарно-гігієнічних, протипожежних і противибухових вимогах вибирають прилади з гладкою поверхнею — радіатори

панельні або гладкотрубні (при обгрунтуванні), а також бетонні опалювальні панелі. Для промислових будівель застосовують прилади з підвищеною тепловою щільністю по довжині. У адміністративно-побутових — конвектори без кожухів, у громадських — радіатори та конвектори з кожухами. У приміщеннях з довготерміновим перебуванням людей — радіатори або конвектори з кожухами. Для зменшення вартості заготівельних та монтажних робіт рекомендується підбирати радіатори з однаковою монтажною висотою.

Різні типи опалювальних приладів мають властиві їм переваги і недоліки, оцінку впливу яких здійснюють техніко-економічним порівнянням. В усіх випадках при використанні терморегуляторів перевагу надають малоінерційним опалювальним приладам.

4.3. Теплотехнічні та гідравлічні характеристики опалювальних приладів

Тепловий розрахунок опалювальних приладів здійснюють за існуючими методиками із застосуванням основних розрахункових залежностей, які викладені у спеціальній довідковій літературі з урахуванням приведених нижче рекомендацій.

Надані у проспектах і довідниках теплотехнічні характеристики опалювальних приладів не завжди адаптовані до вітчизняної практики проектування. Різниця, насамперед, полягає у розбіжності методик дослідження EN 442, DIN 4704 з вітчизняною [17], що приводить до невідповідності значень номінального теплового потоку. Слід звертатись до виробників опалювальних приладів за наданням адаптованих теплотехнічних характеристик або поправочних коефіцієнтів до них. Вітчизняна методика більш відповідає реальним умовам експлуатації опалювальних приладів. Розбіжність теплотехнічних характеристик, визначених за різними методиками, становить приблизно до 10%.

Для забезпечення авторитету теплоти у приміщенні необхідно при використанні терморегулятора збільшити розрахунковий тепловий потік опалювального приладу на 10% (див. п.р. 10.2.).

При використанні незамерзаючих рідин необхідно враховувати їх вплив на тепловий потік опалювального приладу за рекомендаціями виробників або за п. р. 1.2.

Необхідний тепловий потік опалювального приладу повинен бути зменшеним на кількість теплоти $Q_{тр}$, Вт, від трубопроводів у приміщенні, що розглядається, яку визначають за формулою [18]:

$$Q_{тр} = ql(1 - n),$$

де q — тепловий потік відкрито прокладених вертикальних або горизонтальних труб, Вт/м; l — довжина вертикальних та горизонтальних труб у межах приміщення, м; n — доля неурахованого теплового потоку, яка орієнтовно становить:

- для відкрито прокладених вертикальних та горизонтальних труб 0,10;
- для труб, прокладених під плінтусом 0,50;
- для теплоізольованих стояків 0,90;
- для труб, прокладених у товщі підлоги та ізольованих поліуретановою піною або спіненим поліетиленом товщиною більше 13 мм 0,95;
- для труб, прокладених і забетонованих товщею підлоги у захисній трубі «пешель» .....0,60.

Уточнення параметра n здійснюють для конкретної технології укладання труб, яку пропонують виробники та монтажники.

Гідравлічні характеристики опалювальних приладів визначають існуючими методиками при відомому коефіцієнті місцевого опору, або відомій пропускній здатності, або відомій характеристиці опору

$$\Delta P = S^* \times G^m,$$

де ΔP — втрати тиску води, Па; S^* — характеристика опору, Па/(кг/год)^m; m — показник степеня.

Значення S^* та m надаються виробниками для різних типів опалювальних приладів. Зазвичай m=2, але в залежності від довжини опалювального приладу, яка впливає на режим руху теплоносія, цей показник може змінюватись. Параметр S^* іноді представляють у вигляді:

$$S^* = S_0 + nS,$$

де S_0 та S — характеристики опору опалювального приладу, які зазначені у каталогах для більш точного визначення втрат тиску при кількості n секцій (модулей) опалювального приладу.

Найбільш зручне визначення втрат тиску — за графіками залежності $\Delta P = f(G)$.

Теплотехнічні характеристики закордонних опалювальних приладів слід адаптувати до вітчизняних умов експлуатації.

5. НАСОСИ

5.1. Загальні відомості

Насоси призначені для забезпечення подачі необхідної кількості теплоносія до опалювальних приладів. В системах опалення житлових і громадських будівель рекомендується, щоб вони були безшумними безфундаментними відцентровими.

Сьогодні змінилися деякі аспекти їх підбору. Насамперед це пов'язано із забезпеченням змінного гідравлічного режиму роботи системи опалення і з вимогами енергозаощадження.

Сучасні насоси розрізняють за функцією контролю над тиском у відповідності до рис. 26.

Насос — дієвий пристрій забезпечення ефективної роботи терморегуляторів.

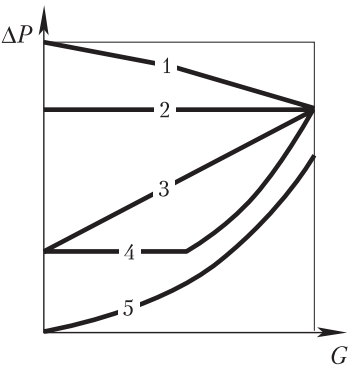


Рис.26. Характеристики насосів:
1 — нерегульованого;
2 — постійної зміни тиску;
3 — пропорційної зміни тиску;
4 — паралельної зміни тиску;
5 — гідравлічна характеристика системи опалення

5.2. Вибір

Для систем опалення з терморегуляторами рекомендується застосовувати:

- в об'єктах з великою тепловою потужністю системи — 50 кВт і більше (за взірцем Німеччини) — насоси з регульованою кількістю обертів, яка керується від різниці тисків між подавальним і зворотним (головними магістральними) трубопроводами;
- у невеликих об'єктах з потужністю системи до 50 кВт — насоси з регульованою кількістю обертів або насоси з постійною кількістю обертів і обов'язковою за насосом перемичкою магістралей з автоматичним перепускним клапаном, який забезпечує постійний перепад тиску.

При використанні насосів з тиском, що розвивається, приблизно більшим за 25 кПа, необхідно забезпечити умови шумонеутворення на терморегуляторах.

Рекомендується перевагу надавати насосам з автоматичним регулюванням потужності.

Всі системи опалення повинні мати два циркуляційних насоси, з'єднаних паралельно (один резервний), або спарений насос. Підбір цих насосів здійснюють двома методами:

- стовідсоткового резервування;
- пікового навантаження.

За першим способом — один насос робочий, другий — резервний. Переключення з одного на другий здійснюється автоматично через 24 години для рівномірного зношування. Кожний з насосів при даному режимі експлуатації підбирають на подачу усієї розрахункової витрати теплоносія. Для роботи у системах опалення із змінним гідравлічним режимом обидва насоси рекомендується оснащати пристроями автоматичної зміни частоти обертання для найбільш повної відповідності параметрам гідравлічної характеристики системи опалення в режимі роботи з частковим навантаженням.

За другим способом — спарені насоси підбирають за п'ятидесятивідсотковим розрахунковим тепловим навантаженням на кожний насос. При відносно високих температурах зовнішнього повітря та в нічному режимі (за необхідності) працює один насос в 24-годинному змінному режимі з іншим за допомогою оснащення пристроєм автоматичного переключення і регулювання частоти обертання. У піковому режимі обидва насоси працюють паралельно.

У невеликих системах опалення (наприклад, котеджів) резервування насосів необов'язкове.

Насоси змінної частоти обертання підтримують стабільні перепади тиску в системі, забезпечуючи її гідравлічну і теплову стійкість. При цьому заощаджується до 70% електричної і 40% теплової енергії. Окрім того, застосування таких насосів іноді достатньо для забезпечення шумонеутворення терморегуляторами. Так, наприклад, на клемній дошці насоса з контролем пропорційної зміни тиску задають відповідні до роботи системи опалення режими, які відповідають пропорційності між розвиваємим тиском і витратою теплоносія.

Використання автоматичного регулювання потужності насоса не заміняє його правильного вибору. При цьому слід ураховувати такі критерії:

- розрахункова точка (позначена кільцем на рис.27) не повинна знаходитись нижче ніж на 25% (визначеною за витратою теплоносія) від робочої точки (позначеною жирною крапкою) на максимальній характеристиці автоматично регульованого насоса і 10% — нерегульованого насоса;

- розрахункова точка може знаходитись вище не більш як на 10% від робочої точки для регульованих та нерегульованих насосів;
- автоматично нерегульовані насоси вибирають з плавно-пологою характеристикою;
- робоча точка повинна завжди знаходитись у зоні максимальних ккд, а при відсутності його значень — у правих другій та третій третинах діаграми насоса;
- якщо кілька насосів відповідають даним критеріям, необхідно обирати насос меншої потужності.

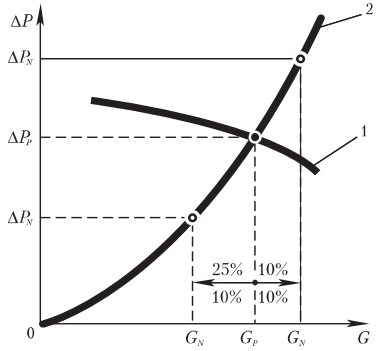


Рис.27. Допустимі відхилення між розрахунковими (позначені індексом N) і робочими (позначені індексом Р) параметрами при виборі насоса:
1 — характеристика насоса;
2 — гідравлічна характеристика системи опалення

Допуски за рис.27 для номінальної (отриманої розрахунком) витрати G_N та номінальної втрати тиску ΔP_N теплоносія визначені з незначності впливу витрати теплоносія на теплову потужність опалювального приладу з терморегулятором і значимості впливу зростання напору насоса на споживання електричної енергії.

У системі опалення насосна циркуляція відбувається разом з гравітаційною. Тому циркуляційний тиск насоса $\Delta P_н$ повинен бути зменшеним або збільшеним на величину природного тиску

$$\Delta P_н = 1{,}1\Delta P_{с.о} \pm Б\Delta P_п,$$

де 1,1 — додаток на невраховані втрати циркуляційного тиску в системі опалення; $\Delta P_{с.о}$ — втрати тиску в основному циркуляційному кільці; $\Delta P_п$ — природний тиск, що враховується в основному циркуляційному кільці; $Б$ — див. у п.р. 2.3.

У даному рівнянні знак «мінус» приймають при співпаданні напрямків природної та насосної циркуляцій, знак «плюс» — неспівпаданні. Схематично це відображено на рис. 28, де суцільною стрілкою позначені напрямки насосної, а пунктирною — природної циркуляції.

Для систем опалення за схемою на рис.28,в обирають як циркуляційний тиск насоса більше із розрахункових значень при співпаданні та неспівпаданні циркуляцій.

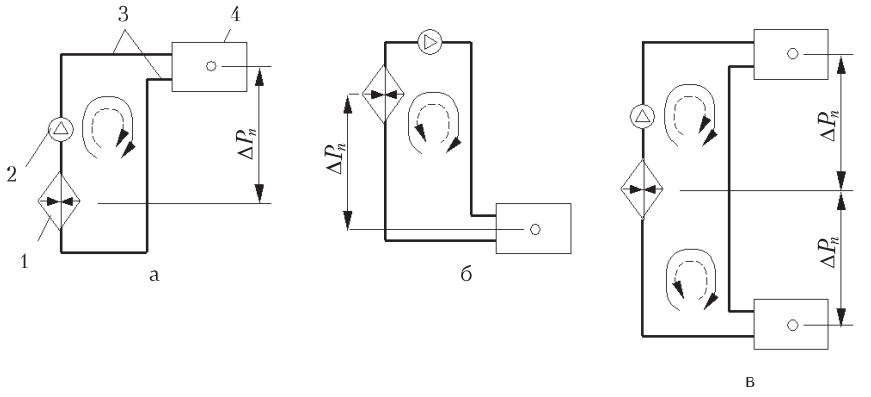


Рис. 28. Схеми напрямків циркуляції теплоносія насосної системи опалення:
а — співпадаюча; б — неспівпадаюча; в — взаємокомпенсуюча; 1 — джерело теплоти; 2 — насос; 3 — теплопровід; 4 — опалювальний прилад

Застосовуючи водогліколеві суміші, необхідно враховувати їх вплив на характеристики насоса за рекомендаціями виробників, або за п.р. 1.2.

При використанні насосних станцій, які забезпечують подачу необхідної кількості теплоносія до споживачів і являють собою закінчений агрегат, що включає циркуляційні насоси, розширювальний бак, запірно-регулюючу арматуру і автоматику, необхідні такі дані:

- розрахунковий циркуляційний тиск насоса;
- розрахункова витрата теплоносія;
- характеристика теплоносія (робочі температури, коефіцієнт об'ємного розширення, в'язкість, густина, коефіцієнт теплопровідності, теплоємність тощо);
- режим роботи опалювальних приладів (при наявності терморегуляторів — змінний);
- вимоги надійності (резервування), які пред'являють до системи для визначення кількості насосів;
- діапазон зміни витрати теплоносія;
- водомісткість системи опалення без урахування акумулюючого бака насосної станції;
- об'єм акумулюючого бака (при необхідності);
- взаємне розташування насосної станції і кінцевих опалювальних приладів;

- перепад висот між насосною станцією (від точки розміщення розширювального бака) і найбільш високо та низько розташованим опалювальними приладами.

Якщо насосна станція входить, як складова до місцевого теплового пункту, добавляють вихідні дані стосовно джерела теплоти.

Насосна станція може мати свою систему управління, яка забезпечує контроль стану, переключення насосів, періодичне їх включення в теплий період року для запобігання залипання валу, аварійну сигналізацію у випадку падіння тиску або витрати теплоносія, тощо.

Насос — споживач енергії, від правильного вибору якого залежить енергозаощаджуваність, котра базується не тільки на його потужності, а й на ефективності роботи системи в цілому. Надмірне збільшення потужності насоса, наприклад, для уникнення впливу природного тиску, збільшує похибку регулювання терморегуляторами та іншими автоматичними клапанами потоків теплоносія, приводить до шумоутворення труб при відкриванні терморегуляторів, а отже, — погіршує санітарно-гігієнічні показники системи опалення.

6. МЕМБРАННІ РОЗШИРЮВАЛЬНІ БАКИ

6.1. Загальні відомості

Мембранні розширювальні баки застосовують у водяних гідравлічно незалежних закритих системах з розрахунковою температурою теплоносія в подавальному трубопроводі до 100...120 °С (залежно від характеристики бака), обладнаних автоматичним регулюванням і захистом від перевищення розрахункових температур. Вони призначені для запобігання зростання статичного тиску в системі внаслідок об'ємного розширення води при підвищенні її температури, захисту устаткування від надмірного тиску та корозії, компенсації експлуатаційних втрат теплоносія. Окрім того, спрощення конструювання і експлуатації системи.

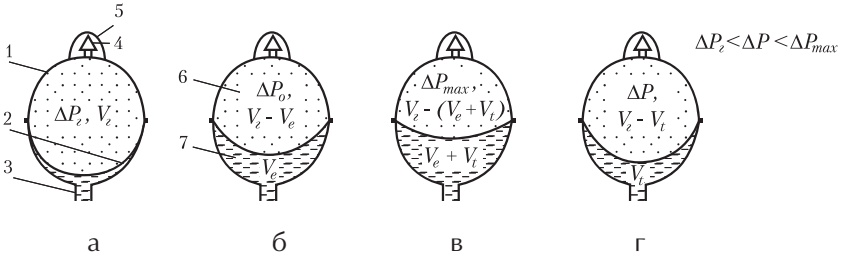


Рис. 29. Схема роботи мембранного розширювального бака:
1 — корпус; 2 — мембрана; 3 — приєднувальний патрубок; 4 — ніпель (в залежності від конструкції); 5 — декоративний ковпак; 6 — газовий простір; 7 — водяний простір; а — система опалення у неробочому стані; б — система опалення у початковому стані; в — система опалення у робочому стані при максимальному тепловому навантаженні; г — те саме, після покриття експлуатаційних втрат

Конструкцію бака показано на рис. 29. Він складається із сталевого корпусу, розділеного на дві частини еластичною мембраною. Одна частина призначена для води системи опалення, друга — заповнена газом (повітрям, азотом...) під тиском. Їх поставляють з початковим надлишковим тиском газу ΔP_g, що заповнює весь внутрішній простір V_g (рис. 29,а). Такий стан мембрани зберігається при заповненні системи водою для того, щоб у водяний простір не проникло повітря. При виведенні системи у початковий режим (перевищенні тиску води над

гідростатичним і відповідно над ΔP_z) у бак надходить вода в об'ємі, рівному експлуатаційним втратам V_e. У газовому просторі зменшується об'єм на величину V_e і установлюється початковий експлуатаційний тиск ΔP_0. Внаслідок нагрівання теплоносія до розрахункової температури об'єм водяного простору бака збільшується на V_t (рис. 29,в) за рахунок зростання статичного тиску в системі, а у газовому просторі встановлюється максимальне значення надлишкового тиску ΔP_{max}. Внаслідок експлуатаційних втрат, які приводять до зниження статичного тиску в системі, мембрана виштовхує необхідний об'єм теплоносія і у газовому просторі встановлюється надлишковий тиск ΔP.

Роботоздатність мембранного бака залежить від рівноваги тисків у його газовому та водяному просторах.

6.2. Вибір

Розрахунок розширювального бака полягає у підборі його об'єму, визначенні початкового тиску газового простору і мінімально допустимих діаметрів приєднувальних патрубків для бака і для запобіжного клапана. При заниженому об'ємі бака тиск у нижніх точках системи може перевищити максимально допустимий, що приведе до аварійного витікання води через різьові з'єднання або утворення тріщин. Для запобігання обов'язково передбачають установлення запобіжного клапана, при цьому теплоносій втрачається у систему каналізації, або накопичується в спеціальні баки. Зниження температури води спричиняє зменшення її об'єму в баку і падіння тиску в системі. При цьому тиск у найвищих точках системи може стати меншим від мінімально допустимого за умов невскипіння води і недопущення просмоктування атмосферного повітря. Тому об'єм бака повинен бути чітко обумовлений допустимим діапазоном гідравлічного тиску в системі. Для цієї мети обов'язково на рівні приєднання бака запроектовують установлення манометра з нижнім діапазоном, небільшим від гідростатичного і верхнім, неменшим від максимально допустимого тисків у системі. Завищення місткості бака не має негативного впливу, але зростає його вартість. Повна корисна місткість V — сума мінімальної корисної V_t та резервної V_e (експлуатаційної) місткостей у дм^3 [19] —

$$V = V_t + V_e,$$

де мінімальна корисна місткість бака

$$V_t = k\, V_{c.o}\, \rho_1 \Delta V,$$

k — коефіцієнт запасу; $V_{c.o}$ — місткість системи опалення, м^3; ρ_1 — густина води в системі опалення при її заповнюванні, приймають рівною 999,6 кг/м^3 для t_1 = +10°С; ΔV — приріст питомого об'єму, дм^3/кг, води у системі при її нагріванні від початкової t_1 до середньої між розрахунковими гарячою $t_Г$ і охолодженою $t_О$ температурами води, який визначають за табл. 5 або формулою:

$$\Delta V = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} \cdot$$

У даній формулі ρ_1 підставляють у кг/дм^3, а ρ_2 — густину води, кг/дм^3, приймають при температурі $(t_Г + t_О)/2$.

Місткість системи опалення $V_{c.o}$ знаходять за одним із методів:

- точним;
- приблизним.

Точний метод полягає у підсумовуванні місткостей всіх складових елементів системи опалення — котла (теплообмінника), труб, опалювальних приладів...

Приблизний — підсумовуванні місткостей всіх складових елементів системи опалення, визначених за питомими показниками, що віднесені до розрахункової теплової потужності (див. табл. 10.3 [8]). При використанні даного методу для визначення місткості закордонного обладнання слід зважати на неспівпадання підходів до проектування. У нашій практиці, як правило, приймаються труби з більшими діаметрами, що потребує збільшення місткості бака.

Експлуатаційна місткість V_e, дм^3, призначена для компенсації експлуатаційних втрат, що виникають на протязі опалювального періоду внаслідок очищення фільтрів, заміни прокладок, опалювальних приладів... Для сучасних систем опалення такі втрати не повинні перевищувати 5% місткості системи. При дворазовому за опалювальний

Таблиця 5. *Приріст питомого об'єму води*

Розрахунковий перепад температур $t_г/t_о$, °С/°С	Середня температура $(t_г+t_о)/2$, °С	Приріст питомого об'єму води ΔV, дм^3/кг
1	2	3
—	90	0,0356
100/70	85	0,0321
95/70	82,5	0,0304
90/70	80,0	0,0287
85/70	77,5	0,0271
90/60	75,0	0,0255

період поповненні експлуатаційних втрат — 2,5%. Тоді

$$V_e = 0{,}025\ V_{c.o}\ 10^3.$$

Початковий тиск $\Delta P_г$, Па, газового простору бака

$$\Delta P_г = \Delta P_З + \Delta P_С,$$

де $\Delta P_З$ — надмірність тиску, приймають рівною 10...30 кПа, для недопущення нагнітання води до бака при заповнюванні системи опалення; $\Delta P_С$ — гідростатичний тиск води, Па, що діє на бак за відсутності циркуляції

$$\Delta P_С = \rho_1 g h,$$

де g — прискорення вільного падіння, м/с^2; ρ_1 — густина води в системі опалення при її заповнюванні, кг/м^3; h — висота між точкою приєднання бака і найвищою точкою системи опалення, м.

Максимальне значення тиску ΔP_{max} при розрахункових умовах не повинно перевищувати величину робочого тиску для усіх елементів системи опалення і максимально допустимого тиску для бака. З двох умов вибирають найменшу величину і налаштовують за нею запобіжний клапан. Допускається знижувати цей тиск з відповідними вказівками до інструкції з експлуатації системи.

Початковий експлуатаційний тиск системи ΔP_0 визначають з умови необхідності забезпечення заповнення бака резервним об'ємом води, що досягається при $\Delta P_О > \Delta P_г$. Визначають $\Delta P_О$, Па, за рівнянням:

$$\Delta P_0 = \left(\frac{\Delta P_{max} + \Delta P^*}{1 + \dfrac{\dfrac{V_t}{V}}{\left(\dfrac{\Delta P_{max} + \Delta P^*}{\Delta P_{max} - \Delta P_г} - 1 \right)}} \right) - \Delta P^*,$$

де ΔP^* — розрахунковий атмосферний тиск, приймають рівним 10^5 Па.

Мінімальну місткість газового простору $V_г$ знаходять за формулою:

$$V_г \geq V_t \frac{\Delta P_{max} + \Delta P^*}{\Delta P_{max} - \Delta P_г},$$

а з урахуванням резервної місткості —

$$V_г \geq V \frac{\Delta P_{max} + \Delta P^*}{\Delta P_{max} - \Delta P_г}.$$

Таблиця 6. *Визначення загальної місткості бака*

Початковий надлишковий тиск газового простору $\Delta P_г$, bar	Максимально допустимий надлишковий тиск у системі опалення ΔP_{max}, bar	Загальна місткість $V_з$, дм^3, визначена за мінімальною корисною місткістю V_t, дм^3 (або за повною корисною місткістю V, дм^3)	
		Звичайний мембранний розширювальний бак	Мембранний розширювальний бак з компресорним регулятором
1	2	3	4
1,0	1,2	$506{,}0V_t$ (V)	$11{,}00V_t$ (V)
1,0	2,0	$102{,}0V_t$ (V)	$3{,}00V_t$ (V)
1,0	3,0	$51{,}5V_t$ (V)	$2{,}00V_t$ (V)
1,0	4,0	$34{,}7V_t$ (V)	$1{,}67V_t$ (V)
1,0	5,0	$26{,}3V_t$ (V)	$1{,}50V_t$ (V)
1,0	6,0	$21{,}2V_t$ (V)	$1{,}40V_t$ (V)
2,0	2,2	$511{,}0V_t$ (V)	$16{,}00V_t$ (V)
2,0	3,0	$103{,}0V_t$ (V)	$4{,}00V_t$ (V)
2,0	4,0	$52{,}0V_t$ (V)	$2{,}50V_t$ (V)
2,0	5,0	$35{,}0V_t$ (V)	$2{,}00V_t$ (V)
2,0	6,0	$26{,}5V_t$ (V)	$1{,}75V_t$ (V)
3,0	3,2	$516{,}0V_t$ (V)	$21{,}00V_t$ (V)
3,0	4,0	$104{,}0V_t$ (V)	$5{,}00V_t$ (V)
3,0	5,0	$52{,}5V_t$ (V)	$3{,}00V_t$ (V)
3,0	6,0	$35{,}4V_t$ (V)	$2{,}33V_t$ (V)

Вартість розширювального бака залежить від його загальної місткості. Зменшення досягають шляхом збільшення максимального значення надлишкового тиску ΔP_{max} у системі, що випливає з даних рівнянь, а також шляхом конструктивного удосконалення бака.

Мембранні розширювальні баки з компресорно-спускними регулюючими блоками мають значно меншу загальну місткість у порівнянні з вищерозглянутими, що показано в табл. 6. У таблиці наведені рівняння розрахунку загальної місткості $V_з$ (у звичайних мембранних баках $V_з = V_г$) за мінімальною корисною місткістю V_t, або за повною корисною місткістю V. Для першого випадку в системі опалення повинно бути передбачене автоматичне підживлення системи.

Бак з компресорно-спускним блоком підтримує тиск у системі опалення шляхом автоматичного регулювання тиску в газовому просторі бака. Він додатково має напірну ємність, компресор, що керується тиском, спускний клапан, який спрацьовує від тиску, блок управління. Такі баки дозволяють утримувати різницю $\Delta P_{max} - \Delta P_г$ у межах надмірного тиску $\Delta P_з$, наприклад, 20 кПа.

Застосування незамерзаючих рідин потребує збільшення місткості розширювальних баків; для водоетиленгліколевих сумішей — на 40...45%. При перевищенні $V_з$ для максимального типорозміру паралельно установлюють декілька однакових баків із загальною місткістю не менше розрахункового значення $V_з$.

Мембранні розширювальні баки приєднують до головної зворотної магістралі в індивідуальному тепловому пункті. При установленні бака вище найнижчої точки системи необхідно знизити розрахункове значення ΔP_{max} на величину гідростатичного тиску стовпа води, що знаходиться між відмітками установки бака і найнижчою точкою системи. При використанні дахових котелень і розміщенні в них бака мінімальний тиск біля нього приймають за рекомендацією виробників котелень, як правило, він перевищує 15 кПа. Все це повинно бути відображено в інструкції з експлуатації системи опалення.

Внутрішній діаметр труби відгалуження, що з'єднує бак з головною збірною магістраллю, повинен бути не меншим 20 мм. Його визначають за формулою:

$$d \geq 0{,}7\sqrt{V_t}, \text{ або } \quad d \geq 0{,}7\sqrt{V},$$

де 0,7 — розмірний коефіцієнт.

У разі паралельного з'єднання декількох баків діаметри труб їх приєднання повинні бути однаковими, а сумарна площа поперечних перерізів не меншою від розрахованої за діаметром зазначених формул.

Внутрішній діаметр головної магістральної ділянки, до якої приєднують відгалуження, повинен бути не меншим від розрахованого за цією ж формулою.

Внутрішній діаметр трубопроводу відгалуження для приєднання запобіжного клапана приймають за рекомендаціями виробників котлів, а при використанні як джерела теплоти водонагрівачів — розраховують при підборі обладнання теплового пункту. При цьому він повинен бути відрегульованим таким чином, щоб тиск початку відкривання дорівнював допустимому робочому тиску в системі ΔP_{max}, а тиск закривання був не меншим за 0,8 ΔP_{max}.

Об'єм бака обумовлюється гідравлічними тисками системи опалення в неробочому та робочому станах, її місткістю і наявністю незамерзаючих домішок. Невірний підбір тиску газового простору бака спричиняє періодичне протікання нарізних з'єднань, вскипання теплоносія, руйнування обладнання.

7. ФІЛЬТРИ

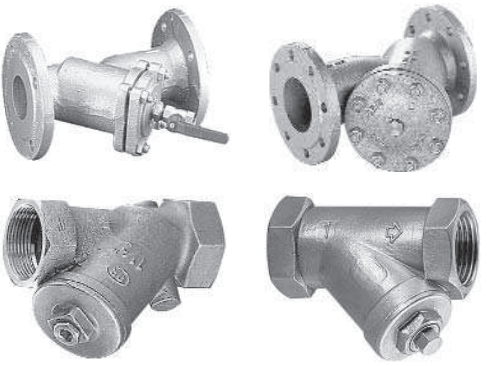


Рис. 30. Фільтри сітчасті

Для забезпечення роботоздатності та уникнення пошкоджень терморегуляторів, автоматичної запірно-регулюючої арматури, трубопроводів тощо використовують сітчасті фільтри. Особливо важливе застосування фільтрів при використанні чавунних радіаторів, з яких на протязі багатьох років експлуатації вимиваються частинки формувальної маси. У системі опалення встановлюють фільтри з кількістю комірок на 1 см^2 не менше 200. Частинки осідають на сітку, яка знаходиться під кутом до потоку теплоносія, і збираються в камері. Камера може бути оснащена кульовим краном для можливості прочищення фільтра під напором води в трубопроводі. При відкриванні крана вода промиває сітку і виносить накопичений бруд. Якщо конструктивно такий кран не передбачено, — установлюють і використовують запірну арматуру для його відключення. У всіх фільтрах є можливість зняття сітки для регенерації без демонтажу корпусу. Сітка виконана з нержавіючої сталі, корпус — з латуні для нарізних з'єднань, або чавуну — фланцевих. Умовний діаметр з'єднань від 8 до 300 мм. Розміри комірок 0.3, 0.5, 0.8, 1.25, 1.6 мм. Загальний вигляд фільтрів показано на рис. 30.

Ефективна функціональність сучасного обладнання систем опалення залежить від якості теплоносія.

8. АВТОМАТИЧНІ ПОВІТРОВІДВІДНИКИ



Рис. 31. Автоматичний повітровідвідник MATIC

Опалювальні системи, як правило, є замкненими. До традиційних шляхів попадання повітря в систему опалення при використанні пластикових труб добавилась киснева дифузія, яка відбувається через їх стінки. Таким чином, в систему весь час надходить додатковий кисень, частина якого витрачається на корозію металів, а інша видаляється повітровідвідниками. Виробники пластикових труб різними методами перешкоджають такому процесу, конструктивно вдосконалюючи їх стінки шляхом нанесення захисних прошарків і покращення якості пластиків. Труби, які відповідають стандарту DIN 4726/29 (Deutsches Institut für Normung) мають кисневу дифузію менше 0,1 г/м^3 за 24 години.

Для видалення повітря за мірою накопичення в системі використовують автоматичні повітровідвідники. Вони складаються з корпусу та поплавка, що переміщується при накопиченні повітря, відкриваючи та перекриваючи через передатний механізм випускний отвір. Крім того, повітровідвідник оснащено зворотним клапаном, що дозволяє демонтувати корпус без відключення системи. Є також пробка для закриття повітровипускного отвору. Умовний діаметр приєднання — 10 мм (за необхідності — 15 мм). Загальний вигляд повітровідвідника показано на рис. 31.

Такі повітровідвідники установлюють у верхньому торці стояків. Їх невеликий діаметр забезпечує значне зменшення площі контакту води і повітря в порівнянні з традиційними вітчизняними проточними конструкціями, запобігаючи зворотному процесу — проникненню кисню у воду.

Новими підходами для нашої практики проектування є використання запірно-регулюючої арматури з пробками або вентильками в корпусі, за допомогою яких здійснюють ручне видалення повітря; відводів на 90° для торцевої верхньої частини стояка з вбудованим краном Маєвського; автоматичних повітровідвідників на опалювальних приладах тощо.

Автоматичний вертикальний повітровідвідник — найдієвіший пристрій подовження терміну експлуатації системи опалення.

9. ТРУБИ ТА ФІТИНГИ

Сьогодні для проектування систем опалення є надзвичайно великий вибір матеріалів, з яких виготовляють труби — сталь, мідь, PVC, CPVC, PB, PEX, багатошарові та ін. Кожні з них мають як переваги, так і недоліки. Тому вибір повинен бути технічно обгрунтованим.

Проектуючи системи опалення з різноманітних труб, необхідно звертати увагу на такі поняття як внутрішній та зовнішній діаметри і не підміняти їх поняттям діаметр умовного проходу, особливо при виборі теплоізоляції і при гідравлічних розрахунках. Порівняння геометричних характеристик деяких труб з умовним проходом 40 мм наведено у табл. 7.

Шорсткість стінок трубопроводу залежить від матеріалу, з якого вони виготовлені; характеру механічної обробки внутрішньої поверхні; терміну експлуатації тощо. Орієнтовні значення коефіцієнта еквівалентної шорсткості k_e, мм, для труб:

нових цільнотягнутих сталевих .....0,03...0,05;
нових зварних сталевих .....0,03...0,10;
старих зварних сталевих .....0,15...0,5;
оцинкованих сталевих .....0,1...0,2;
сталевих (для гідравлічних розрахунків) 0,2;
мідних 0,01;
поліпропіленових 0,007;
поліетиленових 0,005;
поліхлорвінілових .....0,001.

Характеристики труб приймають за даними виробників. Орієнтовні їх значення наведені у табл. 8.

Таблиця 7.
Геометричні характеристики труб

Характеристика	Матеріал				
	поліпропілен	поліетилен	поліхлорвініл	сталь	мідь
1. Зовнішній діаметр, мм	50,0	50,0	50,0	48,0	42,0
2. Внутрішній діаметр, мм	33,4	36,2	42,6	42,0	39,0
3. Товщина стінки, мм	8,3	6,9	3,7	3,0	1.5
4. Площа живого перерізу труби, мм^2	876	1029	1425	1385	1194

Таблиця 8.
Характеристики труб

Характеристика	Матеріал труб						
	сталь	мідь	PP	PB	PVC	CPVC	VPE (PEX)
1. Густина, г/см^3	7,850	8,930	0,950	0,925	1,410	1,570	0.940
2. Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м×К)	58,2	320... 325	0,18... 0,24	0,22	0,14... 0,22	0,14... 0,16	0,43... 0,48
3. Коефіцієнт лінійного подовження,(мм/м×К)	0,011	0,018	0,09... 0,15	0,13	0,07	0,06... 0,07	0,18

З'єднання пластикових труб здійснюють ексклюзивними фітингами. З'єднання труб різних виробників потребують відповідних адаптерів (перехідників). Данфосс для з'єднання запірно-регулюючої арматури з трубами із міді, сталі, PEX, VPE, PEX-Al-PEX виготовляє фітинги, які показані на рис. 32.



а б в

Рис. 32. Фітинги Данфосс для труб:
а — сталевих і мідних, б — PEX-AL-PEX, в — VPE/PEX

При схованому прокладанні труб (у штрабах, підлозі...) використовують тільки нероз'ємні з'єднання.

Використання труб та фітингів із зменшеним опором не тільки заощаджує енергію на прокачування теплоносія, а й покращує керованість потоків терморегуляторами та іншими автоматичними клапанами.

10. ТЕПЛОВА СТІЙКІСТЬ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Під тепловою стійкістю системи опалення розуміють властивість пропорційно змінювати теплопередачу опалювальних приладів, підтримуючи задану температуру повітря в приміщенні, при відхиленнях від розрахункових значень параметрів, що характеризують теплоносій, повітряні внутрішнє та зовнішнє середовища. Забезпечення теплової стійкості на найнижчому рівні керування (індивідуальному) в процесі роботи системи покладають на терморегулятор. Її характеристиками є авторитет опалювального приладу і авторитет теплоти в приміщенні.

10.1. Авторитет опалювального приладу

Основною теплотехнічною задачею терморегулятора є керування тепловим потоком опалювального приладу, а основною санітарно-гігієнічною — забезпечення теплового комфорту в приміщенні. Поєднання цих задач потребує з'ясування достатності керованої терморегулятором теплової потужності опалювального приладу на вплив температури повітря в приміщенні. Критерієм такої оцінки є авторитет опалювального приладу.

Авторитет опалювального приладу [20] — частка необхідної теплопередачі опалювального приладу $Q_{o.n}$ від теплової потреби приміщення Q_n

$$A_{o.n} = \frac{Q_{o.n}}{Q_n}.$$

Якщо сумарне значення $\Sigma A_{o.n}$ опалювальних приладів приміщення менше 0,5 — установлення терморегуляторів на них необов'язкове. Таке можливе при існуванні одночасно діючої іншої пріоритетної системи забезпечення мікроклімату даного приміщення, наприклад, електричної, повітряної тощо, з обов'язковою наявністю автоматичних засобів підтримування теплового комфорту. При цьому інерційність такої системи не повинна бути нижчою від інерційності водяної системи опалення.

При $\Sigma A_{o.n} \geq 0{,}5$ терморегулятори установлюють на усіх опалювальних приладах приміщення. Винятком є невеликі приміщення з двома опалювальними приладами, в яких терморегулятор установлюють на прилад більшої потужності. У приміщеннях значних площ необхідність встановлення терморегуляторів на кожному приладі або одного загального на приладову вітку визначають техніко-економічним і

санітарно-гігієнічним (забезпеченням рівномірності розподілу температурних полей повітря на рівні робочої зони, або зони, що обслуговується) обгрунтуваннями. Найбільшого енергозаощаджуючого ефекту від використання терморегуляторів досягають при наближенні $\Sigma A_{o.n}$ до одиниці.

Авторитет опалювального приладу відносно інших приладів приміщення, підсистеми або системи є також одним з критеріїв гідравлічної оцінки вибору основного циркуляційного кільця системи або підсистеми опалення

$$A_{o.n} = \frac{Q_{o.n}}{Q_{mp} + \Sigma Q_{o.n}},$$

де Q_{mp} — теплонадходження у приміщення від труб; $\Sigma Q_{o.n}$ — сума необхідних теплопередач опалювальних приладів системи (у будівлі в цілому) або підсистеми (у приміщеннях, що обслуговуються стояком, або у приміщеннях квартири, що обслуговуються поквартирною приладовою віткою, або у приміщенні значної площі, що обслуговується приладовою віткою).

Основне циркуляційне кільце вибирають через найбільш віддалений опалювальний прилад з найбільшим значенням $A_{o.n}$, тобто з найбільшою тепловою потужністю [21]. Даний підхід є формалізацією комп'ютерних розрахунків.

Авторитет опалювального приладу визначає необхідність установлення на ньому терморегулятора та є критерієм оцінки гідравлічного навантаження циркуляційних кілець.

10.2. Авторитет теплоти в приміщенні

Тепловий комфорт приміщення потребує свого забезпечення при різноманітних змінах зовнішніх чинників, які групують за двома ознаками: позитивними та негативними. До позитивних відносять ті, за яких терморегулятор забезпечує тепловий комфорт в приміщенні та економить енергоресурси. Це стосується додаткових, не врахованих у тепловому балансі, побутових теплонадходжень, теплонадходжень від сонячного випромінювання, зменшення тепловтрат приміщення при різкому підвищенні зовнішньої температури повітря тощо. Терморегулятор перекриває надходження теплоносія в опалювальний прилад, підтримуючи задану температуру повітря в приміщенні. До негативних відносять ознаки, які приводять до незабезпеченості установленої терморегулятором

температури повітря в приміщенні — різке зниження зовнішньої температури повітря, зниження витрати теплоносія...

Тепловий комфорт приміщення потребує усунення негативних ознак. Цього вимагає також гідравлічна стійкість системи. Усунення таких ознак досягають забезпеченням авторитету теплоти в приміщенні.

Авторитет теплоти в приміщенні [22, 23] — частка досягаємого споживачем надлишку теплової потужності опалювального приладу над його розрахунковою необхідною теплопередачею.

Забезпечення авторитету теплоти в приміщенні здійснюють чотирма способами:

- збільшенням витрати теплоносія G над номінальною G_N в системі опалення;
- підвищенням температури гарячої води $t_Г$ в системі опалення над розрахунковою;
- переохолодженням теплоносія нижче розрахункової температури охолодженої води t_O в системі опалення;
- комбінованим.

Усі способи показані на графіку (рис. 33) залежності відносної теплової потужності Q/Q_N опалювального приладу з показником степеня $n = 1{,}3$ від відносної витрати теплоносія G/G_N в ньому. Індексом «*N*» позначені параметри відповідні номінальним їх значенням. На цьому ж графіку на вісі ординат відкладена зміна температури повітря в приміщенні t від її розрахункового значення 20°С. Розрахунок даних змін приведено для м. Києва. Для міст з розрахунковою зовнішньою температурою повітря нижче мінус 22°С зміни t будуть незначно більшими, вище даного значення — незначно меншими. При розрахунковій $t = 18$ °С зміни будуть відрізнятись на частку, знайдену із співвідношення (18-(-22))/(20-(-22)).

Досягнути температури повітря в приміщенні, наприклад, до рівня 24°С за першим способом можливо шляхом підвищення подачі насоса в 1,6 раза, що збільшить втрати тиску в $1{,}62^2 = 2{,}6$ раза. Такий спосіб є енергоємним. За наявності терморегулятора на опалювальному приладі цим способом може скористатись споживач, відкривши повністю терморегулятор. Збільшення номінальної витрати ($G_N = 100\%$) в 1,2...1,8 раза за рахунок відкриття терморегулятора із загальним авторитетом $a^*_{100} = 0{,}5 \pm 0{,}2$ (заштрихована зона від точки **а** до точки **б**) підвищує

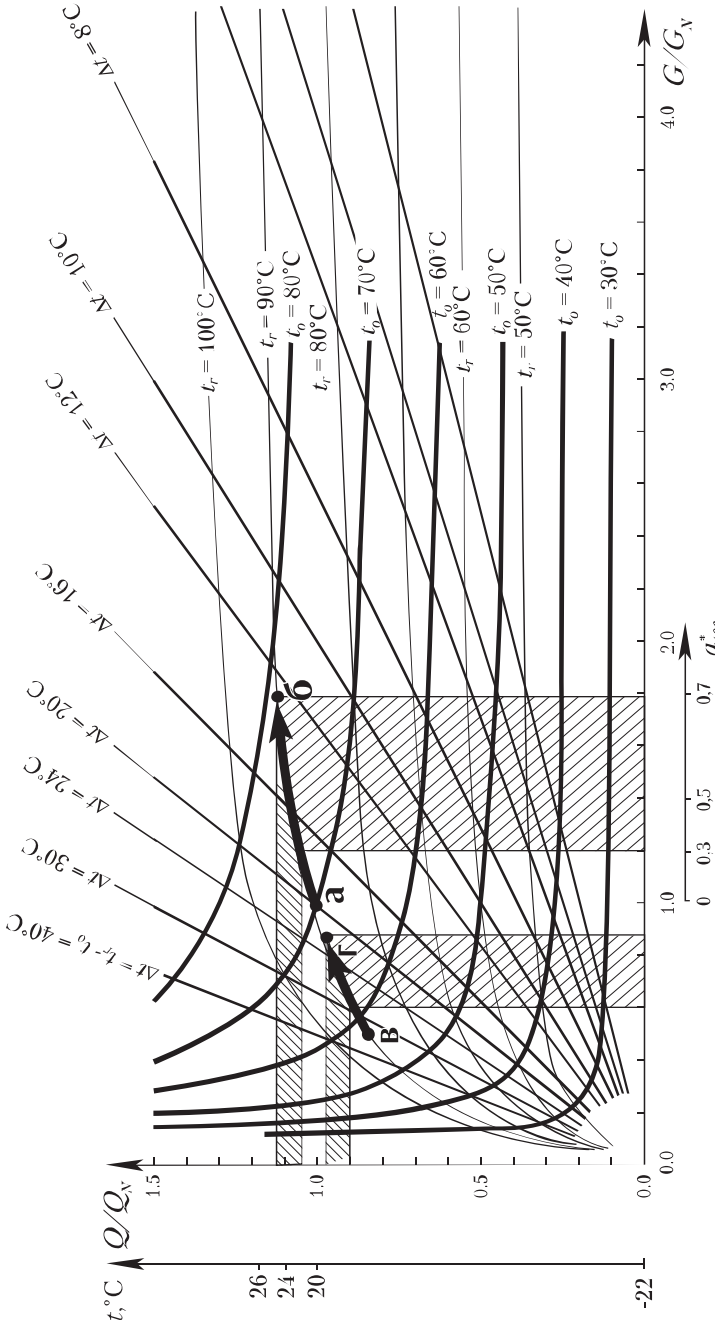


Рис. 33. Забезпечення авторитету теплоти в приміщенні

температуру повітря до 21...25°С. При цьому збільшується температура охолодженої води з 70°С до 73...81°С, що не є бажаним для ефективної роботи котлів.

Підвищення температури гарячої води в системі опалення не є рекомендованим підходом, оскільки погіршуються санітарно-гігієнічні показники системи, збільшуються непродуктивні (в неопалювальних приміщеннях) тепловтрати у трубопроводах, погіршується гідравлічна стабільність системи із-за зростання впливу природного тиску. На такий підхід накладаються експлуатаційні можливості джерела теплоти. Для даного прикладу необхідно збільшити $t_Г$ з 90°С до 93°С.

Третій спосіб реалізують шляхом збільшення різниці температур Δt гарячої та охолодженої води. Для даного прикладу — від 20°С до 22°С. Технічно досягають установленням опалювального приладу більшої від номінальної поверхні тепловіддачі. Теплова потужність і температура опалювального приладу взаємозв'язані лінійно, але нелінійно вони залежать від тепловіддаючої поверхні приладу. Так, для м. Києва збільшення поверхні приладу на 10% підвищує його теплову потужність приблизно на 6%, що дозволяє підняти температуру в приміщенні з 18°С до 20,2°С або з 20°С до 22,5°С.

Установленням терморегулятора на опалювальному приладі із збільшеною площею реалізується комбінований спосіб забезпечення авторитету теплоти в приміщенні. Цей спосіб є втіленим у західноєвропейських країнах шляхом уведення коефіцієнта 1,15 [14, 24] при підборі опалювального приладу, в Україні сьогодні — 1,1. У поєднанні із збільшенням витрати теплоносія за рахунок загального авторитету терморегулятора можливо підвищити температуру повітря в приміщенні будинку м. Києва з 18°С до 21...25°С. Збільшення витрати теплоносія відбувається за рахунок зменшення опору системи при відкритті терморегулятора.

Дані розрахунки є орієнтовними, оскільки врахування позитивного впливу загального авторитету терморегулятора залежить від кривизни характеристики насоса, показника степеня опалювального приладу, перепаду температур на ньому. Наближення до наведених значень досягають за рахунок використання насосів з пологою характеристикою, або автоматичних регуляторів перепаду тиску.

Наведений приклад стосується двотрубних систем опалення. У однотрубних — слід очікувати зміни впливу загального авторитету терморегулятора із-за зміни пологості характеристики кожного опалювального приладу стояка або приладової вітки та впливу замикаючої ділянки.

Доцільність використання змішаного способу обумовлена також взаємокомпенсуючим впливом двох способів на температуру охолодженої води. З цієї точки зору коефіцієнт 1,1 не справджує у повній мірі.

Наявність терморегулятора на опалювальному приладі дає змогу споживачу підвищити температуру повітря в приміщенні над розрахунковим її значенням, а отже, збільшити надномінальне теплоспоживання. Така можливість повинна надаватись з обов'язковим індивідуальним обліком — установленням тепломірів, або гарячеводних лічильників.

Необхідність збільшення потужності джерела теплоти для забезпечення наданої можливості вирішується для конкретних випадків індивідуально, ураховуючи наступні засади:

- систему опалення запроектовують при розрахунковій температурі зовнішнього повітря за параметрами Б; при цьому вірогідність очікування зовнішніх температур повітря в холодний період року нижчих за розрахункову становить менше 8% терміну статистичних спостережень, як правило, в нічні години, коли за санітарно-гігієнічними дослідженнями необхідно на декілька градусів знижувати температуру повітря в приміщенні;

- запас потужності котлів, порівняно з тепловою потужністю системи опалення, становить 20...30% і призначений на потреби гарячого водопостачання, які в нічний період доби є мінімальними;

- інерційність будівлі та системи опалення здатна згладжувати незначні коливання зовнішньої температури повітря;

- котли з баками-акумуляторами здатні гасити пікові навантаження системи опалення.

За даних підходів потужність джерела теплоти може бути навіть меншою від розрахункової. Необхідність підвищення потужності котлів в 1,1 (1,15) раза на врахування дії терморегуляторів виникає при використанні чисто опалювальних котлів (без потреб на гаряче водопостачання, басейн...) без баків акумуляторів. Вирішення цих питань узгоджують з виробниками котлів таким чином, щоб недостатність потужності котла не стала негативною ознакою незабезпеченості теплового комфорту приміщення.

До негативних ознак незабезпечення теплового комфорту відносять неспівпадання дії центрального або місцевого з індивідуальним кількісним регулювань. Ця ситуація виникає при небажанні споживача знижувати температуру повітря в помешканні вночі, за наявності центрального регулювання (зменшення) витрати теплоносія, тобто

настройка терморегулятора на температуру повітря цілодобово знаходиться в однаковому положенні. Як правило, дану ознаку розглядають при п'ятидесятивідсотковому зменшенні витрати. Графік роботи терморегулятора за таких обставин показано також на рис. 33. Збільшення витрати від G/G_N = 50% в опалювальному приладі з номінальною тепловою потужністю до 60...90% за рахунок відкриття терморегулятора із загальним авторитетом a^*_{50} = 0,5±0,2 (заштриховані зони зміни параметрів від точки **в** до точки **г**) не дозволяє досягти розрахункового значення температури повітря в приміщенні (t = 20°С). Аналогічне відбувається і при t = 18°С, якщо її приймають як розрахункову. Досягнути розрахункових температур можливо збільшенням номінальної площі теплопередачі опалювального приладу в 1,1 (1,15) раза. Збільшення в 1,1 раза дозволяє вийти на середньостатистичні санітарно-гігієнічні показники, — при нормативній 18°С досягнути приблизно 19°С. Збільшення в 1,15 раза дозволить в деякій мірі задовільнити індивідуальні бажання споживача і забезпечити гідравлічну стабільність системи опалення.

При повністю відкритих терморегуляторах, за умови впливу негативних факторів, потокорозподілення стає ними некерованим і здійснюється за рахунок самоврівноваження. Неабияку роль починає відігравати початкова проектна точність гідравлічного розрахунку та ув'язки циркуляційних кілець. Особливо це стосується запуску системи опалення, виходу її в робочий стан із заощаджуючого режиму тощо. Уникненню некерованості потокорозподіленням сприяє саме цей множник до номінальної площі опалювального приладу. Звичайно, чим більшим буде його значення, тим гідравлічно стабільнішою буде система. Окрім того, на потокорозподілення у таких випадках впливають гідравлічні властивості терморегуляторів. Терморегулятори Данфосс мають конструктивно передбачене обмеження максимальної витрати теплоносія, що також позитивно впливає на гідравлічну стійкість системи.

Забезпечення теплового комфорту після заощаджуючого режиму (чергового, нічного тощо) потребує часу внаслідок інерційності огороджуючих конструкцій. Збільшення поверхні нагрівання опалювального приладу скорочує цей термін. Енергетична ефективність застосування нічних місцевого або індивідуального режимів опалення повинна бути обгрунтованою. При цьому враховують, що кількість теплоти, заощаджена при зниженні температури, повинна бути затрачена на її відновлення, а частина електричної енергії, споживаної насосами, переходить у теплову системи опалення, особливо у насосах з мокрим ротором. Такий режим має доцільність при централізованому використанні. Його

енергоефективність базується на зниженні потужності насосів.

Отже, збільшення поверхні нагрівання опалювальних приладів потребують в першу чергу системи опалення з місцевим або центральним кількісним регулюванням її потужності. Забезпечення при цьому авторитету теплоти сприяє:

- задоволенню індивідуальних потреб споживача у збільшенні температури повітря над її розрахунковим значенням при номінальному режимі роботи системи;
- досягненню розрахункових значень температури повітря, при необхідності, під час заощаджуючого режиму роботи системи;
- гідравлічній стабільності системи;
- прискоренню виходу в робочий стан системи після заощаджуючого режиму, або при її запуску.

Авторитет теплоти в приміщенні забезпечують тільки на стадії проектування системи опалення за рахунок використання терморегуляторів з контрольованим збільшенням витрати теплоносія та опалювальних приладів із збільшеною номінальною площею теплопередачі. Надномінальне споживання теплоти, яке досягається при цьому, повинно обов'язково мати облік.

11. ПОТОКОРОЗПОДІЛЕННЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

11.1. Аналіз терморегуляторів на шумоутворення

Наявність терморегуляторів приводить до відхилення розрахункових параметрів — $G_{c.o}$ та $\Delta P_{c.o}$, тобто — до змінного режиму роботи системи, за якого відбувається коливання перепадів тиску і витрати води (рис. 34). Максимальне значення перепаду тиску в системі опалення $\Delta P_{c.o_{max}}$ досягається при прямуванні витрати теплоносія до нуля, — при закриванні термостатичних клапанів. Перепад тиску на терморегуляторі може збільшуватись у даному випадку від розрахункового ΔP_T (у р. 3 позначено ΔP_1 як у EN 215 ч. 1) до максимального $\Delta P_{Tmax} = \Delta P_{c.o_{max}}$. Дані коливання допускаються за умови неутворення шуму термостатичними клапанами —

$$\Delta P_{c.o_{max}} = \Delta P_{н_{max}} \pm \Delta P_n \le \Delta P_{T_ш}\,, \qquad (6)$$

де $\Delta P_{н_{max}}$ — максимальний перепад тиску, що створює насос; ΔP_n — природний перепад тиску, приймають максимальним $\Delta P_{n_{max}}$, як доданок, при співпадаючих (рис. 28,а), або мінімальним, як від'ємник, при неспівпадаючих циркуляціях (рис. 28,б), причому $\Delta P_{n_{min}}$ визначають за мінімальною висотою між центрами нагрівання та охолодження та за мінімальним перепадом температур теплоносія на протязі опалювального періоду; $\Delta P_{T_ш}$ – максимальний перепад тиску на терморегуляторі, що задовольняє забезпечення нормативного еквівалентного рівня звуку по шуму для даного приміщення.

При $\Delta P_{n_{max}} < 0{,}1\ \Delta P_{н_{max}}$ або $\Delta P_{n_{min}} < 0{,}1\ \Delta P_{н_{max}}$ впливом природного тиску в аналізі терморегуляторів на шумоутворення нехтують.

Приклад. *Проектують системи опалення з терморегуляторами Данфосс. Нормативні еквівалентні рівні звуку по шуму для опалюваних приміщень та характеристики терморегуляторів заносять до табл. 9. Вибирають мінімальне* $\Delta P_{T_ш} = \Delta P_{c.o_{max}}$ *для закладених у проект типів терморегуляторів. Із формули (6) знаходять максимальний перепад тиску насоса* $\Delta P_{н_{max}}$.

Перепад тиску на терморегуляторі $\Delta P_{T_ш}$ не повинен перевищувати максимального значення, що визначають виробники з умов надійної експлуатації. Для терморегуляторів Данфосс це значення становить 60 кПа.

Якщо в системі опалення є обмеження щодо мінімальної витрати води, визвані умовами експлуатації котлів, насосів, режимів роботи тепломережі тощо, — аналіз на шумоутворення здійснюють за максимально можливим перепадом тиску в системі при даній витраті. Наприклад, обмеження

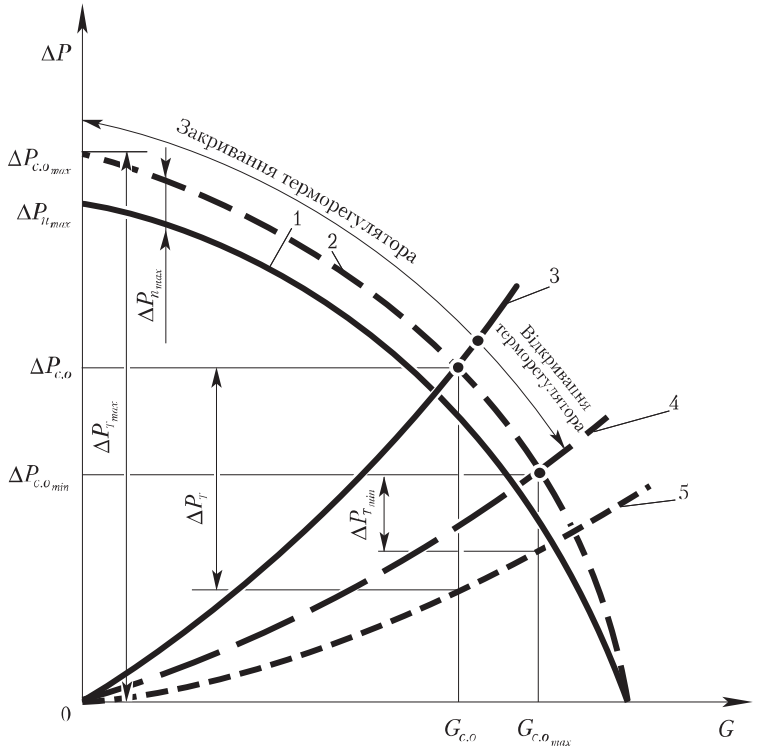


Рис. 34. Визначення максимального перепаду тиску на терморегуляторі в системі опалення з позитивним впливом природного тиску:
1 — характеристика нерегульованого насоса; 2 — характеристика впливу природного тиску ; 3 — номінальна (розрахункова) характеристика системи опалення; 4 — характеристика системи опалення при повністю відкритих терморегуляторах;
5 — характеристика системи опалення за виключенням опору терморегуляторів

мінімальної витрати досягнуто встановленням на байпасі насоса перепускного клапана AVDO, виставленого на перепад тиску $\Delta P_{c.o}$. Максимально можливий тиск такої системи ΔP_A, що показано на рис.35.

На рис. 34 та рис. 35 зображені також параметри системи опалення $G_{c.o_{max}}$ і $\Delta P_{c.o_{min}}$, які виникають при відкриванні термостатичного клапана, — досягненні параметра k_{vs} і, відповідно, ΔP_{Tmin}.

Таблиця 9.

Аналіз на шумоутворення терморегуляторів Данфосс

Нормативні дані за СНиП II-12-77		Характеристики терморегуляторів	
Приміщення	Еквівалентний рівень звуку по шуму $L_{A_{екв}}$, дБА	Тип терморегулятора (настройка)	Перепад тиску на терморегуляторі, що утворює еквівалентний рівень звуку по шуму $\Delta P_{T_{ш}}$, кПа
1	2	3	4
Палати лікарень і санаторіїв, операційні лікарень	25	RTD-10(N) RTD-15(N) RTD-20/25(N) RTD-K(N)	27 17 16 35
Житлові кімнати квартир, житлові приміщення будинків відпочинку і пансіонатів, спальні приміщення дитячих дошкільних закладів і шкіл-інтернатів	30	RTD-10(N) RTD-15(N) RTD-20/25(N) RTD-K(N)	40 27 27 25

Спрощене зображення (без урахування природного тиску) схем аналізу шумоутворення терморегуляторів у насосних системах показано на рис. 36. Перепад тиску між двома жирними крапками на характеристиці насоса не повинен перевищувати перепад тиску $\Delta P_{T_{ш}}$ на терморегуляторах за умови шумонеутворення. При неможливості підбору такого насоса в системі опалення застосовують засоби автоматичного забезпечення заданого перепаду тиску на стояках або приладових вітках — регулятори перепаду тиску, регулятори витрати, перепускні клапани. Спільна робота таких засобів з нерегульованими насосами розглянута у п.р. 11.3, 11.4 та 11.5, а з автоматично регульованими насосами, характеристики яких представлені на рис. 26, отримана аналогічно.

Зазначені в даному розділі графіки показують також, що у процесі роботи системи опалення перепад тиску на терморегуляторі може досягати максимальної величини, утворюваної насосом, або підтримуваної автоматичним регулятором. За такої роботи системи основну роль у маніпулюванні потокорозподіленням починає відігравати конструктивно закладене значення внутрішнього авторитету. Якщо воно знаходиться в

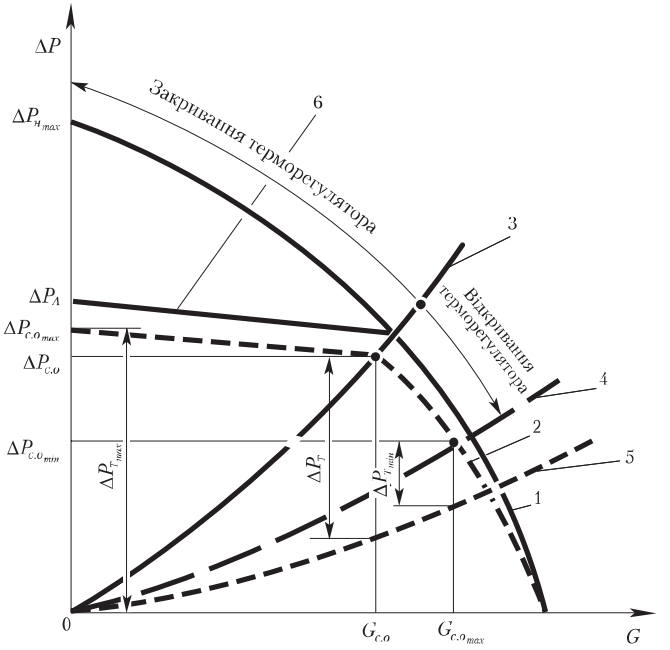


Рис. 35. Визначення максимального перепаду тиску на терморегуляторі в системі опалення з негативним впливом природного тиску і обмеженням витрати теплоносія: *позначення див. до рис. 34; 6 — характеристика перепускного клапана AVDO, установленого на байпасі насоса*

діапазоні 0,3...0,7, то найефективніший перепад тиску на ньому становить 10 кПа, згідно методики визначення внутрішнього авторитету. Саме тому автоматичні регулятори перепаду тиску на 10 кПа створюють відокремлений конструктивний типоряд.

Якщо аналіз на шумоутворення показав недоцільність використання засобів автоматичного забезпечення заданого перепаду тиску, необхідно провести подальший аналіз системи опалення на доцільність цих засобів для забезпечення вимог до температури охолодженого теплоносія.

У процесі роботи системи опалення, на терморегуляторах виникає максимальний перепад тиску, рівний максимальному розвиваємому тиску насоса. Він може значно перевищувати проектні параметри вибору терморегуляторів. У такому випадку для запобігання шумоутворенню терморегуляторів обов'язково встановлюють на стояках або приладових вітках автоматичні регулятори перепаду тиску.

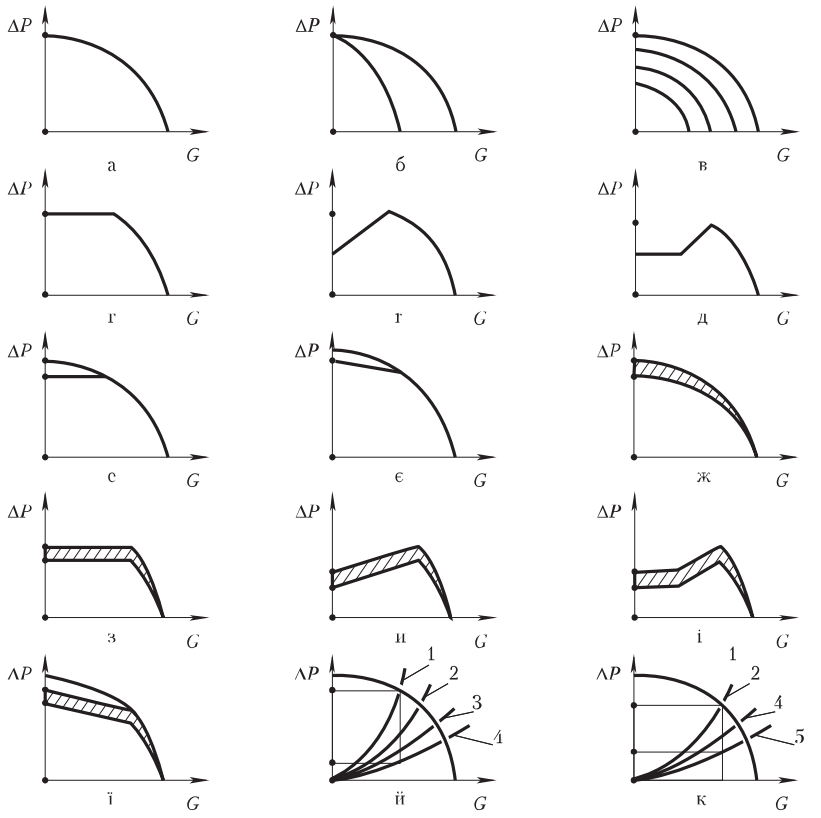


Рис. 36. Аналіз характеристик насосів на шумоутворення терморегуляторів: *а — нерегульована; б — паралельна; в — ступенево регульована; г — постійного перепаду тиску; ґ — пропорціонального перепаду тиску; д — паралельного перепаду тиску; е — нерегульована з автоматичним регулятором перепаду тиску за насосом; є — те саме, але з перепускним клапаном; ж…ї — усі вищезазначені з автоматичними регуляторами перепаду тиску на стояках або приладових вітках; й та к — нерегульовані в однотрубних системах відповідно без та з автоматичним регулятором витрати теплоносія; 1 — характеристика опору системи при закритих терморегуляторах; 2 — те саме, при номінальних (за k_v) параметрах; 3 — те саме, при повністю відкритих терморегуляторах (за k_{vs}); 4 — те саме, без урахування опору терморегуляторів; 5 — те саме, без урахування опору терморегуляторів і регулятора витрати*

11.2. Оцінка системи опалення на забезпечення вимог до температури охолодженого теплоносія

При дотриманні умов шумонеутворення терморегуляторів і при забезпеченні авторитетів терморегуляторів рекомендується провести оцінку двотрубних систем опалення на вплив перерозподілу теплоносія в опалювальних приладах, стояках та пофасадних вітках, визваного закриттям частини терморегуляторів. Оскільки системи опалення є інерційними і огороджувальні конструкції будівлі також є інерційними, — при закритті частини терморегуляторів на опалювальних приладах в їх решту буде надходити надмірна кількість теплоносія доти, поки не зреагують терморегулятори.

Навіть використання терморегуляторів з незначним часом запізнювання (див. таблицю 3) не в змозі запобігти в повній мірі зниженню енергозаощаджуваності і зменшенню перепаду температур теплоносія за рахунок підвищення її на виході опалювальних приладів (див. рис. 33).

Орієнтовну оцінку проводять для систем опалення з відсутнім пофасадним автоматичним регулюванням. Для цього розбивають магістральні вітки, або стояки, або опалювальні прилади (в залежності від схеми системи) на пофасадні групи і знаходять для них загальні витрати теплоносія G_1 і G_2. На основі побудови графіка за рис. 37 визначають максимальний додатковий приплив теплоносія ΔG_{max}, який надходить до неопроміненої сонцем першої групи. Такий приплив є наслідком повного закриття терморегуляторів другої групи на опромінюваній сонцем стороні будівлі. Параметри, що відповідають даним групам, позначені відповідно індексами 1 та 2, а параметри, яких набуває система опалення при закритті першої групи, — штрихом.

Відносне збільшення припливу відповідає зменшенню розрахункового перепаду температур з Δt до $\Delta t'$ за рахунок збільшення температури охолодженої води t_o'. Тобто

$$\Delta t' = \frac{G_1 \Delta t}{G_1 + \Delta G_{max}},$$

або

$$t_o' = t_г - \frac{G_1 \Delta t}{G_1 + \Delta G_{max}}.$$

Дані відхилення температур на протязі опалювального періоду повинні бути меншими за допустимі з умов енергозбереження та ефективної експлуатації джерела теплоти. При невиконанні даної умови

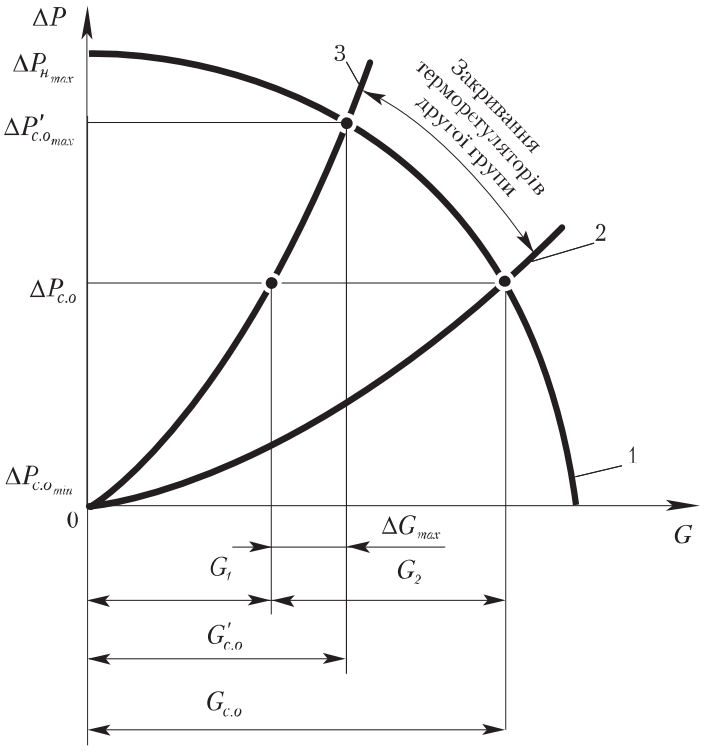


Рис. 37. Перерозподіл теплоносія в системі опалення:
1 — характеристика насоса; 2 — характеристика системи опалення (двох груп, разом узятих); 3 — розрахункова характеристика першої групи

необхідно на основі економічного обгрунтування застосувати або автоматичне пофасадне регулювання, або насос з горизонтальною характеристикою, або засоби автоматичного забезпечення перепаду тиску чи витрати на стояках (приладових вітках).

Установлення автоматичних регуляторів перепаду тиску в двотрубних або автоматичних регуляторів витрати в однотрубних системах опалення на стояках (приладових вітках) для запобігання перетоків теплоносія дає енергозаощаджуючий ефект приблизно 5%. Базується він на тому, що при спрацюванні частини терморегуляторів на закривання одразу ж реагують автоматичні регулятори і не допускають надмірне зростання витрати теплоносія в решті терморегуляторів. За відсутності цих

регуляторів така задача покладається на терморегулятори, час спрацювання яких значно більший, оскільки залежить від їх конструктивних особливостей, інерційності будівлі та системи опалення.

Автоматичні регулятори перепаду тиску, окрім створення умов енергоефективної роботи терморегуляторів шляхом забезпечення їх авторитетів та шумонеутворення, ще запобігають несанкціонованим перетокам теплоносія в системі опалення і збільшенню його температури в зворотній магістралі, що дає додатковий енергозберігаючий ефект, оцінюваний приблизно у 5 %.

11.3. Робота автоматичних регуляторів перепаду тиску

Регулятори перепаду тиску призначені для підтримання заданого перепаду тиску на стояках (приладових вітках), запобігання шумоутворенню терморегуляторів, запобігання надмірних перетоків теплоносія і шумоутворенню при цьому труб, забезпечення керованості потокорозподіленням терморегуляторами. Такі регулятори є ефективним засобом енергозбереження та створення теплового комфорту приміщення. Окрім того, вони спрощують гідравлічні розрахунки, розбиваючи розгалужені системи опалення на підсистеми; особливо це стосується регуляторів з фіксованим значенням перепаду тиску на стояках. Автоматичні регулятори перепаду тиску застосовують у відповідності до схем на рис. 1 та 2. Їх відносять до класу регуляторів прямої дії, тобто таких, у яких вплив вимірювального елемента на регулюючий елемент здійснюється безпосередньо без застосування додаткового джерела енергії. Регулятор перепаду тиску, відбираючи перепад тиску з двох точок системи за допомогою імпульсної трубки і внутрішнього каналу, порівнює його із заданим. Шляхом активації діафрагми передає поступальний рух на регулюючий клапан. Будь-які зміни перепаду тиску до точок їх відбору компенсуються перепадом тиску на клапані ΔP_K, не порушуючи заданого перепаду тиску на регуляторі $\Delta P_{PV(P)}$, відповідного втраті тиску на стояку (приладовій вітці) — ΔP_C, і відповідно, максимально можливого перепаду тиску на терморегуляторах. Отже, $\Delta P_{PV(P)} = \Delta P_C$, де індекс PV відповідає регулятору ASV-PV, а індекс P — ASV-P.

Взаємодія терморегуляторів, наприклад, RTD-N і автоматичного регулятора перепаду тиску, наприклад, ASV-PV+ASV-M(ASV-I) показана на рис. 38. Закривання терморегуляторів веде до зростання перепаду тиску на них ΔP_T, — зміни характеристики стояка з положення 10 до положення 12 (на верхній частині рисунка при використанні

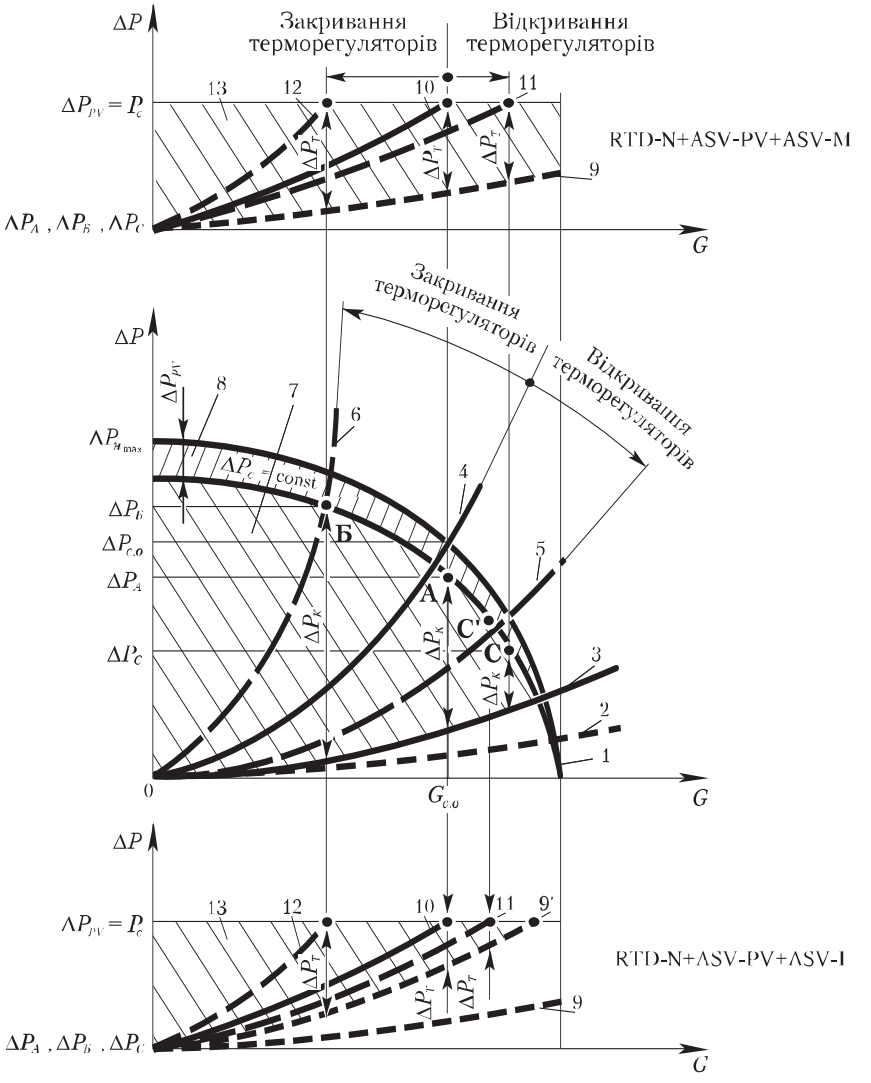


Рис. 38. Робота системи опалення з терморегуляторами і автоматичним регулятором перепаду тиску:

1 — характеристика нерегульованого насоса; 2 — характеристика системи до точки приєднання автоматичного регулятора перепаду тиску; 3 — те саме, з урахуванням пасивної складової втрати тиску в автоматичному регуляторі перепаду тиску, визначеної за параметром k_{vs}; 4 — характеристика системи опалення в розрахунковому режимі;

5 та 6 — характеристики системи опалення відповідно при повністю відкритих та при частково закритих, порівняно з розрахунковим положенням, терморегуляторах; 7 — зона діапазону зміни активної складової втрати тиску на автоматичному регуляторі перепаду тиску; 8 — зона постійного діапазону втрати тиску на стояку; 9 — характеристика стояка без урахування терморегулятора; 9' — те саме, з урахуванням ASV-I; 10 — характеристика стояка у розрахунковому режимі; 11 та 12 — характеристика стояка відповідно при повністю відкритому і частково закритому терморегуляторі; 13 — зона зміни діапазону втрати тиску на терморегуляторі

ASV-PV+ASV-M) і зменшення витрати теплоносія; при цьому змінюється характеристика системи опалення з положення 4 до положення 6 (на середньому рисунку) і зростають втрати тиску ΔP_K на ASV-PV відповідно точок А та Б. Відкривання терморегуляторів (крива 11 верхньої частини рисунка) зменшує опір на них ΔP_T і на ASV-PV відповідно точки С. При роботі ASV-PV+ASV-M підтримуваний ним перепад тиску завжди дорівнює втратам тиску (без урахування впливу природного тиску) на стояку (приладовій вітці), тобто $\Delta P_{PV}=\Delta P_C$. Однак втрати тиску в системі опалення до даного автоматичного клапана змінюються відповідно точок А, Б та С. Тому для наочності верхньої частини рисунка основа вісі ординат є спільною для зазначених точок (ΔP_A, $\Delta P_Б$, ΔP_C). При розгляданні кривої 12, за основу слід приймати $\Delta P_Б$, кривої 10 — ΔP_A, кривої 11 — ΔP_C.

При неможливості забезпечення бажаного значення зовнішнього авторитету терморегуляторів відносно перепаду тиску на стояку, що іноді буває при близькому розташуванні опалювального приладу до ASV-PV, застосовують комплект ASV-PV+ASV-I. Його сумісна робота з терморегуляторами показана на нижній частині рис. 38 і аналогічна верхній частині. Але при цьому зменшується зона 13 за рахунок гідравлічного опору клапана ASV-I, оскільки відбір імпульсу для ASV-PV здійснюється до нього, що обмежує максимальну витрату теплоносія відповідно точки С'.

Сумісна робота автоматичних регуляторів перепаду тиску, установлених на двох стояках, показана на рис. 39. У даному випадку розглянута осереднена дія групи терморегуляторів. Аналогічну оцінку розповсюджують і на осереднену роботу груп автоматичних регуляторів перепаду тиску, установлених на стояках різних фасадів будівлі. Якщо система опалення складається з двох стояків з однаковими характеристиками 10, тоді при паралельному з'єднанні їх сумарній

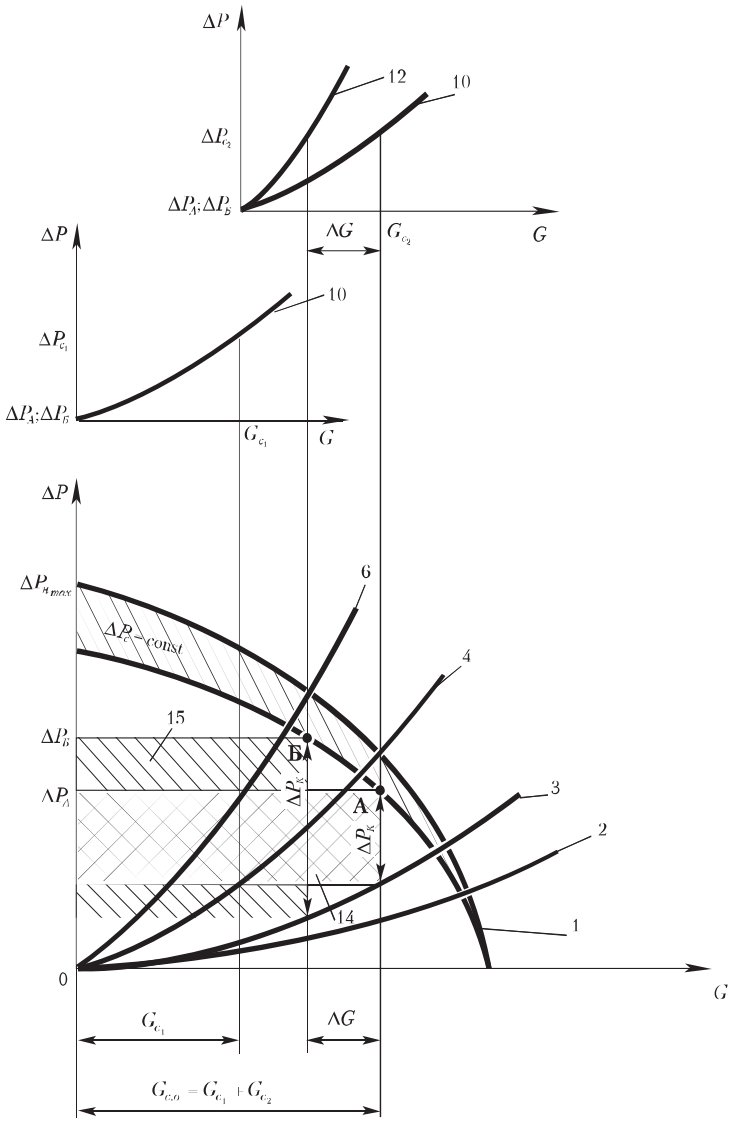


Рис. 39. Взаємодія групи автоматичних регуляторів перепаду тиску: *умовні позначення див. до рис. 38; 14 — зона втрат тиску на автоматичних регуляторах перепаду тиску в розрахунковому режимі системи опалення, 15 — те саме, при зменшенні витрати теплоносія*

характеристиці відповідає крива 4. Часткове закривання групи терморегуляторів одного з стояків (верхній графік) зменшує витрату теплоносія на ΔG як у даному стояку, так і в системі в цілому, що приводить до зміни її характеристики, означеній кривою 6. Оскільки при цьому зростає тиск в системі опалення, автоматичні регулятори перепаду тиску на обох стояках, пропорційно реагуючи, прикривають клапанами прохідні отвори і збільшують втрати тиску $\Delta P_к$ відповідно точок А та Б. Отже, будь-які зміни режиму роботи одного або групи стояків не впливають на гідравлічні режими стояків, що робить їх окремими підсистемами.

На рис. 38 та рис. 39 зображена зона ΔP_c = const. Її розмір залежить від застосовуваних конструкцій автоматичних регуляторів перепаду тиску. ASV-PV має настроюваний діапазон 5...25 кПа, ASV-P має фіксоване значення 10 кПа.

Забезпечення стабільності підтримання заданого перепаду тиску на стояку (приладовій вітці) досягають підбором типорозміру автоматичного регулятора перепаду тиску в комплекті з ASV-M за максимальною витратою стояка, яку визначають сумарним значенням характеристичних максимальних пропускних здатностей терморегуляторів

$$k_{vs_{PV(P)}} \geq c\sum_{i=1}^{n} k_{vs_i}, \qquad (7)$$

де $k_{vs_{PV(P)}}$ — характеристична пропускна здатність автоматичного регулятора перепаду тиску; $\sum_{i=1}^{n} k_{vs_i}$ — сума характеристичних пропускних здатностей терморегуляторів, розташованих між точками відбору імпульсів тисків автоматичним регулятором перепаду тиску; c — поправочний коефіцієнт впливу перепаду тиску на перепускні здатності автоматичного регулятора та терморегуляторів

$$C = \sum_{i=1}^{n}\sqrt{\frac{\Delta P_c\ (1-a_{в_i})}{\Delta P_к (1/a_{з_i} - a_{в_i})}}\ , \text{ або } C = \sum_{i=1}^{n}\sqrt{\frac{\Delta P_c\,(a_{з_i} - a_i^*)}{\Delta P_к (1-a_i^*)}}\ ,$$

ΔP_c — втрати тиску на стояку (приладовій вітці); $\Delta P_к$ — втрати тиску на регуляторі ASV(PV) або ASV(P) при максимальній витраті стояка $G_{C_{max}}$ (див. рівняння (8) у п.11.6.2.).

В частковому випадку — при рівності осереднених втрат тиску на терморегуляторах і втрат тиску на автоматичному регуляторі — c = 1.

Орієнтовне визначення на стадії конструювання системи опалення максимальної кількості терморегуляторів одного типорозміру на стояку (приладовій вітці), що припадають на один автоматичний регулятор

перепаду тиску, здійснюють за видозміненим вищенаведеним рівнянням (див. формулу (9) у п. 11.6.2).

Автоматичний регулятор перепаду тиску підтримує сталість перепаду тиску на стояку (приладовій вітці) в усіх режимах роботи терморегуляторів і насоса. Тим самим забезпечує оптимальні умови ефективної роботи терморегуляторів.

11.4. Робота автоматичних регуляторів витрати

Автоматичні регулятори витрати теплоносія застосовують у відповідності до схеми на рис. 2. Вони призначені для підтримання заданої витрати на стояку або приладовій вітці, тобто гідравлічній стабілізації системи. Такий регулятор, відбираючи перепад тиску теплоносія на собі, порівнює його із заданим і шляхом активації діафрагми керує рухом регулюючого клапана. Будь-яке збільшення (зменшення) перепаду тиску в системі приводить до пропорційного зменшення (збільшення) перепаду тиску на клапані шляхом його відкривання (закривання).

Автоматичні регулятори витрати теплоносія підтримують її розрахункове значення на стояках (приладових вітках) з урахуванням роботи терморегуляторів. Їх взаємодія в насосній системі показана на рис. 40. Така робота виникає при використанні терморегуляторів RTD-G або RTD-KE і автоматичних регуляторів витрати ASV-Q. При закриванні терморегуляторів на ΔP_T характеристика системи опалення 4 мала б прямувати до кривої 5, яка характеризує систему опалення при замкнених терморегуляторах, тобто характеристику опору системи при 100% протіканні теплоносія через замикаючі ділянки на вузлах підводок до опалювальних приладів. Але пропорційне зменшення втрат тиску на клапані ASV-Q $\Delta P_Q = \Delta P_T$ залишає характеристику 4 незмінною. Протилежна робота відбувається і при відкриванні терморегулятора. Таким чином, на стояках окремо і в системі опалення в цілому витрата теплоносія $G_{c.o}$ і перепад тиску $\Delta P_{c.o}$ залишаються незмінними.

У однотрубних системах опалення втрата тиску на терморегуляторах не може дорівнювати втраті тиску в системі опалення, оскільки при їх закриванні витрата теплоносія залежатиме від опору стояків через замикаючі ділянки і не дорівнюватиме нулю, як у двотрубних. Це дає можливість виробнику терморегуляторів дещо виходити за рекомендовані межі значень внутрішнього авторитету. Задача проектувальника — підкоригувати його внутрішній авторитет зовнішнім авторитетом при конструюванні поверхостояків (приладових віток).

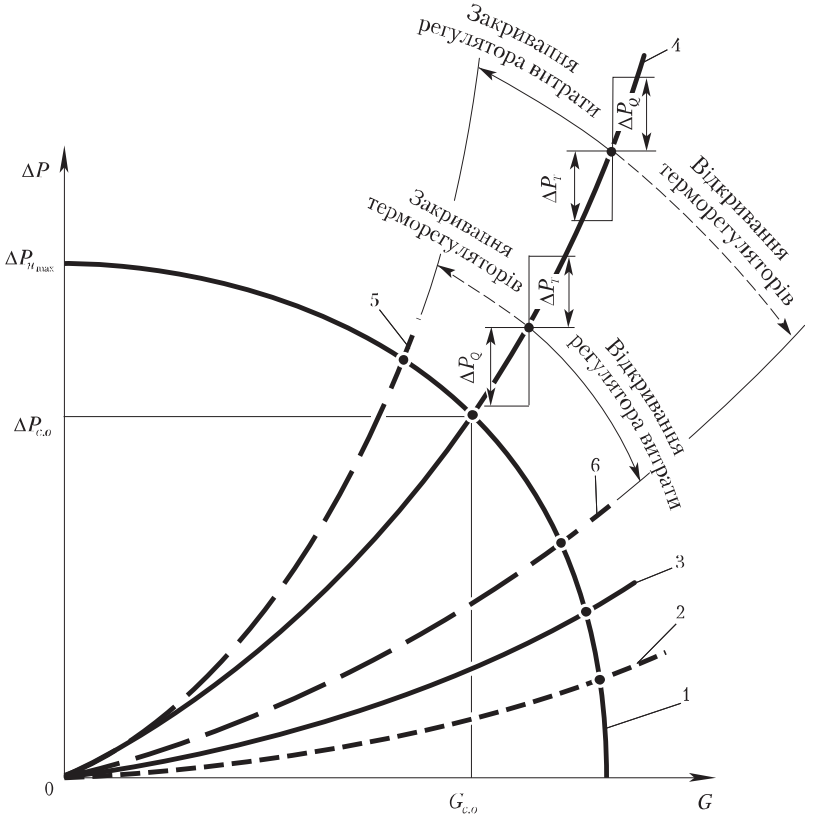


Рис. 40. Робота терморегуляторів і автоматичного регулятора витрати у системі опалення:

1 — характеристика нерегульованого насоса; 2 — характеристика системи без урахування втрат тиску в автоматичному регуляторі витрати і терморегуляторах; 3 — те саме, з урахуванням пасивної складової втрат тиску в автоматичному регуляторі витрати, визначеної за параметром k_{vs}; 4 — характеристика системи опалення в розрахунковому режимі; 5 та 6 — характеристики системи опалення відповідно при повністю закритих та повністю відкритих терморегуляторах без урахування дії автоматичного регулятора витрати

Автоматичний регулятор витрати теплоносія забезпечує сталість витрати і перепаду тиску на однотрубному стояку (приладовій вітці) в усіх режимах роботи терморегуляторів і насоса.

11.5. Робота перепускних клапанів

Перепускні клапани застосовують у відповідності до схеми на рис. 1. Їх відносять до класу регуляторів прямої дії. Призначені для недопущення перевищення заданого перепаду тиску на стояках або приладових вітках з метою запобігання шумоутворення терморегуляторів.

Принцип дії перепускних клапанів базується на урівноваженні тиску теплоносія та тиску клапана, утворюваного пружиною. Клапан нормально закритий. При перевищенні установленого на перепускному клапані перепаду тиску він відкривається і пропускає теплоносій.

Робота перепускного клапана, наприклад, AVDO, установленого на перемичці розподільного та збірного стояка двотрубної насосної системи опалення з терморегуляторами RTD-N показана на рис. 41. У розрахункових умовах характеристика системи опалення означена кривою 2. Закривання терморегуляторів приводить до теоретичного зменшення витрати на $\Delta G_T'$ і, відповідно, до підйому теоретичної зміни характеристики системи, відображеної кривою 4. При цьому відкривається перепускний клапан і пропускає через себе теоретичну витрату $G_K' = \Delta G_T'$ (вісь витрати перепускного клапана — OG_K). Оскільки перепускний клапан приєднаний паралельно до стояка, підсумовування їх характеристик дає нову характеристику системи опалення, відповідну до кривої 5. Реальна витрата на перепускному клапані становитиме $G_K = \Delta G_T$. При відкриванні терморегуляторів перепускний клапан знаходиться у закритому положенні і не вносить змін у роботу системи опалення.

У системах опалення з перепускними клапанами на стояках відбуваються коливання тиску ΔP_1 і витрати ΔG_1 при закриванні терморегуляторів, а також ΔP_2 і ΔG_2 при їх відкриванні. Це приводить до перерозподілу теплоносія між стояками і деякому коливанню теплової потужності опалювальних приладів з незакритими терморегуляторами доти, поки останні не почнуть відповідно реагувати. Запізнення реагування терморегуляторів у повній мірі залежатиме від інерційності будівлі та системи опалення, що не кращим чином відображається на енергозаощаджуваності. Окрім того, основним недоліком даних клапанів є змішування гарячої та охолодженої води, що недопустимо для систем опалення з вимогами до температури охолодженого теплоносія. Недопущенню наведених недоліків сприяють автоматичні регулятори перепаду тиску.

Автоматичний перепускний клапан забезпечує приблизну сталість перепаду тиску на стояку (приладовій вітці) тільки в режимі закривання терморегуляторів. Використання таких клапанів на стояках (приладових вітках) не рекомендується.

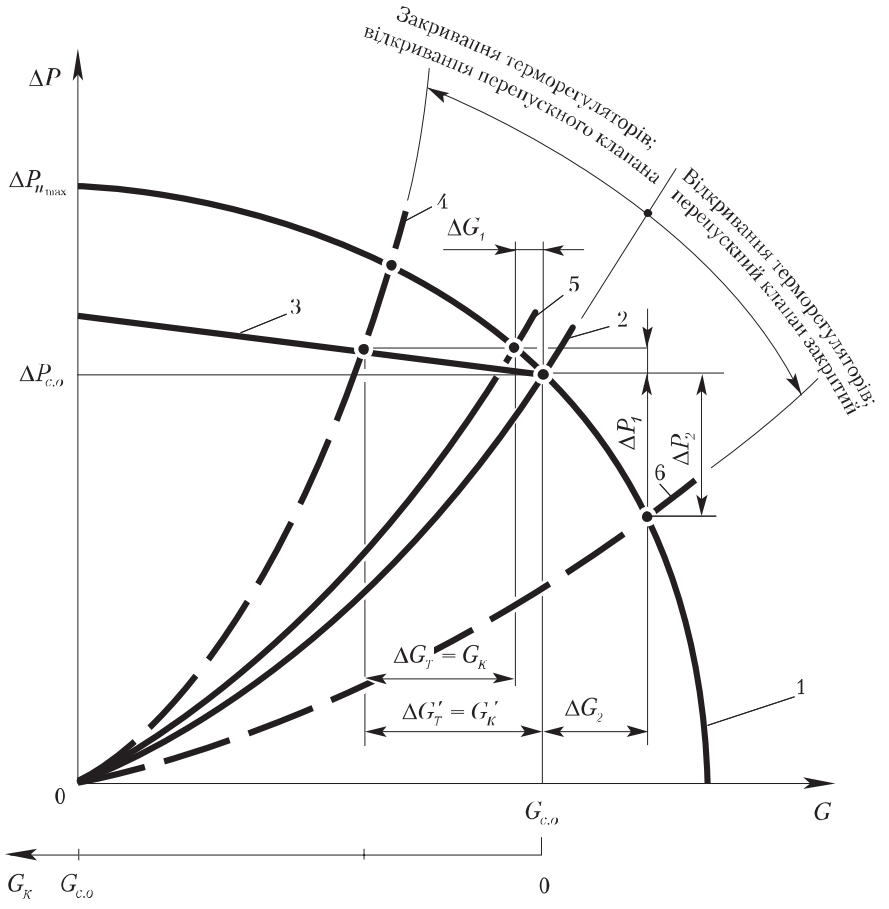


Рис. 41. Робота перепускного клапана в системі опалення з терморегуляторами: *1 — характеристика нерегульованого насоса; 2 — характеристика системи опалення у розрахунковому режимі; 3 — характеристика перепускного клапана; 4 — характеристика системи з частково закритими терморегуляторами при відсутності перепускного клапана; 5 — характеристика системи опалення з частково закритими терморегуляторами і частково відкритим перепускним клапаном; 6 — характеристика системи опалення з відкритими терморегуляторами*

11. 6. Забезпечення гідравлічної стійкості системи опалення

Забезпечення стійкості системи опалення — головна задача ув'язування циркуляційних кілець з гідравлічної точки зору, але наявність терморегуляторів у системі опалення робить її гідравлічний режим змінним. Тому виникає необхідність забезпечення керованості потокорозподіленням у системі. Стійкості системи досягають традиційним шляхом — ув'язуванням гідравлічних кілець, що необхідно при виході системи в робочий режим після запуску, нічного режиму тощо; керованості — шляхом забезпечення авторитетів терморегуляторів, що необхідно для ефективної роботи системи у робочому режимі.

Система опалення є розгалуженою мережею трубопроводів, початок яких знаходиться в індивідуальному тепловому пункті (ІТП). З даного пункту вода доносить теплоту до кожного опалювального приладу і повертається до нього, утворюючи циркуляційні кільця. Кільця в межах системи опалення (у границях будівлі) можуть бути гідравлічно замкненими або розімкненими. Перші — характерні для систем з гідравлічно незалежним приєднанням до мережі централізованого теплопостачання і для систем з місцевим теплопостачанням. Другі — для систем із гідравлічно залежним приєднанням до мережі централізованого теплопостачання. У перших та других кільцях початком та закінченням є точки спонукання руху теплоносія, у яких забезпечується наявний перепад тиску (точки приєднання насоса, елеваторного вузла...). Відносно цих точок теплоносій, що проходить будь-яким шляхом системи, втрачає однакову кількість енергії, рівну наявній. Тобто втрати тиску дорівнюють наявному тиску.

Кількість циркуляційних кілець в системі опалення рівна кількості шляхів, якими проходить теплоносій: у двотрубній — кількості опалювальних приладів; однотрубній — кількості стояків або приладових віток. При гідравлічному розрахунку малими циркуляційними кільцями в колонках опалювального приладу нехтують, вважаючи, що через нього проходить одне кільце. Утворювані циркуляційні кільця в замикаючих або обвідних ділянках вузлів обв'язки опалювальних приладів однотрубних систем ураховують характеристикою опору або пропускною здатністю (провідністю) вузлів у цілому, надалі враховуючи як одне циркуляційне кільце через стояк або приладову вітку. Другий варіант циркуляційного кільця, в цьому випадку — циркуляцію тільки через замикаючі або обвідні ділянки, розглядають при аналізі терморегуляторів на шумонеутворення.

Циркуляційні кільця між собою є тільки паралельними. Конструктивно вони утворені ділянками системи опалення, які можуть бути з'єднані як паралельно, так і послідовно. Виключенням є системи з СРТ, які можуть мати лише одне циркуляційне кільце.

Ділянка системи опалення може складатись із запірно-регулюючої арматури, обладнання, трубопроводів та фітингів. Початком та кінцем ділянки є трійники та хрестовини, хоча іноді її розбивають на складові. Виключення становлять головні ділянки (головні магістралі), які приєднані до точок спонукання руху теплоносія, та ділянки, що починаються або закінчуються автоматичними регуляторами перепаду тиску та регуляторами витрати теплоносія. За кількістю циркуляційних кілець, що проходять через ділянку, вона може бути або кінцевою, або загальною. Кінцева ділянка у двотрубних системах знаходиться між точками приєднання трубопроводів обв'язки опалювального приладу до стояка або приладової вітки; у однотрубних — між точками приєднання стояка або приладової вітки до магістральних трубопроводів. Загальна ділянка завжди обслуговує (за витратою теплоносія), як мінімум, дві кінцеві ділянки. Нею можуть бути частини приладової вітки, стояка, магістралі. Головна ділянка є загальною і обслуговує всі кінцеві ділянки. Витрата теплоносія в ній рівна витраті в системі опалення. Нею можуть бути тільки головні магістралі. Схема утворення ділянок показана на рис. 42.

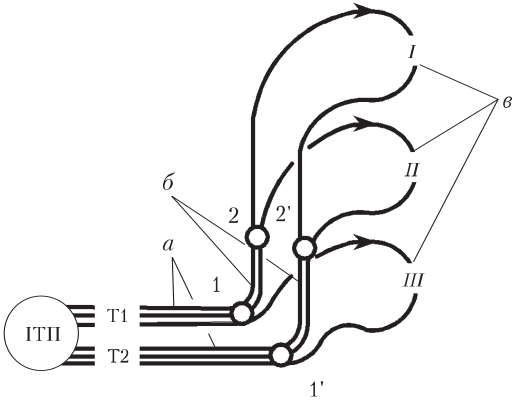


Рис. 42. Схема розділення системи опалення на ділянки: *а — головні ділянки (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки (1-2 та 1'-2'); в — кінцеві ділянки (2-2' через I, 2-2' — II , та 1-1' — III); 1, 1', 2 та 2' — загальні точки приєднання ділянок (трійники, хрестовини); I, II та III — циркуляційні кільця*

Ув'язування циркуляційних кілець може здійснюватись відносно ІТП, але це обтяжує розрахунки. Тому, здебільшого, його роблять покроковим відносно загальних точок, якими є точки приєднання труб у трійниках та хрестовинах.

Сьогодні існує тенденція приблизного ув'язування циркуляційних кілець, з покладанням остаточного гідравлічного збалансування системи терморегуляторами. Такий підхід може

мати місце в невеликих системах опалення без місцевого або центрального кількісного регулювання витрати теплоносія. Звичайно, що в даному випадку система опалення з терморегуляторами не буде мати таких критичних наслідків, як система опалення без них. Терморегулятори збалансовують систему. Термін цієї дії буде пов'язаний з інерційністю будівлі та системи. Спочатку прогріватиметься приміщення, через яке проходить циркуляційне кільце з меншим гідравлічним опором. Після досягнення установленої на терморегуляторі температури повітря приміщення він почне прикриватись, збільшуючи опір циркуляційного кільця, і теплоносій в більших кількостях надходитиме до решти опалювальних приладів. Отже, відбувається нерівномірний вихід у тепловий режим приміщень, характеризований початковою гідравлічною незбалансованістю, що може виникати при запуску системи опалення, після режиму заощадження (нічного, чергового...).

Для уникнення розбалансування системи у вищенаведених випадках рекомендується здійснювати гідравлічне ув'язування кілець за втратами тиску в них між точками приєднання кінцевих ділянок. Похибка втрат тиску в циркуляційних кільцях не повинна перевищувати ±15% при тупиковому прокладанні трубопроводів та ±5% при супутньому. Сучасні комп'ютерні програми ув'язують тупикові схеми з похибкою +10% та -5%. За таких похибок розрахунковий дисбаланс у кільцях за витратою теплоносія становитиме $\sqrt{15} \approx 4\%$. Реально він буде меншим за рахунок самобалансування системи.

Під дисбалансом розуміють невідповідність реальних гідравлічних параметрів циркуляційного кільця розрахунковим. За законами гідравліки система опалення завжди самобалансується. Основною задачею гідравлічного розрахунку у вітчизняній практиці проектування було розрахункове обмеження самобалансування системи у заданих рамках. Такий підхід залишається діючим лише на момент виходу системи з терморегуляторами у робочий режим. У початковий момент всі терморегулятори є відкритими, або, принаймні, непрацюючими (мається на увазі стабільне положення штоку термостатичного клапана). Поступово терморегулятори прикриються у відповідності до виставлених на них температур. При цьому розподілення теплоносія в циркуляційних кільцях ніколи, навіть за повного співпадання всіх вихідних параметрів, що характеризують систему опалення, з реальними, не буде відповідати розрахунковому. Визвано це не тільки збільшенням поверхні теплообміну опалювальних приладів (див. п.р. 10.2), а й роботою терморегуляторів (див. рис. 14 та 15). Таким чином, розрахунковий і реальний режими роботи системи опалення з терморегуляторами не співпадають. Робота такої системи пов'язана, насамперед, з самобалансуванням,

причиною якого є автоматичне кількісне регулювання теплоносія термостатичними клапанами.

Звичні у вітчизняній практиці підходи до проектування систем з квазістаціонарними (з урахуванням змін, визваних коливаннями гравітаційного тиску) режимами роботи не в повній мірі відповідають принципам розрахунку систем опалення із змінними гідравлічними режимами (системи з терморегуляторами). Основною задачею гідравлічного розрахунку таких систем є забезпечення умов контрольованого самобалансування. Контрольованості досягають у два етапи: перший — при виготовленні терморегулятора, який полягає у проміжному розташуванні конуса клапана (між граничними положеннями — відкрито та закрито); другий — при проектуванні, який полягає у забезпеченні ефективного гідравлічного реагування терморегулятора на зміни параметрів теплоносія (перепаду тиску), що визвані роботою решти терморегуляторів. Ефективність гідравлічного регулювання полягає у здатності клапана пропускати теплоносій в межах заданих пропорцій при його закриванні та відкриванні від номінального (розрахункового) положення конуса клапана без утворення шуму. Задані пропорції називають внутрішнім та загальним авторитетами терморегулятора, які повинні бути забезпечені відповідно на першому та другому етапах. За європейськими методиками — тільки зовнішнім авторитетом.

Проектні підходи ув'язування гідравлічних кілець систем опалення з терморегуляторами залишились такими ж. Але розподіл тиску в гідравлічному кільці не регламентується жорстко, як раніше (не менше 70% на стояках або підводках до опалювальних приладів), а залежить від конструктивних особливостей терморегулятора — його внутрішнього авторитету. Мірою розподілу тиску в циркуляційному кільці є зовнішній авторитет терморегулятора. Він утворює проміжну ланку ланцюга: виробничого — проектного — робочого забезпечення керованості потоками в системі опалення.

За неможливості ефективного забезпечення розподілу тиску (потокорозподілення) у циркуляційних кільцях системи за допомогою терморегуляторів використовують автоматичні регулятори перепаду тиску. Наявність в системі опалення таких пристроїв розділяє її на незалежні одна від одної підсистеми, кількість котрих рівна кількості автоматичних регуляторів, що показано на рис. 43. Такий підхід є новим у вітчизняній практиці проектування. Він потребує додаткового забезпечення умов ефективної роботи цих регуляторів.

У підсистемах А та Б показані різні варіанти забезпечення загального авторитету терморегулятора. Якщо, наприклад, у циркуляційному кільці VI розподіл тиску між терморегулятором і рештою частини

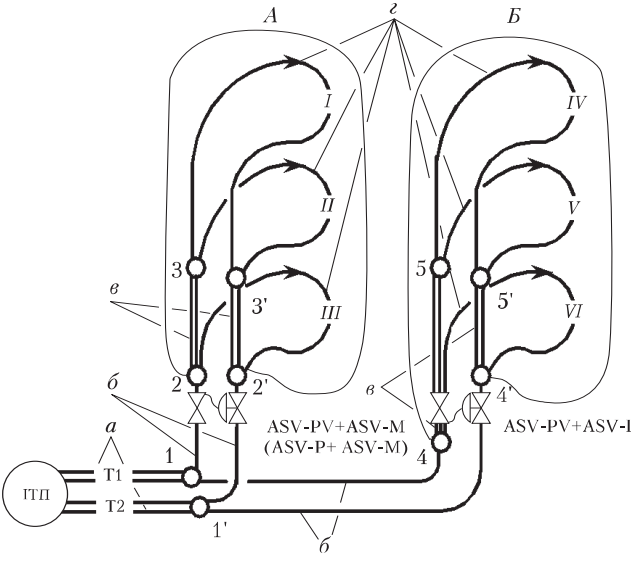


Рис. 43. Утворення підсистем: *а — головні ділянки системи (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки системи (1-2, 1'-2', 1-4 та 1'-4'); в — загальні ділянки підсистем (2-3, 2'-3', 4-5 та 4'-5'); г — кінцеві ділянки підсистем (2-2'(III), 3-3'(II), 3-3'(I), 4-4'(VI), 5-5'(V) та 5-5'(IV); I…VI — циркуляційні кільця; А та Б — підсистеми*

кільця (опалювальним приладом, трубами, запірною арматурою...) не є оптимальним, то одним з варіантів перерозподілу є використання ASV–I, у якому відбір імпульсу тиску здійснюється на вході. Тоді цей вентиль є складовою усіх гідравлічних кілець підсистеми Б. Підбір настройки даного вентиля іноді дозволяє підкоригувати загальний авторитет терморегулятора.

Досягають необхідного потокорозподілення, перш за все підбором відповідного автоматично підтримуваного перепаду тиску шляхом настройки ASV-PV. У регуляторі ASV-P можливості варіювання перепадом тиску немає, оскільки він має постійну настройку на 10 кПа, що спрощує гідравлічні розрахунки системи опалення приблизно п'ятиповерхових будівель, які є пріоритетними у країнах західної Європи.

Ув'язування підсистем у межах рекомендованих похибок відносно точок 1 та 1' не здійснюють. У процесі роботи системи гідравлічне ув'язування забезпечується автоматично. Головне, щоб за будь-яких

умов експлуатації надлишок тиску перед автоматичним регулятором був не меншим суми втрат тиску в ньому та автоматично підтримуваного перепаду тиску в підсистемі.

Дана вимога стосується центрального та місцевого кількісного регулювання (із зменшенням витрати теплоносія), супроводжуваних зменшенням розвиваємого насосом тиску. При максимальному відкриванні терморегуляторів перепад тиску в системі також падає, зменшуючи своє значення перед автоматичними регуляторами. Такі випадки повинні перевірятись на стадії проектування. Інакше, автоматичні регулятори будуть повністю відкритими і відбуватиметься перерозподіл теплоносія згідно опорів циркуляційних кілець підсистем.

Занадто великого запасу тиску перед автоматичним регулятором слід уникати. Пов'язано це з несуттєвим підвищенням похибки регулювання регулятора, хоча вона і є значно нижчою (≈2%) від рекомендованих похибок гідравлічного ув'язування кілець (15%). Зменшення запасу тиску перед регулятором досягають за рахунок збільшення втрат у трубах загальних ділянок системи, не зважаючи на рекомендовані економічно доцільні значення питомих втрат тиску. Мінімальною межею зменшення діаметрів є максимально допустимі швидкості теплоносія з умови шумонеутворювання труб. Такий підхід стосується насамперед магістральних віток. Він здешевлює систему і зменшує її інерційність за рахунок використання труб менших діаметрів. При цьому слід переконатись чи не економічніше застосувати насос з меншою за тиском характеристикою.

Забезпечення ефективної роботи автоматичних регуляторів здійснюють також за рахунок дотримання їх авторитетів. Але вони представлені у прихованому вигляді методик підбору. Це можуть бути або поради щодо дотримання рекомендованих значень перепаду тиску на них, або їх підбір не за розрахунковою витратою стояка (приладової вітки), а за його витратою при максимально відкритих терморегуляторах (Σk_{vs}) і т. п.

Ув'язування циркуляційних кілець здійснюють відносно основного циркуляційного кільця, під яким розуміють найбільш протяжне, або найбільш навантажене, або одне й друге разом узяте. Останнє є однозначним варіантом визначення. У перших двох випадках із-за попередньої невизначеності є вірогідність помилкового вирішення, на що в подальшому розрахунку вкаже незабезпеченість загального авторитету. Ув'язування решти гідравлічних кілець відносно основного приведе до необхідності збільшення втрат тиску на терморегуляторах (зменшення показника настройки), а, отже, і кращого забезпечення для них керованості потокорозподіленням.

Неоднозначність вибору основного циркуляційного кільця може виникнути при розрахунку двотрубних стояків з безпосереднім приєднанням до них опалювальних приладів, або дво- чи однотрубних приладових віток. Вона базується на різних підходах до гідравлічного розрахунку. Якщо вплив природного тиску становить менше 10% наявного і не враховується — основне циркуляційне кільце вірогідніше пройде через найвищий прилад або вітку. Якщо природний тиск враховується — вибір залежить від його зіставлюваності з втратами тиску в стояку. Рекомендується, щоб вони були рівними. Тоді забезпечується так звана «збалансованість стояка». Для цього слід розраховувати втрати тиску в стояках не за економічно, а за експлуатаційно доцільними питомими показниками R, Па/м. Їх знаходять за рівнянням:

$$R = \frac{БΔρg}{2},$$

де двійка враховує кількість труб стояка. Решту позначень див. у п.р.2.3.

Наведену формулу застосовують для розрахунку систем опалення або її підсистем при співпаданні напрямків циркуляцій, утворюваних насосом та гравітаційною силою. Розраховані значення орієнтовно знаходяться в межах від 50 до 100 Па/м, що приводить до незначного збільшення діаметра стояка. Проте досягається однаковість настройок терморегуляторів на всіх приладах або ідентичність настройок приладових віток по крайній мірі від другого до передостаннього поверху за рівності їх теплових навантажень, а отже, — однаковість загальних авторитетів терморегуляторів. Це забезпечує синхронність реагування терморегуляторів (без значних перерозподілів) на загальні збуджуючі фактори, наприклад, такі як: зміна зовнішньої температури повітря, нагрівання зовнішніх огороджень інсоляцією, зволоження огороджень дощем, запуск системи, вихід у робочий режим після режиму заощадження...

Природний тиск за його врахування є змінною величиною при експлуатації системи. Причиною тому якісне за температурним графіком та кількісне регулювання усіх рівнів системи опалення. Виникаючі зміни природного тиску не впливатимуть на розрегулювання циркуляційних кілець, оскільки їх підкоригують терморегулятори. У стояках без терморегуляторів також буде виникати самобалансування, але визване лише властивістю природного тиску — у кільці з меншим опором збільшиться витрата теплоносія, що приведе до збільшення температури його повертання, а отже, — подальшого зменшення природного тиску і, відповідно, зменшення витрати теплоносія.

При забезпеченні «збалансованості стояків» основне циркуляційне кільце пройде через найбільш навантажений опалювальний прилад

(приладову вітку) першого або останнього поверху за умови рівності решти. Якщо питоме зростання природного тиску перевищує питомі втрати тиску в стояку — основне циркуляційне кільце пройде через прилад або вітку з найменшим наявним тиском, тобто першого поверху.

Природний тиск є змінною величиною для приладів і віток кожного поверху, що слід ураховувати при ув'язуванні циркуляційних кілець. Різниця врахування для схем на рис. 42 та 43 полягає в тому, що відповідно у першому — він є доданком до насосного, а у другому — доданком до підтримуваного перепаду тиску автоматичним регулятором. Для різних підсистем наявні тиски будуть своїми. При конструктивному співпаданні стояків вони також співпадатимуть.

Підстоякові або надстоякові (на перемичці верхніх ділянок подавального і зворотного стояка) автоматичні перепускні клапани AVDO не вносять ніяких змін у традиційний процес ув'язування циркуляційних кілець. Схема циркуляційних кілець для даного випадку показана на рис. 44. Їх ув'язування здійснюють або відносно ІТП, або покроково у кожних точках. Перемичка з AVDO у гідравлічних розрахунках не враховується. Діаметр її приймають рівним діаметру AVDO, а останній підбирають за витратою теплоносія на ділянці приєднання.

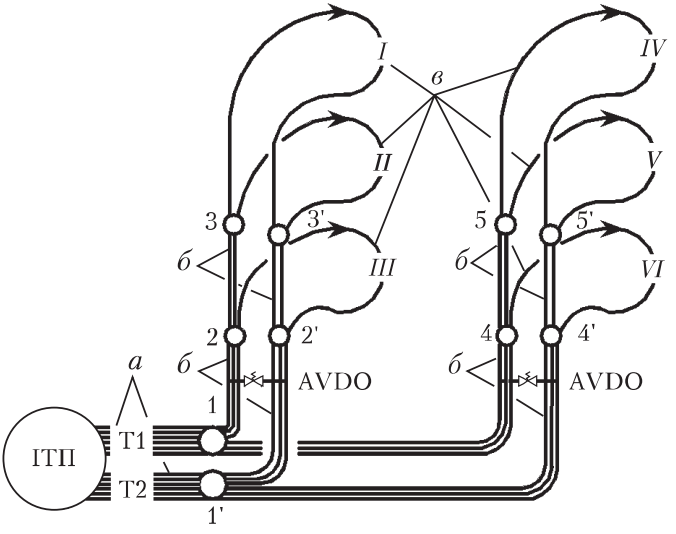


Рис. 44. Схема циркуляційних кілець системи опалення з підстояковими перепускними клапанами: *а — головні ділянки системи (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки системи (1-2, 1'-2', 2-3, 2'-3', 1-4,1'-4', 4-5, 4'-5'); в — кінцеві ділянки системи (2-2'(III), 3-3'(II), 3-3' (I), 4-4'(VI), 5-5'(V) та 5-5'(IV)); I…VI — циркуляційні кільця.*

Однотрубні системи опалення, схема яких показана на рис. 45, також мають традиційні підходи до ув'язування циркуляційних кілець незалежно від використання, або невикористання підстоякових автоматичних регуляторів витрати ASV-Q. Опір, утворюваний цими регуляторами, ураховують при гідравлічному ув'язуванні циркуляційних кілець.

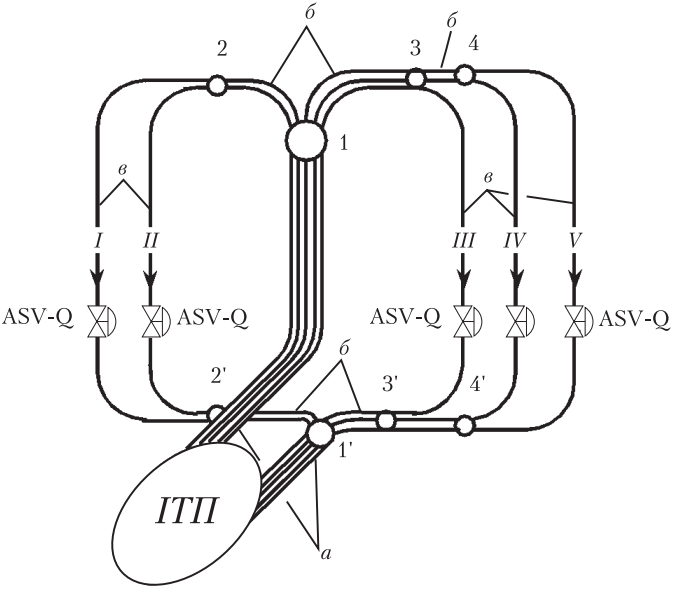


Рис. 45. Схема циркуляційних кілець однотрубної системи опалення: *а — головні ділянки системи (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки системи (1-2, 1-3, 3-4, 1'-2', 1'-3', 3'-4'); в — кінцеві ділянки системи — стояки (2-2'(I), 2-2'(II), 3-3'(III), 4-4'(IV) та 4-4'(V)); I-V — циркуляційні кільця*

Різноманітність схем систем опалення та їх видозмін до конкретних будівель вимагає декількаступеневого процесу ув'язування циркуляційних кілець: на першому — кінцевих; на інших — загальних ділянок. Розгалуженість таких систем і багатоступеневість ув'язування потребує структурування ділянок для їх швидкого візуального знаходження та коригування. Позначення ділянок починають, як правило, з індивідуального теплового пункту по мірі віддалення від нього. Рекомендується для кожної вітки, стояка, приладової вітки мати свою ієрархічну підструктуру. Позначення комплементарних ділянок рекомендується робити однаковими з розрізненням, наприклад, за допомогою штриха, подавальної та зворотної ділянок (А-Б та А'-Б', 1032-1033 та 1032'-

1033'). Під комплементарними розуміють доповнюючі одна одну незалежні загальні ділянки циркуляційного кільця з однаковими витратами, але різними призначеннями: подачі та звороту теплоносія.

Ефективної роботи системи опалення в усіх режимах досягають ув'язуванням циркуляційних кілець і забезпеченням керованості потокорозподілення.

11.6.1. Однотрубні системи опалення

Найбільш простим способом забезпечення гідравлічної стійкості системи опалення є варіювання діаметрами труб. Його реалізують в системах опалення з терморегуляторами без попередньої настройки. До таких відносять однотрубні вертикальні, або горизонтальні без регулюючої арматури на стояках чи приладових вітках, схема до ув'язування циркуляційних кілець яких показана на рис. 46.

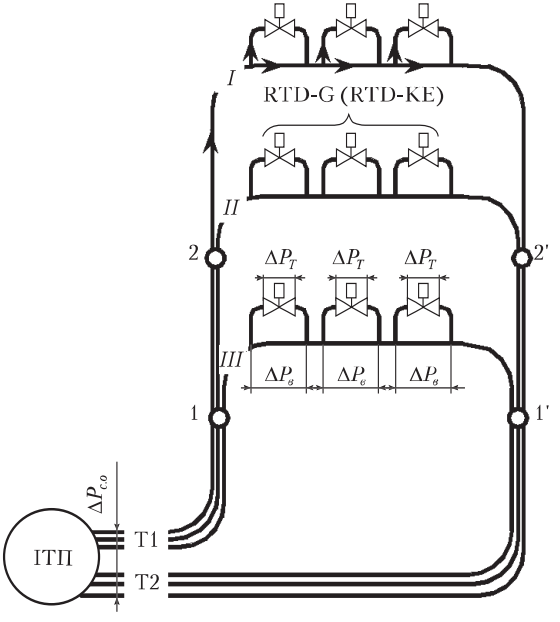


Рис. 46. Схема до ув'язування циркуляційних кілець однотрубної системи опалення

Ув'язування кільця I з кільцем II здійснюють у точках 2 та 2′, з кільцем III — у точках 1 та 1′. Зміною діаметрів труб досягають рівності втрат тиску в кожному циркуляційному кільці відносно точок 1 та 1′. При цьому забезпечують керованість потоками в кожному трубному вузлі обв'язки опалювального приладу з терморегулятором. Досягають її у два етапи: перший — при конструюванні вузлів обв'язки приладів, другий — при ув'язуванні циркуляційних кілець.

На першому етапі конструюють вузол

обв'язки з забезпеченням потокорозподілення терморегулятором відносно точок приєднання замикаючої ділянки і визначають втрати тиску у ньому. На цьому ж етапі визначають коефіцієнт затікання та діапазон зміни потокорозподілення вузла з урахуванням впливу замикаючої ділянки. При використанні комплектів RTD-KE — тільки наведений діапазон. На другому етапі забезпечують розподіл тиску між стояком (приладовою віткою) і рештою елементів циркуляційного кільця з урахуванням визначеного діапазону потокорозподілення вузла.

Відсутність такого підходу як в Україні, так і за її межами, ймовірно є однією з причин низької енергоефективності однотрубних систем з терморегуляторами в порівнянні з двотрубними.

За неможливості ув'язування кінцевих ділянок у точках 2 та 2' або 1 та 1' установлюють регулювальні вентилі — або ASV-I (d_y = 15...40), або MSV-I (d_y = 15...50), або MSV-F (d_y = 65...400) згідно схеми за рис. 47.

Для ув'язування циркуляційних кілець попередньо визначають втрати тиску ΔP_O в основному кільці, починаючи від ІТП, без урахування втрат тиску $\Delta P_{к_O}$ в регулювальному вентилі, наприклад, MSV-I даного кільця. Потім знаходять $\Delta P_{к_O}$ із умови забезпечення загального авторитету з урахуванням впливу замикаючої ділянки.

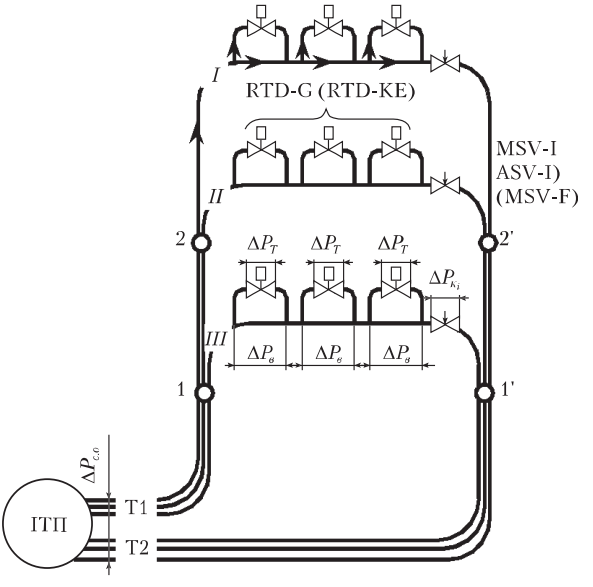


Рис. 47. Схема до ув'язування циркуляційних кілець регулювальними вентилями в однотрубній системі опалення

За визначеним $\Delta P_{к_O}$, Па, та витратою теплоносія в кінцевій ділянці основного циркуляційного кільця (стояку або приладовій вітці) G_O, кг/год, із графіка, що додається з технічною інформацією до регулювального вентиля, знаходять значення його настройки. Якщо значення настройки потрапляє між двома показниками, перевагу надають найбільшому з них.

Настройку також можна визначити для основного та будь-якого *i*-того кільця за таблицями пропускних здатностей k_{v_j}, (м³/год)/бар$^{1/2}$, регулювального вентиля для *j*-тих настройок

$$k_{v_j} = \frac{0{,}316 G_i}{\sqrt{\Delta P_{к_i}}},$$

де G_i — витрата теплоносія в регульованому контурі (кінцевій ділянці *i*-того циркуляційного кільця — стояку або приладовій вітці), кг/год; $\Delta P_{к_i}$ — втрати тиску на регульованому вентилі даного контуру, Па.

Настройку решти регулювальних вентилів знаходять аналогічно. При цьому втрати тиску в них $\Delta P_{к_i}$ розраховують за рівнянням

$$\Delta P_{к_i} = \Delta P_{с.о} - \Delta P_i = \Delta P_o + \Delta P_{к_o} - \Delta P_i,$$

де ΔP_i — втрати тиску в *i*-тому циркуляційному кільці, починаючи від ІТП, без урахування втрат тиску в регулювальному вентилі даного кільця.

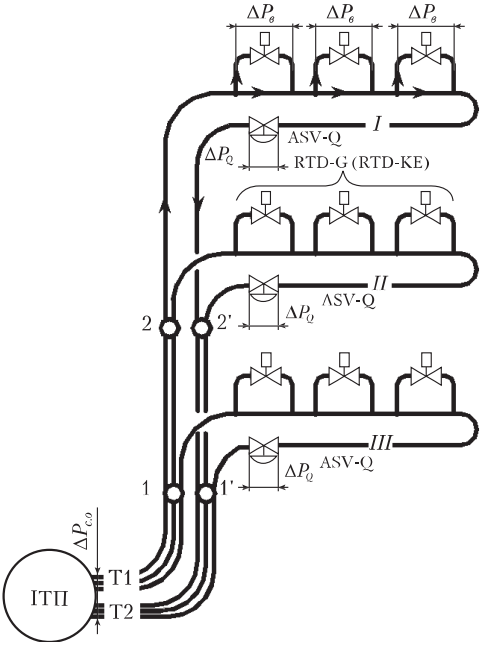


Рис. 48. Схема до ув'язування циркуляційних кілець автоматичними регуляторами витрати

Спрощення підрахунків досягають ув'язкою тисків у кінцевих ділянках відносно загальних точок (1 та 1′, 2 та 2′). У будь-якому випадку забезпечують загальні авторитети відносно різниці втрат тиску $\Delta P_{с.о}$ в системі опалення.

За неможливості досягнення отриманих при розрахунку вузлів обв'язки опалювальних приладів значень загального авторитету, і за інших умов, розглянутих вище, застосовують однотрубну систему опалення з автоматичними регуляторами витрати ASV-Q. Схема циркуляційних кілець такої системи показана на рис. 48. Регулятори ASV-Q установлюють на кінцевих ділянках — у вузлах приєднання стояків або приладових віток до магістрального зворотного трубопроводу. Конструктивно можливе

розміщення ASV-Q і на подавальних ділянках стояків або приладових віток. Для цього переставляють в ньому місцями зливний кран та пробку.

Ув'язування циркуляційних кілець здійснюють за допомогою цих регуляторів, для чого визначають втрати тиску в кінцевих ділянках ΔP_{c_i} (стояках або приладових вітках). Решту втрат тиску в кільці розподіляють між загальними ділянками труб ΔP_{mp} та регулятором витрати ΔP_Q. Настройку регулятора вибирають за графіками по витраті G_i та втраті тиску ΔP_{c_i} в кінцевій ділянці

$$\Delta P_Q = \Delta P_{c.o} - \Delta P_{mp} - \Delta P_{c_i}.$$

Для основного циркуляційного кільця, якщо початково не заданий перепад $\Delta P_{c.o}$, настройку автоматичного регулятора приймають мінімально можливою з умови забезпечення визначеного загального авторитету з урахуванням впливу замикаючої ділянки.

Перевірку керованості терморегуляторами потоків теплоносія здійснюють відносно різниці втрат тиску в системі опалення і на *i*-тому регуляторі ΔP_{Q_i} стояка або приладової вітки (див. рис. 21).

Оскільки сучасним однотрубним системам варто приділити окрему увагу, а сьогодні такі системи з поквартирними приладовими вітками не набули широкого використання в Україні і модернізація існуючих вертикальних систем не здійснюється, теоретичне визначення впливу замикаючої ділянки на роботу терморегуляторів (потокорозподілення) в даній роботі не приводиться.

При модернізації однотрубних систем опалення необхідно враховувати вплив замикаючої ділянки вузла обв'язки опалювального приладу на керованість потоками терморегулятором.

11.6.2. Двотрубні системи опалення

У двотрубних системах опалення ув'язування кінцевих ділянок здійснюють запірно-регулюючою арматурою вузлів обв'язки опалювальних приладів. Циркуляційні кільця системи опалення або окремого стояка (приладової вітки) без терморегуляторів на опалювальних приладах ув'язують запірно-регулювальними вентилями RLV-S або RLV, які установлюють на вихідних патрубках опалювальних приладів. У таких системах, схема циркуляційних кілець яких показана на рис. 49, ув'язування здійснюють, насамперед, зменшенням діаметрів труб до мінімальних, а потім — настройкою RLV-S. Це дає змогу здешевити систему, а також більш точно забезпечити потокорозподілення у кільцях,

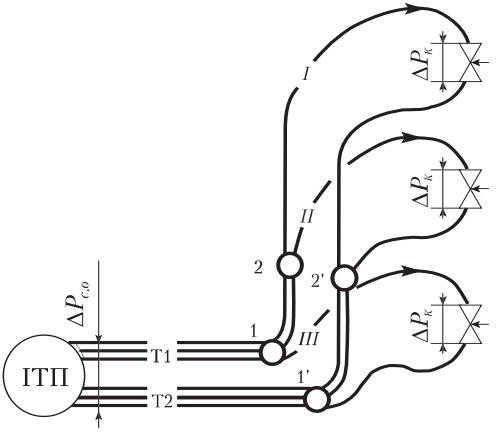


Рис. 49. Схема до ув'язування циркуляційних кілець двотрубної системи опалення запірно-регулювальними вентилями вузлів обв'язки опалювальних приладів

оскільки похибка регулювання збільшується із зменшенням настройки. Спочатку визначають втрати тиску в основному кільці ΔP_o від ІТП без урахування втрат тиску в RLV-S. Потім втрати тиску в RLV-S, які приймають за відомої витрати теплоносія G_o кінцевої ділянки основного циркуляційного кільця та при максимальному значенні настройки (максимальній пропускній здатності k_{vs}, (м^3/год)/бар$^{1/2}$, RLV-S. Втрати тиску в системі опалення $\Delta P_{c.o}$, Па, становитимуть

$$\Delta P_{c.o} = \Delta P_o + \frac{0{,}1G_o^2}{k_{vs}^2} .$$

Настройки RLV-S решти циркуляційних кілець знаходять за відомої витрати теплоносія кінцевих ділянок G_i та втратах тиску в RLV-S. Останні визначають з рівняння:

$$\Delta P_{к_i} = \Delta P_{c.o} - \Delta P_i ,$$

де ΔP_i — втрати тиску в i-тому циркуляційному кільці, починаючи від ІТП без урахування втрат тиску в RLV-S даного кільця.

Настройку знаходять за графіками або таблицями. У останньому випадку необхідно визначати пропускну здатність k_{v_j} при j-тій настройці з рівняння (2).

Якщо значення настройки потрапляє в зону між двома показниками, то віддається перевага більшому з них.

Оскільки в даній системі відсутні терморегулятори, — забезпечення гідравлічної стійкості системи здійснюють традиційним для вітчизняної практики проектування методом, а саме: перевіркою, — щоб втрати

тиску в кінцевих ділянках були не меншими за 70% від втрат тиску в системі опалення без урахування втрат тиску в головних загальних ділянках. Для даної схеми —

$$\frac{\Delta P_{2\text{-}2'(I)}}{\Delta P_{c.o} - (\Delta P_{ITP\text{-}1} + \Delta P_{ITP\text{-}1'})} \geq 0{,}7 \ ;$$

$$\frac{\Delta P_{2\text{-}2'(II)}}{\Delta P_{c.o} - (\Delta P_{ITP\text{-}1} + \Delta P_{ITP\text{-}1'})} \geq 0{,}7 \ ;$$

$$\frac{\Delta P_{1\text{-}1'(III)}}{\Delta P_{c.o} - (\Delta P_{ITP\text{-}1} + \Delta P_{ITP\text{-}1'})} \geq 0{,}7 \ .$$

Окрім того, втрати тиску в циркуляційних кільцях через верхні прилади (вітки) слід приймати не меншими від природного тиску $\Delta P_{n_{max}}$ в них за розрахункових параметрів теплоносія.

При невиконанні наведених умов зменшують значення настройки RLV-S основного циркуляційного кільця і повторюють процедуру ув'язування. Для уникнення повторного ув'язування попередньо співставляють максимальний природний тиск $\Delta P_{n_{max}}$ із втратами тиску верхнього циркуляційного кільця. При зменшенні настройки RLV або RLV-S слід пам'ятати про зростання ймовірності їх засмічення.

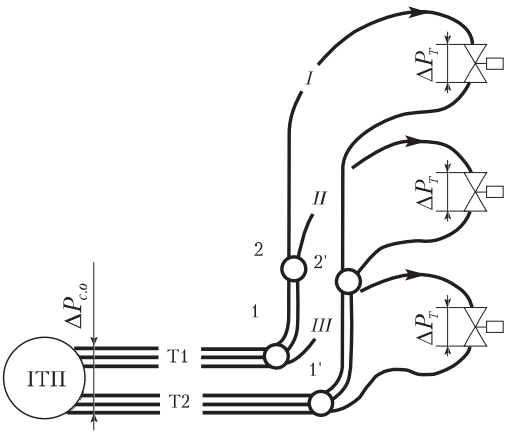


Рис. 50. Схема до ув'язування циркуляційних кілець двотрубної системи опалення термо-регуляторами з попередньою настройкою

Ув'язують циркуляційні кільця у всіх системах опалення з урахуванням впливу природного тиску згідно п.р. 2.3.

У двотрубних системах опалення з терморегуляторами за схемою на рис. 50 ув'язування циркуляційних кілець здійснюють спочатку шляхом використання труб меншого діаметра, потім — настройкою терморегуляторів. Покладатись тільки на останні недоцільно, оскільки похибка регулювання потоками

теплоносія терморегуляторами збільшується із зменшенням значення настройки і збільшується вірогідність їх засмічення в процесі експлуатації.

Терморегулятори двотрубних систем опалення, у порівнянні з терморегуляторами однотрубних, виготовляють із завищеним гідравлічним опором. Окрім того, вони мають можливість змінювати свій опір залежно від положення дроселя, яке характеризується настройкою. До таких терморегуляторів відносять RTD-N та RTD-K.

Втрати тиску в основному циркуляційному кільці ΔP_o, без урахування втрат тиску в терморегуляторі ΔP_{T_o} даного кільця, визначають за західноєвропейськими методиками (з.є.м.) з умови забезпеченості зовнішнього авторитету терморегулятора

$$\boxed{\frac{\Delta P_{T_O}}{\Delta P_{c.o}} = 0{,}5 \pm 0{,}2}\,.$$

За пропонованою автором методикою — з умови забезпеченості загального авторитету

$$\frac{a_в \Delta P_{T_O}}{\Delta P_{c.o}} = \frac{a_в \Delta P_{T_O}}{\Delta P_o + \Delta P_{T_O}} = 0{,}5 \pm 0{,}2.$$

Визначення втрат тиску ΔP_{T_o} основного циркуляційного кільця залежить від способу гідравлічного розрахунку: при відомому наявному тиску $\Delta P_{c.o}$ їх розраховують з першої частини рівнянь і підбирають настройку за витратою теплоносія в терморегуляторі G_{T_o}, кг/год; при невідомому $\Delta P_{c.o}$ параметр ΔP_{T_o}, Па, знаходять за графіком терморегулятора на перетині прямої G_{T_o} = const з характеристикою максимальної настройки (N). При табличному визначенні настройок за першим способом використовують рівняння*:

$$\boxed{k_v = \frac{0{,}316\, G_{T_o}}{\sqrt{(0{,}5 \pm 0{,}2)\Delta P_{c.o}}}}\,, \text{ або } k_v = \frac{0{,}316\, G_{T_o}}{\sqrt{(0{,}5 \pm 0{,}2)\Delta P_{c.o} / a_в}};$$

за другим — при відомому значенні пропускної здатності терморегулятора k_{v_N}, (м³/год)/бар$^{1/2}$, при максимальній настройці N —

$$\Delta P_{T_o} = \frac{0{,}1 G_{T_o}^2}{k_{v_N}^2}.$$

Ув'язування решти циркуляційних кілець здійснюють шляхом підбору відповідних настройок терморегуляторів. Їх визначають за

* ***Примітка:*** *роз'яснення, щодо застосування подвійних залежностей (в рамках і без них), дивись у п. 3.2.4.*

відомих витрат теплоносія G_{T_i} та втратах тиску ΔP_{T_i} у терморегуляторах. Останні знаходять за рівнянням:

$$\Delta P_{T_i} = \Delta P_{c.o} - \Delta P_i,$$

де ΔP_i — втрати тиску в i-тому циркуляційному кільці, починаючи від ІТП, без урахування втрат тиску в терморегуляторі ΔP_{T_i} даного циркуляційного кільця.

Положення настройки вибирають за графіками або таблицями аналогічно вищенаведених рекомендацій. При цьому переконуються — чи не є доцільним зменшити діаметр трубопроводів.

Для терморегуляторів Данфосс у двотрубних системах опалення перевірку на забезпеченість загальних авторитетів терморегуляторів , за методикою автора, не здійснюють, якщо це було зроблено для терморегулятора основного циркуляційного кільця, оскільки вони будуть завжди знаходитись у межах рекомендованих значень. За з.є.м. необхідно для кожного терморегулятора забезпечити виконання рекомендованих значень зовнішнього авторитету — 0,3...0,7.

Дещо інакше можуть бути ув'язані циркуляційні кільця системи опалення при наявності на трубних вузлах обв'язки опалювальних приладів двох запірно-регулюючих пристроїв. До таких вузлів відносять комплекти RTD-K; RTD-N (RTD-N UK) + RLV (RLV-S); RLV-KS (RLV-K) + вбудований в опалювальний прилад терморегулятор. Пропонований варіант ув'язування є складнішим у розрахунках та налагоджуванні системи, але забезпечує меншу похибку регулювання терморегулятором потоку теплоносія та більшу надійність від засмічення. Необхідність такого підходу грунтується на тому, що із збільшенням перепаду тиску на терморегуляторах при малих витратах теплоносія — малих настройках — зростає в реальних умовах експлуатації ймовірність відхилення розрахункових значень параметрів від декларованих виробником. Для запобігання несанкціонованого перерозподілу теплоносія між циркуляційними кільцями ув'язування здійснюють консолідовано дроселем терморегулятора та запірно-регулювальним вентилем на вихідному патрубку опалювального приладу. Найкращим варіантом з розглянутої вище точки зору, є регулювання тільки вентилями на підводці при установці всіх настройок терморегуляторів у положення N, але при цьому ймовірність забезпечення загальних (за з.є.м. — зовнішніх) авторитетів терморегуляторів знижується.

Розрахункові підходи до ув'язування циркуляційних кілець та забезпечення загальних (за з.є.м. — зовнішніх) авторитетів терморегуляторів поєднують у відповідності до розглянутих принципів за схемами на рис. 49 та 50. Найпростішим варіантом ув'язування таких систем є

установка всіх регулювальних вентилей на підводках у максимально відкрите положення і врахування їх у циркуляційних кільцях, як додаткових опорів. Такий випадок ув'язування здійснюють за методикою, розглянутою до схеми на рис. 50.

Варіант установки терморегулятора без конструктивної можливості попередньої настройки разом з регулювальними вентилями на вихідному патрубку опалювального приладу фірмою Данфосс не передбачено. Доцільність таких підходів з гідравлічної точки зору може бути виправдана тільки для терморегуляторів з високими (наближеними до одиниці) внутрішніми авторитетами, що не є найкращим ні економічно, ні експлуатаційно. Принцип розрахунку таких систем є аналогічним розглянутому вище варіанту. Різниця полягає лише в тому, що терморегулятор в основному та решті циркуляційних кілець враховується, як додатковий опір, а настройку регулювального вентиля на підводці $\Delta P_{\kappa i}$ визначають з умови забезпечення загального (за з.є.м. — зовнішнього) авторитету терморегулятора

$$\boxed{\frac{\Delta P_{T_i}}{\Delta P_i + \Delta P_{\kappa_i} + \Delta P_{T_i}} = 0{,}5 \pm 0{,}2} \text{ , або } \frac{a_e \Delta P_{T_i}}{\Delta P_i + \Delta P_{\kappa_i} + \Delta P_{T_i}} = 0{,}5 \pm 0{,}2 \text{ .}$$

Наступними варіантами ув'язування циркуляційних кілець є двоступеневі схеми. Їх застосовують при розгалуженні системи опалення, наприклад, на окремі стояки, приладові вітки тощо. Необхідність конструювання таких схем диктується умовами шумонеутворення терморегуляторів, значно відмітними тепловими навантаженнями стояків (віток), передбачуваною експлуатаційною комп'ютерною діагностикою і т.п. Для першого ступеня ув'язування використовують запірно-регулюючу арматуру вузла обв'язки опалювальних приладів, другого — запірно-регулюючу арматуру у вузлах приєднання стояків або приладових віток до магістральних трубопроводів.

Схема з використанням регулювальних вентилей для стояків (приладових віток) показана на рис. 51. Особливістю ув'язування такої схеми є те, що терморегуляторами спочатку врівноважують між собою частини циркуляційних кілець, які знаходяться в межах приладової вітки (стояка), а потім регулювальними вентилями — приладові вітки (стояки) в цілому. Таким чином, розбіжність у втратах тиску між кільцями консолідовано розподіляється між регулювальною арматурою різних ступенів.

У кожній приладовій вітці (стояку) вибирають своє основне циркуляційне підкільце, що проходить через найбільш віддалений і найбільш навантажений опалювальний прилад. Початком та закінченням його є точки приєднання до колектора, як на даній схемі; можуть бути також

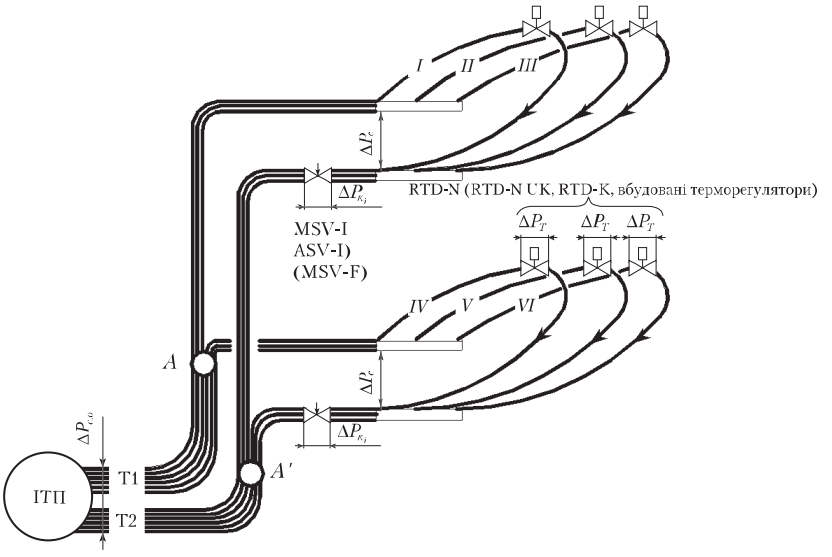


Рис. 51. Схема до двоступеневого ув'язування циркуляційних кілець терморегуляторами та регулювальними вентилями у вузлах приєднання стояків (приладових віток)

точки приєднання вітки системи опалення, приладової вітки (стояка) тощо. Втрати тиску ΔP_{T_o} у терморегуляторі основного підкільця визначають за відомою витратою теплоносія в ньому при максимальному значенні настройки (N). Потім знаходять втрату тиску в основному підкільці ΔP_c і до неї ув'язують решту підкілець приладової вітки (стояка) настройками терморегуляторів за загальними правилами.

Настройку регулювального вентиля основного циркуляційного кільця знаходять по графіках або таблицях за витратою та втратою тиску ΔP_{K_O} в ньому. Останній параметр — із рівняння загального (за з.є.м. — зовнішнього) авторитету терморегулятора основного підкільця

$$\frac{\Delta P_{T_o}}{\Delta P_o + \Delta P_{K_o} + \Delta P_{T_o}} = 0{,}5 \pm 0{,}2 \quad \text{, або} \quad \frac{a_в \Delta P_{T_o}}{\Delta P_o + \Delta P_{K_o} + \Delta P_{T_o}} = 0{,}5 \pm 0{,}2,$$

де $a_в$ — внутрішній авторитет терморегулятора; ΔP_O — втрати тиску в основному циркуляційному кільці системи опалення без урахування втрат тиску в терморегуляторі та регулювальному вентилі. Знаменники цих рівнянь є $\Delta P_{c.o}$.

Найкращий випадок, коли в даному вентилі буде максимальне значення настройки, тобто відповідне мінімальним втратам тиску. Якщо

виникає необхідність установки меншої настройки, економічнішим підходом буде зменшення діаметра труб магістральних ділянок відповідно різниці тисків при даній та максимальній настройках. За неможливості досягнення рекомендованих значень загального (за з.є.м. — зовнішнього) авторитету розглядають варіант заміни регулювального вентиля в основному кільці на запірний кульовий кран. За будь-якого варіанту уточнюють втрати тиску в системі опалення $\Delta P_{c.o} = \Delta P_O + \Delta P_{K_O} + \Delta P_{T_O}$, до яких за загальними підходами ув'язують втрати тиску решти приладових віток, стояків...

Варіантом двоступеневих схем ув'язування циркуляційних кілець є системи опалення з автоматичними регуляторами перепаду тиску на стояках або приладових вітках за схемою на рис. 52. Першим ступенем ув'язування є підбір настройок терморегуляторів у підсистемах відносно підтримуваного перепаду тиску регуляторами. Другий — перевірка роботоздатності автоматичних регуляторів.

Практика проектування таких систем має два підходи: у першому — приймають автоматично підтримуваний перепад тиску регулятором, потім — ув'язують циркуляційні кільця підсистеми, у другому — визначають цей перепад. За першим способом для спрощення розрахунків

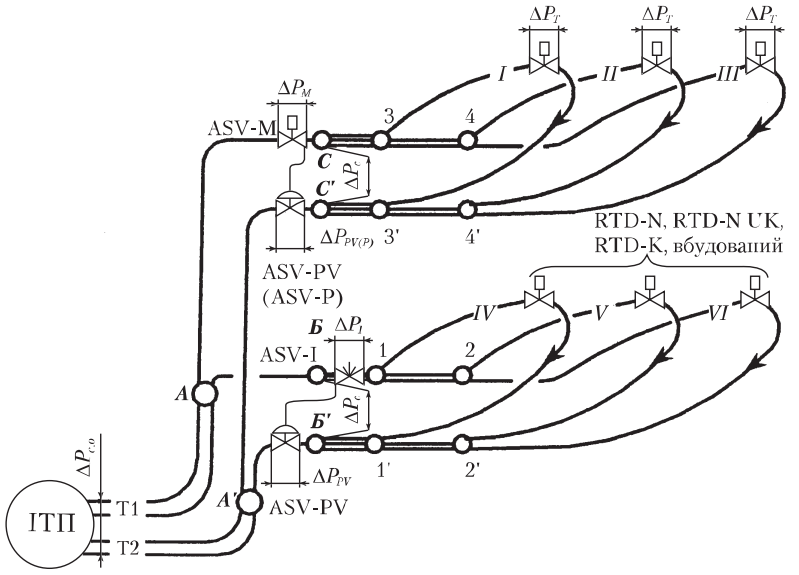


Рис. 52. Схема до двуступеневого ув'язування циркуляційних кілець терморегуляторами та автоматичними регуляторами перепаду тиску теплоносія

задають значення підтримуваного перепаду тиску ΔP_c однаковим для всіх підсистем, наприклад, 10 кПа, що є рекомендованим для більшості західноєвропейських житлових новобудов. Для цього використовують комплект ASV-P+ASV-M із незмінною заводською настройкою на 10 кПа. За другим — для кожної підсистеми знаходять свій відповідний автоматично підтримуваний перепад тиску комплектом ASV-PV + ASV-M або ASV-PV + ASV-I. В них настройку ASV-PV установлюють за таблицею, де кількості обертів штока проти годинникової стрілки із закритого положення відповідає певний автоматично підтримуваний перепад тиску ΔP_c у підсистемі. Цей підхід є доцільним при значно відмітних теплових навантаженнях підсистем. Розрахункові підходи до обох варіантів є майже однаковими. У першому випадку втрати тиску на терморегуляторі основного кільця ΔP_{T_O} підсистеми знаходять за рівнянням:

$$\boxed{\Delta P_{T_O} = (0{,}5 \pm 0{,}2)\Delta P_c}, \text{ або } \Delta P_{T_O} = (0{,}5 \pm 0{,}2)\frac{\Delta P_c}{a_в}.$$

Найкращим випадком рішення є варіант максимальної настройки N терморегулятора. Досягають його варіюванням діаметрами труб. У другому випадку початково знаходять втрати тиску ΔP_{T_O} терморегулятора при настройці N за відомої витрати теплоносія в ньому, а ΔP_c — з даного рівняння.

Для обох варіантів розрахунок за вищенаведеним рівнянням забезпечує загальні (за з.є.м. — зовнішні) авторитети терморегуляторів основних кілець підсистем у відношенні до автоматично підтримуваних перепадів ΔP_c. Для решти терморегуляторів Данфосс (за методикою автора) у підсистемах перевірку на забезпеченість загального авторитету не проводять, оскільки вона буде дотриманою. Не проводять також цю перевірку відносно втрат у системі в цілому, оскільки терморегулятор управляє наявним перепадом тиску в підсистемі, а не в системі. За з.є.м. необхідно у підсистемі забезпечити дотримання рекомендованих значень зовнішнього авторитету 0,3 ... 0,7 для кожного терморегулятора.

При визначенні втрат тиску в стояках рекомендується забезпечувати їх «збалансованість», за якої настройки майже всіх терморегуляторів будуть однаковими (див. п.р. 11.6). Окрім того, при конструюванні стояка (приладової вітки) доцільність розташування фільтра або перед підсистемою, або в ній (між точками відбору імпульсу тиску автоматичним регулятором) визначають з умов забезпечення загальних (за з.є.м. — зовнішніх) авторитетів терморегуляторів підсистеми.

Одним із конструктивних варіантів комплектації автоматичних регуляторів перепаду тиску є ASV-PV+ASV-I. Різниця з ASV-PV+ASV-M полягає в тому, що у вентилі ASV-M імпульс тиску теплоносія для

ASV-PV забирається після клапана, а у ASV-I — до нього. Відповідно і підтримуваний перепад тиску при використанні ASV-M буде забезпечуватись після нього, а при ASV-I — до нього. Для гідравлічного розрахунку це означає, що втрати тиску ΔP_I, утворювані ASV-I, слід враховувати в циркуляційних кільцях підсистем, а втрати тиску ΔP_M, створювані ASV-M, — у втратах тиску від ІТП до підсистем. Такий підхід дає змогу для деяких конструктивних виконань стояків або приладових віток поліпшити загальні (за з.є.м. — зовнішні) авторитети терморегуляторів. Наприклад, при близькому розташуванні терморегулятора від автоматичного регулятора. Для цього в ASV-I передбачена можливість індивідуальної настройки, яку визначають за відомою витратою стояка (приладової вітки) та перепадом тиску теплоносія на ньому ΔP_I. Останній параметр — з рівняння загального (за з.є.м. — зовнішнього) авторитету терморегулятора, записаного у вигляді:

$$\boxed{\frac{\Delta P_{T_i}}{\Delta P_i + \Delta P_{T_i} + \Delta P_I} = 0{,}5 \pm 0{,}2} \text{, або } \frac{a_e \Delta P_{T_i}}{\Delta P_i + \Delta P_{T_i} + \Delta P_I} = 0{,}5 \pm 0{,}2,$$

де знаменник — автоматично підтримуваний перепад тиску ΔP_c в підсистемі системи опалення; ΔP_i — втрати тиску в циркуляційному кільці без урахування втрат тиску в терморегуляторі ΔP_{T_i} даного кільця та втрат тиску ΔP_I у ASV-I даної підсистеми.

Аналіз рівняння (за методикою автора) показує, що необхідність застосування ASV-PV+ASV-I може виникнути при використанні терморегуляторів з внутрішнім авторитетом $a_в > 0{,}7$, тобто терморегуляторів інших виробників.

Вибір типорозміру ASV-M визначають за графіком при відомій витраті теплоносія у підсистемі. Одночасно знаходять втрати тиску в ньому ΔP_M. Робоче положення ASV-M — максимально відкрите.

Типорозмір ASV-I знаходять за діаграмою при відомій витраті теплоносія у підсистемі та втраті тиску ΔP_I в ньому. Одночасно визначають положення настройки. При графічному підборі настройки, якщо її положення знаходиться між двома показниками, значення визначають інтерполяцією.

Ув'язування підсистем до ІТП не здійснюють — буде зроблено автоматично регулятором перепаду тиску. Втрати тиску в магістральних трубопроводах ΔP_{mp} від ІТП до підсистем визначають за економічно доцільними питомими втратами тиску. При цьому другий етап гідравлічної ув'язки кілець полягає у необхідності забезпечення запасу тиску перед автоматичними регуляторами для їх ефективної роботи — 8...10 кПа і запас тиску ΔP_M на втрати в ASV-M при даній комплектації

автоматичного регулятора. Таким чином, втрати тиску $\Delta P_{c.o}$ системи опалення при комплектації ASV-PV+ASV-M складатимуть

$$\Delta P_{c.o} \approx (0{,}8...1)10^4 + \Delta P_c + \Delta P_M + \Delta P_{mp},$$

при комплектації ASV-P+ASV-M —

$$\Delta P_{c.o} \approx (0{,}8...1)10^4 + 10^4 + \Delta P_M + \Delta P_{mp},$$

при комплектації ASV-PV+ASV-I —

$$\Delta P_{c.o} \approx (0{,}8...1)10^4 + \Delta P_c + \Delta P_{mp}.$$

У наведених формулах значення тисків слід підставляти у [Па]. Задані перепади рекомендовані, але необов'язкові. Обов'язковим є діапазон від верхньої до нижньої межі перепадів тиску, за якого відбувається гарантована робота автоматичного регулятора. Верхня границя технічно обумовлена і становить 120 кПа. Визначають максимально допустимий перепад $\Delta P_{c.o}$ за наведеними рівняннями, підставляючи зазначений перепад тиску замість рекомендованих 8...10 кПа. Нижню границю — з умови невтрати регулювальних автоматичних властивостей в цих регуляторах, тобто недопущення роботи мембрани в крайньому верхньому положенні. Така ситуація може мати місце при перевищенні витрати теплоносія G_C у підсистемі над максимально допустимою $G_{C max}$ для даного типорозміру автоматичного регулятора, визначеного за його k_{vs}, що є наслідком одночасного максимального відкриття терморегуляторів підсистеми. Для недопущення неконтрольованої роботи вибір типорозміру ASV-PV та ASV-P здійснюють за $G_{C max}$

$$G_{C_{max}} = G_{C_N} \frac{\Sigma k_{vs_i}}{\Sigma k_{v_i}} \approx 1{,}3...1{,}7 G_{C_N}, \qquad (8)$$

де G_{C_N} — номінальна витрата теплоносія у підсистемі; k_{vs_i} та k_{v_i} - характеристичні пропускні здатності терморегуляторів у підсистемі.

Праву частину рівняння використовують при комплектації підсистеми терморегуляторами одного типу та типорозміру. Значення 1,3 приймають для RTD-N10 та RTD-K; 1,5 — RTD-N15 та RTD-N UK 20; 1,7 — RTD-N20 та RTD-N UK 25.

Видозміна наведеного рівняння дає змогу оцінити максимальну кількість терморегуляторів n, шт, яку може обслуговувати автоматичний регулятор заданого типорозміру

$$n = \frac{k_{vs_{PV(P)}}}{c\bar{k}_{vs}} = \frac{k_{vs_{PV(P)}}}{c(1{,}3...1{,}7)\bar{k}_v},$$

де $k_{VSPV(P)}$ — максимальна пропускна здатність автоматичного регулятора перепаду тиску ASV-PV або ASV-P; $\bar{k}_{VS}$ та $\bar{k}_V$ — осереднені (за кількістю) пропускні здатності терморегуляторів підсистеми; c — поправочний коефіцієнт до рівняння (7) у п.р. 11.3, який слід визначати для даного випадку за середнім значенням рекомендованого діапазону зовнішнього авторитету.

Отже, мінімальний перепад тиску в системі опалення $\Delta P_{c.o}$ за вищенаведеними для нього рівняннями визначають підставляючи, замість рекомендованого діапазону, відношення $0{,}1G^2_{c_{max}}/k^2_{VSPV(P)}$, де витрату приймають у кг/год, а максимальну пропускну здатність — у (м^3/год)/бар$^{1/2}$.

Втрати тиску $\Delta P_{c.o}$ за наведеними рівняннями вибирають максимальними із визначених для кожної підсистеми $\Delta P_{c.o_i}$, як правило, — відповідними основному циркуляційному кільцю системи опалення $\Delta P_{c.o_O}$. Виникаючі при цьому надлишки тисків перед підсистемами будуть автоматично загашені регуляторами. Рекомендується ці надлишки визначити із різниці між $\Delta P_{c.o_O}$ та $\Delta P_{c.o_i}$, і з'ясувати, чи не є економічним зменшення діаметра труб на приєднанні підсистеми, наприклад, на ділянках А-С та А'-С' чи А-Б та А'-Б'. При цьому слід перевірити швидкість теплоносія на шумоутворення у трубах за $G_{c_{max}}$.

Вищенаведені методи ув'язування циркуляційних кілець розповсюджують на будь-які схеми систем водяного опалення. Багатоступеневе ув'язування покроково зводять до одноступеневого ієрархічним шляхом або шляхом спрощення, наприклад, при комбінації запірно-регулюючої арматури ASV-P+ASV-M, RTD-N+RLV-S. Де з три- до дворівневої схеми переходять установкою настройок RTD-N або RLV-S на опалювальних приладах у максимально відкрите положення.

Дещо спрощено ув'язують циркуляційні кільця систем опалення з супутнім рухом теплоносія. У межах вітки однотрубних систем ув'язують лише одну з характерних груп (на групи розбивають за приблизно (±2%) однаковими витратами теплоносія в кільцях) та решту циркуляційних кілець. У межах груп настройки терморегуляторів будуть такими ж як у розрахованому кільці. При використанні підстоякових автоматичних регуляторів перепаду тиску та регуляторів витрати відпадає необхідність застосовування систем опалення з супутнім рухом теплоносія в магістралях. Однак, така схема руху теплоносія може бути прийнятною в межах стояка або приладової вітки.

У сучасній системі опалення повинна бути забезпечена керованість потокорозподіленням терморегуляторами та автоматичними регуляторами перепаду тисків за будь-яких режимів роботи.

12. КОНСТРУЮВАННЯ СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

Взаємне розташування пасивних та активних елементів системи водяного опалення впливає на керованість потокорозподіленням у циркуляційному кільці.

12.1. Прокладання трубопроводів

При проектуванні систем водяного опалення перевагу надають насосним двотрубним системам з терморегуляторами на підводках до опалювальних приладів або з терморегуляторами, убудованими в опалювальні прилади. Двотрубні системи запроектовують як вертикальними, так і горизонтальними.

Для поквартирного обліку спожитої теплоти проектують двотрубні системи опалення з приладовими поквартирними вітками. Лічильники встановлюють у вузлах приєднання віток до магістральних стояків. Дані вузли рекомендується розміщувати в спеціальних шафах і розташовувати за межами квартири (у коридорах, сходових площадках...). Такий підхід спрощує експлуатацію системи (промивку, гідравлічне балансування...) і забезпечує контроль спожитої теплоти (облік, відключення за неуплату). Винятком, за техніко-економічним обгрунтуванням, можуть бути вертикальні двотрубні системи у будівлях з малокімнатними квартирами, де облік спожитої теплоти здійснюють лічильниками на підводках до опалювальних приладів, приєднаних до стояків, або лічильником в індивідуальному тепловому пункті. В останньому випадку обов'язкова наявність методики консолідованого розрахунку теплоспоживання мешканцями.

Однотрубні вертикальні та горизонтальні системи опалення з терморегуляторами на підводках до опалювальних приладів запроектовують при відсутності вимог до температури охолодженого теплоносія, при наявності — з обов'язковим відповідним автоматичним забезпеченням теплового пункту. Для поквартирного обліку спожитої теплоти проектують однотрубні системи опалення з поквартирними приладовими вітками і рекомендованим розташуванням лічильників за межами квартир.

Однотрубні системи водяного опалення без терморегуляторів на підводках до опалювальних приладів, або окремі стояки та приладові вітки запроектовують для будівель або груп приміщень, в яких є інші

пріоритетні системи забезпечення мікроклімату (електроопалення, вентиляція, кондиціонування...) з компенсацією тепловтрат більше ніж 50%; для допоміжних приміщень, наприклад, сходових кліток; при використанні нормативно дозволеного теплоносія з температурою, що перевищує межу робочих температур терморегуляторів.

Системи опалення, в яких реалізують поквартирний облік спожитої теплоти за допомогою гарячеводних лічильників або тепломірів, можуть бути периметральними двотрубними тупиковими, периметральними двотрубними з супутнім рухом теплоносія (за кордоном їх називають системами Тішельмана), периметральними однотрубними, променевими, панельно-променевими та змішаними [2].

Схема системи опалення з периметральною тупиковою поквартирною віткою показана на рис. 53.

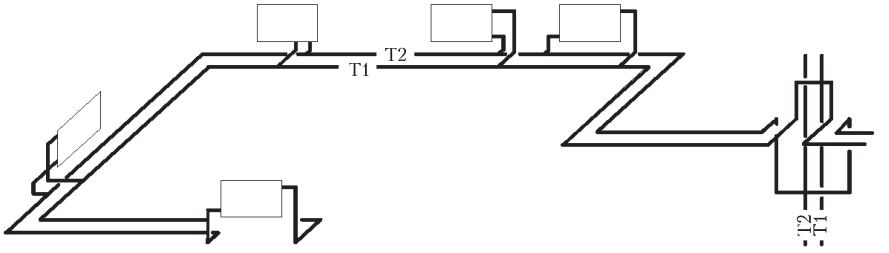


Рис.53. Схема периметральної поквартирної двотрубної тупикової вітки системи опалення

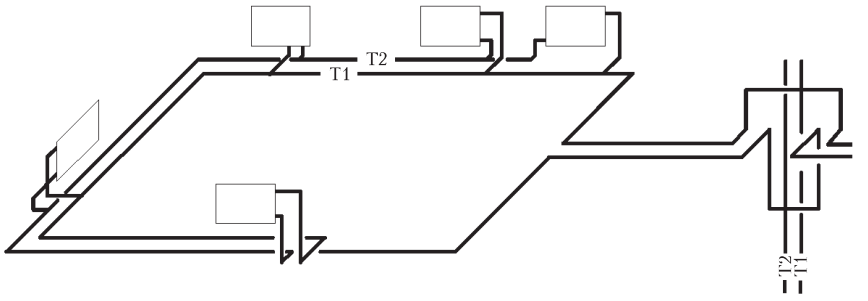


Рис. 54. Схема периметральної поквартирної двотрубної з супутнім рухом теплоносія вітки системи опалення

Магістральні стояки в таких системах найкраще, з огляду обслуговуваності системи та контролю за споживанням теплової енергії, розташовувати за межами квартири — на коридорах, сходових площадках тощо. Стояки рекомендується прокладати в спеціальних шахтах або жолобах. Прокладання труб квартирної вітки здійснюють уздовж обводу квартири. Труби прокладають над звичайним плінтусом або під спеціальним декоративним плінтусом висотою 70...100 мм та шириною до 40 мм, призначеним або тільки для трубопроводів, або для трубопроводів та електричних комунікацій. Обв'язку опалювальних приладів застосовують боковою односторонньою, або двосторонньою за схемою «зверху-донизу». Терморегулятори розташовують з протилежного від балконних дверей боку опалювального приладу. Недоліком плінтусного прокладання труб є складність проходження міжкімнатних дверних прорізів (при деяких плануваннях квартир) та необхідність утворення порогів у прорізах балконних дверей висотою не менше висоти декоративного плінтуса. Розв'язання аналогічних проблем потребує і прокладання труб у штрабах стін. Запобігають цього укладанням труб у штрабах або моноліті підлоги. При будь-якому укладанні труб необхідно зменшувати їх тепловіддачу в приміщення шляхом теплоізоляції для забезпечення пріоритету керування терморегулятором теплового потоку опалювального приладу. Для теплоізоляції труб відстань між ними повинна бути не менше 5 см, між трубою і стелею — не менше 6 см, між трубою і стіною — не менше 3 см. Наведені значення є орієнтовними і уточнюються після підбору теплоізоляції. Подавальний вертикальний трубопровід розміщують справа від зворотного, горизонтальний — над зворотним. При прокладанні труб у підлозі ближчим до зовнішньої стіни прокладають зворотний трубопровід.

Систему опалення з супутнім рухом теплоносія, зображену на рис. 54, доцільно застосовувати за приблизно однакових теплових потужностей опалювальних приладів. Прокладання труб здійснюють аналогічно вищерозглянутій схемі. При цьому для скорочення протяжності останньої ділянки вітки іноді її повертають у зворотному напрямку до місця вузла приєднання розподільної ділянки, тобто застосовують так зване тритрубне паралельне укладання.

Однотрубні периметральні поквартирні приладові вітки показані на рис. 55. Прокладають труби в них так само, як у вищенаведених схемах.

Розташування магістральних стояків у різних точках (допоміжних приміщеннях) для схем за рис. 54 та рис. 55 двох та більше квартирних секцій будівлі техніко-економічно обгрунтовують. Основою розрахунків є вартість труб та фітингів. За приблизною оцінкою при

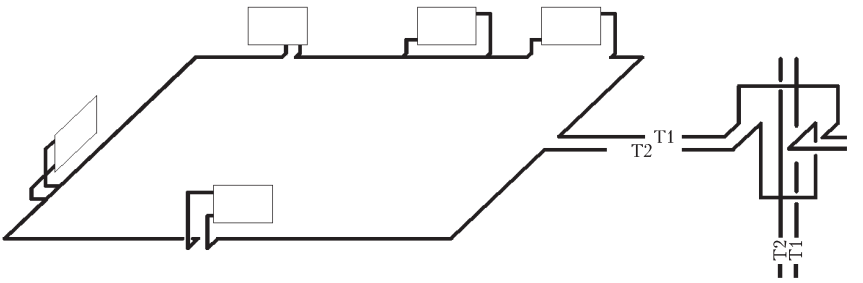


Рис. 55. Схема периметральної поквартирної однотрубної приладової вітки системи опалення

збільшенні діаметра в 2 рази вартість труб зростає в 2,5...3 рази, фітингів — 3...10 раз в залежності від матеріалу виготовлення.

Променева схема на рис. 56 є найдорожчою. Трубопроводи прокладають від колектора найкоротшим шляхом у підлогових штрабах, або у моноліті підлоги. Компенсацію лінійних подовжень вирішують наступним чином: за рахунок вигинання труби в теплоізоляційному прошарку; у гофрованій трубі (пешель); у оболонці з ребристою поверхнею, в якій поставляються труби. Довгі ділянки труб рекомендується прокладати по невеликій дузі.

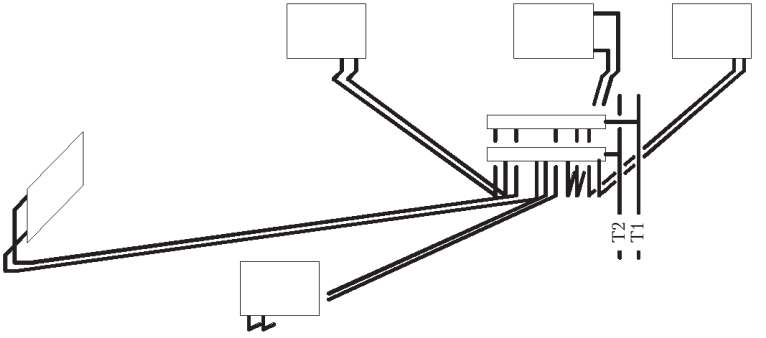


Рис. 56. Схема променевої поквартирної двотрубної приладової вітки системи опалення

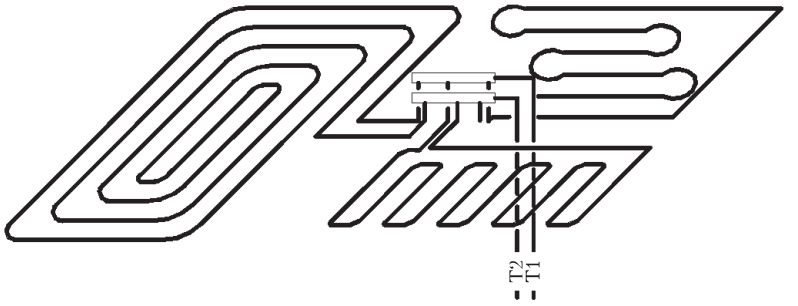


Рис. 57. Схема поквартирної підлогової системи опалення

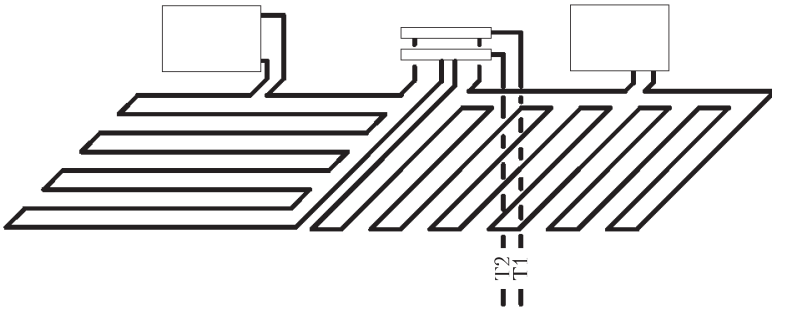


Рис. 58. Схема поквартирної з теплою підлогою приладової вітки системи опалення

З панельно-променевих систем (за кордоном іноді називають підштукатурних, гіпокаустичних) найчастіше застосовують підлогове опалення (рис. 57), або теплі підлоги. Різниця між ними полягає у тому, що перші пріоритетно (більше 50%) компенсують тепловтрати приміщення, а другі — призначені для створення додаткового теплового комфорту і обов'язково застосовуються з опалювальними приладами інших типів. Приклад виконання цих систем показано на рис. 58. Схеми укладання труб у моноліті підлоги є різноманітними. При розрахунку таких систем необхідно користуватись методиками, запропонованими виробниками труб. Необхідно запроектовувати їх у плаваючих підлогах (оточених теплоізоляційними прошарками знизу і з боків моноліту) для попередження руйнування конструкцій будівлі внаслідок об'ємного розширення. Треба також враховувати додаткове навантаження на будівлю ваги монолітного прошарку.

Змішані системи є комбінацією розглянутих.

Проектування систем опалення за вищенаведеними схемами приводить до зменшення протяжності магістральних труб, які завжди є найбільшого діаметра (найдорожчі); зниження непродуктивних втрат теплоти у необігріваємих приміщеннях (підвалах, горищах, технічних поверхах), в яких вони прокладені; спрощення поповерхового та посекційного уведення в експлуатацію будівлі. Схема прокладання магістральних труб у підвальних приміщеннях або на технічному поверсі (при використанні дахової котельні) для таких систем показана на рис. 59,а.

Магістральні труби вертикальних систем водяного опалення прокладають з верхньою (обидві магістралі знаходяться на горищі, або на технічному поверсі), змішаною (раніше їх називали з верхньою) та нижньою розводками. Такі магістралі рекомендується проектувати, як правило, тупиковими (рис. 59,б,в та г), оскільки вони більш економічні, ніж магістралі з супутнім рухом теплоносія (рис. 59,г).

Для дев'яти та більше поверхових будівель з однаковими секціями (блоками) застосовують посекційну схему прокладання магістралей за рис. 59,в із загальним тепловим пунктом (ІТП), або декількома ІТП, що визначають техніко-економічними розрахунками.

За відповідної орієнтації фасадів будівлі додаткової економії використання теплової енергії, особливо при невикористанні підстоякових автоматичних регуляторів перепаду тиску та регуляторів витрати, досягають застосуванням систем опалення з пофасадним автоматичним регулюванням витрати теплоносія. Схема розводки магістралей таких систем показана на рис. 59,г.

При однакових теплових навантаженнях стояків магістралі можуть прокладатись з супутнім рухом теплоносія за схемою на рис. 59,г. Таких систем слід уникати із-за збільшеної протяжності магістральних трубопроводів.

Окремі вітки системи опалення для приміщень різного призначення запроектовують відповідно діючим нормативам.

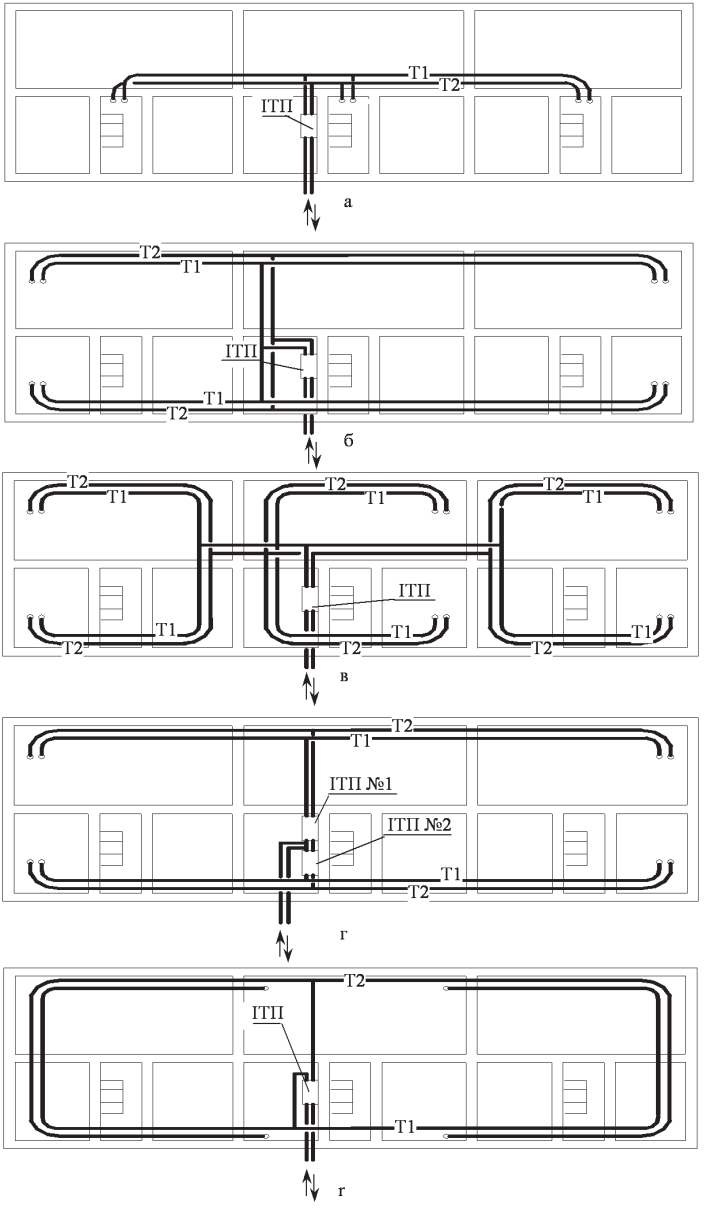


Рис. 59. Схеми нижньої (верхньої) розводки магістралей систем опалення [25]: *а — тупикова з поквартирними вітками; б — тупикова; в — тупикова посекційна; г — тупикова пофасадна; ґ — з супутнім рухом теплоносія*

12.2. Приєднання стояків та приладових віток до магістралей систем опалення

Приєднанням стояків до магістралей вирішують, окрім основної — подання теплоносія, наступні задачі: забезпечення роботоздатності автоматичної запірно-регулюючої арматури, компенсацію лінійних подовжень, обслуговуваність обладнання та арматури.

Необхідність забезпечення надійної роботи терморегуляторів, автоматичних регуляторів перепаду тиску, автоматичних регуляторів витрати теплоносія, перепускних клапанів визвана тим, що автоматичне регулювання потоками теплоносія здійснюється в отворах, відкритих на декілька міліметрів, дроселювання потоку настройкою терморегулятора теж знаходиться в цих межах, а відбір імпульсу тиску регуляторів відбувається через канали, діаметр яких менше міліметра. Тому виробники даної арматури, а також насосів, поквартирних витрато- та тепломірів рекомендують використовувати теплоносій відповідної якості. Забезпечення якості теплоносія за необхідності здійснюють шляхом додаткового фільтрування в стояках та приладових вітках при гідравлічній залежності систем опалення від централізованого теплопостачання. У системах гідравлічно незалежних, приєднаних через теплообмінник до трубопроводів централізованого теплопостачання, і в системах з місцевим теплопостачанням, які складаються з сталевих трубопроводів та чавунних радіаторів, додаткове фільтрування теплоносія в стояках та приладових вітках також не завадить.

Установлюють фільтри на трубному вузлі стояка або приладової вітки в місці приєднання до подавальної магістралі. При централізованому теплопостачанні необхідно забезпечити його двостороннє відключення, що дає змогу промивати сітку під напором теплоносія (за наявності промивного крана на фільтрі), а також повністю знімати її для регенерації. У двотрубних системах з автоматичними регуляторами перепаду тиску розташування фільтра до, або після підсистеми вирішують при забезпеченні загальних авторитетів терморегуляторів. В однотрубних системах із змішаним прокладанням магістралей (раніше їх називали з верхнім прокладанням) фільтр може виконувати роль заповітрювача стояка (замість трійника з пробкою) при його спорожненні.

Монтаж системи опалення можуть здійснювати при низьких температурах повітря, а її експлуатацію — при температурі теплоносія до 120°С (відповідна максимальному робочому значенню для терморегуляторів Данфосс). Виникаюче подовження труб визиває додаткову напругу, яка за певних обставин стає руйнівною. Тому при конструюванні передбачають компенсацію лінійних подовжень труб, насамперед, за ра-

хунок їх вигинів, обумовлених геометрією будівлі, потім за рахунок їх додаткових вигинів (П, Z-подібних тощо), на останок — за рахунок спеціальних компенсаторів (сальникових, лінзових тощо). Особливу увагу слід приділяти компенсації подовжень стояків та приладових віток, виконаних із полімерних матеріалів, оскільки вони мають в декілька разів більший коефіцієнт лінійного подовження. Розрахунок компенсації лінійних подовжень сталевих труб роблять за традиційними методиками, інших — за методиками виробників.

Обслуговуваність обладнання та арматури, які знаходяться на стояку (приладовій вітці), полягає в забезпеченні їх відключення від діючої системи опалення для заміни ущільнювачів, прокладок, промивки тощо. Слід зауважити, що терморегулятори Данфосс, у відповідності до EN 215 ч. 1, для заміни прокладок не потребують їх відключення від системи. Для такої операції використовують сервісний пристрій шлюзового принципу дії. Відключення передбачають, найчастіше, на трубних вузлах приєднання до подавальної та зворотної магістралей. При цьому обов'язково забезпечують можливість самостійного або примусового (за допомогою компресора, або ручного насоса) витікання води з них та їх заповітрювання за допомогою спеціальних кранів, вентилів та пробок. На відміну від вітчизняної практики вирішення поставлених задач запірно-регулююча арматура Данфосс, крім виконання основних функцій, забезпечує спорожнення і заповітрювання стояків та приладових віток. Для цього в її корпусі є спеціальні отвори з установленими або пробкою, або вентилем, або краном. Дані засоби є як основною комплектацією (автоматичні регулятори ASV-P, ASV-PV, ASV-Q постачають із дренажними кранами і штуцерами для приєднання шлангів), так і додатковою комплектацією (вентилі MSV-I та MSV-M — при необхідності комплектують кульовими кранами з штуцерами). Всі ці додаткові засоби є значно меншими за основну арматуру, що зменшує металоємність системи опалення, спрощує її монтаж, а, в цілому, і її вартість.

Окрім того, арматура Данфосс з позначенням ASV та MSV може бути укомплектована на стадії проектування штуцерами відбору імпульсів тиску для визначення гідравлічних параметрів теплоносія на спеціальному комп'ютері PFM 2000 з метою їх перевірки і при необхідності — коригуванні.

Основні принципи проектування приєднань стояків та приладових віток до магістралей систем опалення закладені в схемах на рис. 60...62. Наведені схемні рішення можуть удосконалюватись для конкретної системи опалення з урахуванням досвіду проектанта та пропонованої виробниками продукції, в якій наведені вище функції можуть поєднуватись в одному елементі системи опалення, наприклад, кульовий кран і

фільтр в одному корпусі, автоматичний повітровідвідник і зливний кран в одному корпусі тощо.

Приєднання двотрубних приладових віток до магістральних стояків систем опалення здійснюють за схемами на рис. 60. Гарячеводні витратоміри установлюють за рекомендацією виробників з урахуванням їх максимальної робочої температури як на розподільних, так і на збірних

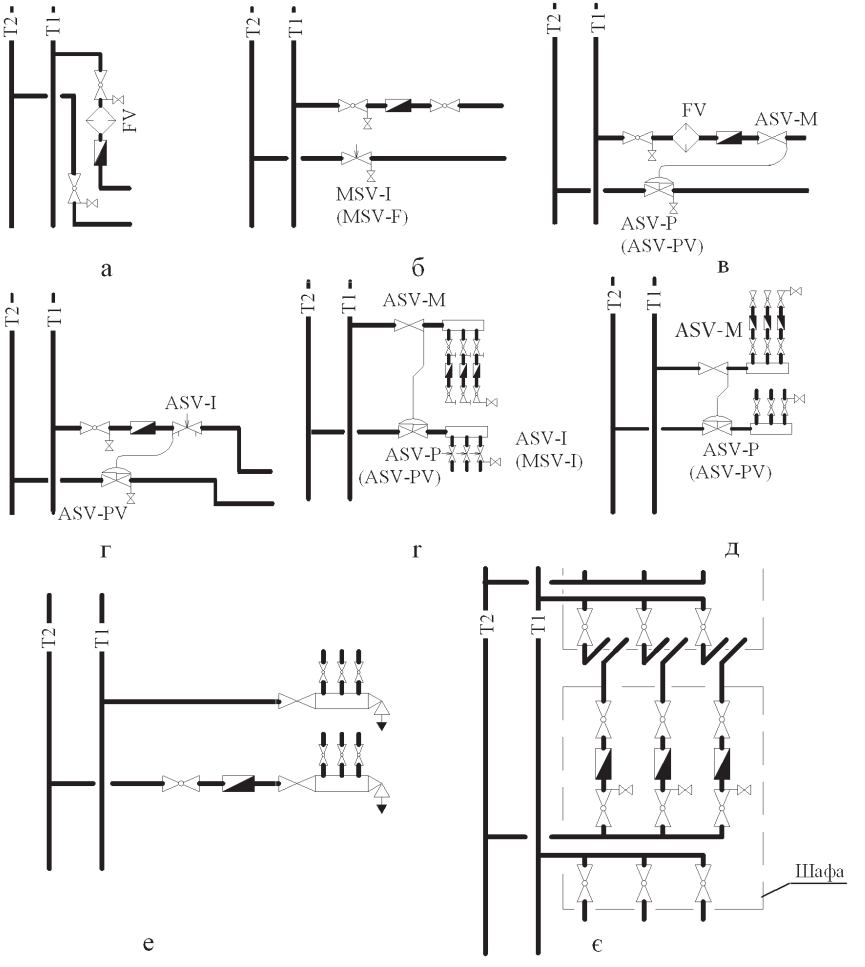


Рис. 60. Схеми приєднання двотрубних приладових (поквартирних) віток до магістральних стояків систем опалення

приладових вітках. При додатковому фільтруванні теплоносія рекомендується установлювати витратоміри за фільтрами. Слід передбачити демонтаж лічильників для їх метрологічної перевірки, тобто можливість їх відключення з найменшою втратою теплоносія. Установлення лічильників у найвищій точці приладової вітки дозволяє відмовитись від запірної арматури безпосередньо за ним, що можливо реалізувати за схемами на рис. 60,а та г, хоча при цьому зростає довжина труб. Для таких випадків не рекомендується використовувати фільтри без промивних кранів для заповітрювання при спорожненні приладових віток, оскільки створюються незручності викачування теплоносія з вітки. Необхідно передбачати вище лічильника запірний кульовий кран з вбудованим вентилем (за відсутності у фільтрі), через який за допомогою насоса (компресора) заповітрюють приладову вітку і витісняють воду через вбудований зливний вентиль на кульовому крані збірної ділянки. Спорожнення приладових віток поквартирних систем опалення може бути викликане необхідністю промивки, відключенням споживача при несплаті за користування тепловою енергією, тимчасовим невикористанням квартири...

Схему за рис. 60,а застосовують для систем опалення з максимальним розвиваємим тиском насоса, що не перевищує межу шумонеутворення терморегуляторів (відсутня потреба встановлення автоматичних регуляторів перепаду тиску), і в яких реалізується можливість ув'язування гідравлічних кілець терморегуляторами з попередньою настройкою (забезпечується рекомендоване потокорозподілення); а також для систем опалення з автоматичними регуляторами перепаду тиску, установленими у вузлі приєднання магістральних стояків до горизонтальних магістралей.

Схему за рис. 60,б використовують аналогічно схемі за рис. 60,а з відміною в тому, що розподільну приладову вітку прокладають під підвіконнями (відкрито або у штрабі), а гідравлічне ув'язування приладових віток здійснюють за допомогою регулювальних вентилів. Перпендикулярне приєднання вітки до стояка можливе при допустимості їх взаємного впливу, визваного лінійним подовженням труб.

Автоматичне підтримання постійного перепаду тиску в приладових вітках здійснюють за реалізації схем на рис. 60,в...д. Забезпечення рекомендованого потокорозподілення терморегуляторів приладової вітки досягають комбінуванням використання вентилів ASV-M та ASV-I у комплекті з ASV-P (ASV-PV), розміщенням фільтрів та лічильників в або за межами підсистеми. Ув'язування приладових віток відносно одна одної для системи за схемою на рис. 60,д здійснюють, при необхідності, регулювальними вентилями MSV-I, установлюваними замість кульових кранів.

Використовуючи схеми за рис. 60,г...е, необхідно забезпечувати можливість паралельного розміщенння обладнання та запірно-регулюючої арматури в межах відстані між осями вихідних отворів розподільників. Для колекторів використовують, наприклад, кульові крани зменшених габаритів. Спускні та заповітрювальні вентилі на даних схемах показані умовно не на всій арматурі. За великих габаритів обладнання або маховиків (ричагів) запірно-регулюючої арматури використовують зварні (клеєні тощо) колектори (гребінки) за схемою на рис. 60,є.

На відміну від схем за рис. 60,а...д та є, які використовують для тупикових периметральних (по периметру квартир) або із супутнім рухом теплоносія приладових віток, схему за рис. 60,е застосовують при променевому або змішаному (променево-периметральному) та при підлоговому опаленні однієї квартири з лічильником перед колектором.

Непотреба обліку теплоспоживання приладових віток, наприклад, у громадських та адміністративно-побутових будівлях значно спрощує вищенаведені схеми.

Для підвищення естетичного вигляду приміщень та збереження обладнання (при розташуванні його на сходових клітках або міжквартирних коридорах) рекомендується вузли приєднання поквартирних приладових віток розміщувати в спеціальних шафах. Останні виготовляють зовнішніми, установлюваними впритул до стіни, та внутрішніми, убудованими в стіну. Використання тих чи інших шаф залежить від способу прокладання стояків, габаритів обладнання та характеристик стіни. Варіантом застосування шафи є схема за рис. 60,є. Такий вузол відрізняється тим, що подавальний колектор розташовують на поверсі, який обслуговується його приладовими вітками, а зворотний — поверхом нижче. Розміщення лічильників на кінці приладових віток зменшує протяжність труб за рахунок висоти вузла приєднання. Такий вузол є найбільш зручним для монтажу та обслуговування. Незначного скорочення висоти шафи при відповідному збільшенні протяжності труб досягають за рахунок підйому розподільних колекторів над збірними та їх розміщенні за останніми.

Особливістю приєднання двотрубних приладових віток із супутнім рухом теплоносія для вищенаведених схем є іноді використовувана доцільність повернення збірного трубопроводу приладової вітки до місця приєднання розподільного трубопроводу за, так званою, тритрубною схемою прокладання. Для скорочення протяжності трубопроводів, тобто зменшення довжини останньої збірної ділянки приладової вітки, магістральні стояки можуть розміщуватись в різних частинах приміщення (будівлі). Таке розміщення стояків не допускає використання автоматичного регулятора перепаду тиску через обмеженість довжини капілярної трубки.

Віддалене розташування між собою подавального та зворотного магістральних стояків характерне для однотрубних приладових віток, схеми приєднання яких показані на рис. 61. У даних схемах можливі варіанти підключення квартир до одного подавального і декількох зворотних магістральних стояків.

Приєднання за схемою на рис. 61,а рекомендоване для приладової вітки з вирішеними питаннями гідравлічного ув'язування (наприклад, за рахунок діаметрів труб), стабілізації потоків теплоносія (наприклад, за рахунок установлення автоматичного регулятора на стояку), компенсації лінійних подовжень труб (наприклад, за рахунок конфігурації). Перший за ходом руху теплоносія спускний вентиль, якщо він конструктивно передбачений у фільтрі (наприклад, Y 222), використовують для спорожнення усієї вітки або її частини при прочищенні фільтра та демонтажу лічильника. Якщо у фільтрі немає такого вентиля, — його передбачають у першому кульовому крані. Заповітрювання приладової вітки здійснюють через опалювальні прилади.

Схему за рис. 61,б використовують при розташуванні фільтра та лічильника в найвищій точці приладової вітки, що дозволяє дещо спростити вузол приєднання за рахунок відмови від одного кульового крана.

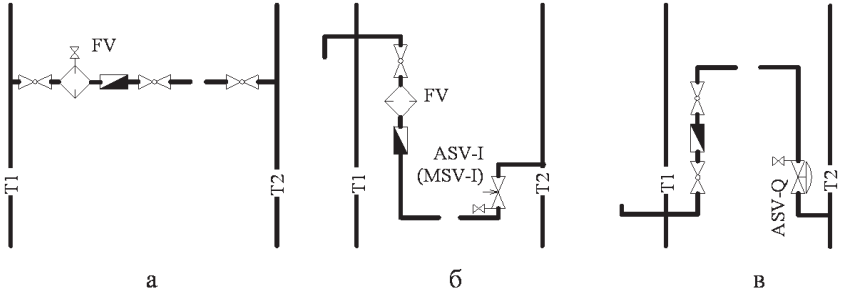


Рис. 61. Схеми приєднання однотрубних приладових (поквартирних) віток до магістральних стояків систем опалення

При цьому зростає протяжність труб. Гідравлічне ув'язування здійснюють регулювальним вентилем MSV-I, який комплектують спускним краном. Заповітрювання приладової вітки здійснюють шляхом відкручування кришки фільтра або крана в ньому.

При стабілізації витрати в приладовій вітці та розміщенні лічильників на нижньому від обслуговуваного приміщення поверсі використовують схему за рис. 61,в. Така схема і схема за рис 60,є при наявності

лічильників, які бажано установлювати на рівні 1,5 м, потребує збільшення протяжності труб. При цьому обслуговуваність системи покращується. У даній схемі лічильник і фільтр, при його наявності, іноді запроектовують без передбачуваного спускного вентиля на одному з кульових кранів, що є можливим, але не рекомендованим, оскільки при їх демонтажі та прочистці можливе протікання, як правило, забрудненого теплоносія на огороджуючі конструкції. Окрім того, при установленні автоматичного регулятора витрати ASV-Q або іншої замість нього запірно-регулюючої арматури під поверховим перекриттям, що можливе з метою зменшення протяжності труб, необхідно передбачити спорожнення приладової вітки з обох сторін. При необхідності фільтрування теплоносія варіантом даної схеми може бути наступна комбінація вузла приєднання до подавальної магістралі за ходом руху теплоносія: кульовий кран, фільтр з спускним краном, лічильник, регулятор ASV-Q із переставленими місцями пробкою і зливним краном; у вузлі приєднання до стояка установлюють кульовий кран з спускним вентилем.

Двотрубні стояки приєднують до магістралей систем опалення за схемами на рис. 62.

Приєднання стояків до систем опалення двох-, триповерхових будівель із змішаним прокладанням магістралей без фільтрування та з фільтруванням теплоносія показані на рис. 62,а та б. Такі схеми застосовують при можливості ув'язування гідравлічних кілець лише підбором настройок терморегуляторів, а також при забезпеченні шумоутворення останніми. За необхідності зменшення перепаду тиску на терморегуляторах запроектовують для таких будинків системи опалення з нижнім прокладанням магістралей відповідно до схем на рис. 62,в та г. Різниця між двома останніми схемами полягає у варіантах комплектування автоматичною арматурою, що потребує різних точок відбору імпульсу тиску капілярною трубкою. На ASV-M (ASV-I) показана наявність штуцерів комп'ютерного контролю.

Використовуючи мідні та пластикові труби в системах опалення будинків будь-якої поверховості, рекомендується приєднувати стояки із Z-подібною компенсацією лінійних подовжень труб, як за схемою на рис 62,г. Дану схему застосовують також для систем із сталевих стояків без додаткової лінійної компенсації у чотирьох-семиповерхових будинках; при більшій поверховості повинні бути передбачені на стояках П-подібні компенсатори. Компенсацію лінійних подовжень мідних і пластикових стояків розраховують за методиками виробників.

Прокладання магістралей на відстані 1...1,5 м від стояків (зовнішніх стін будівлі) роблять для зручності обслуговування на горищах. Такі відступи виконують також функцію компенсатора. Для технічних

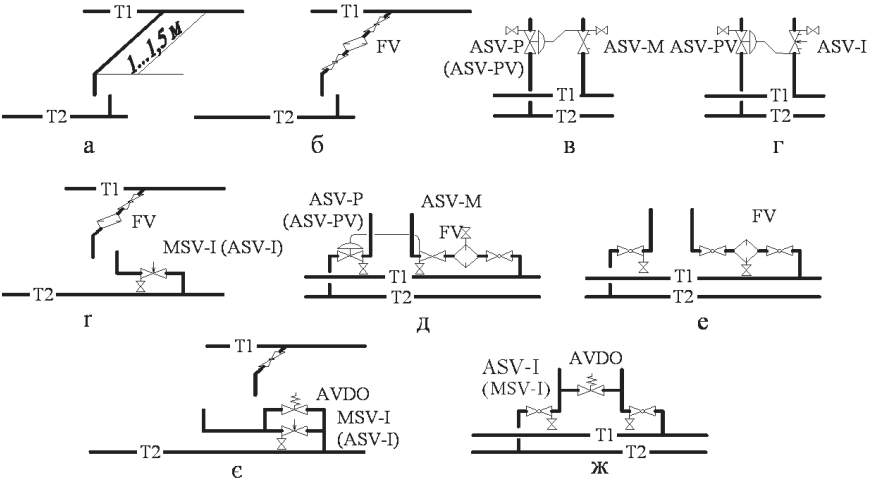


Рис. 62. Схеми приєднання двотрубних стояків до магістралей систем опалення

поверхів вони можуть бути замінені на вузли приєднання із Z-подібними компенсаторами, що дасть можливість, за необхідності, раціонального використання об'єму технічного поверху.

Стояки з мідних і пластикових труб систем опалення з нижнім прокладанням магістралей для будинків з двох- та більшою поверховістю, із металевих та металопластикових труб — чотирьох- та більшою поверховістю приєднують за схемами на рис. 62,д та е. Наведені схеми застосовують також для підключення магістральних стояків з поквартирними одно- та двотрубними приладовими вітками. При застосуванні автоматичних регуляторів перепаду тиску слід ураховувати, що вони комплектуються імпульсними трубками довжиною 1,5 або 5 м, що обмежує їх використання в системах із віддаленими розподільними та збірними магістралями (змішаним прокладанням).

Схеми за рис. 62,є та ж є найдешевшим вирішенням проблеми шумоутворення терморегуляторів. Але їх застосування не є рекомендованим, оскільки обмежується наступними причинами: неможливістю стабілізації перепаду тиску теплоносія в стояках при відкриванні терморегуляторів; неповністю задовільною співпрацею перепускного клапана з терморегуляторами при їх закриванні (див. п.р. 11.5); у останній схемі — змішуванням гарячого та охолодженого теплоносіїв.

Однотрубні стояки систем опалення у вузлах підключення до магістралей проектують з використанням схем на рис. 63.

Схеми вузлів, виконаних із сталевих та металопластикових труб у двох- триповерхових будинках при змішаному прокладанні магістралей показані на рис. 63,а та б відповідно без та з додатковим фільтруванням теплоносія.

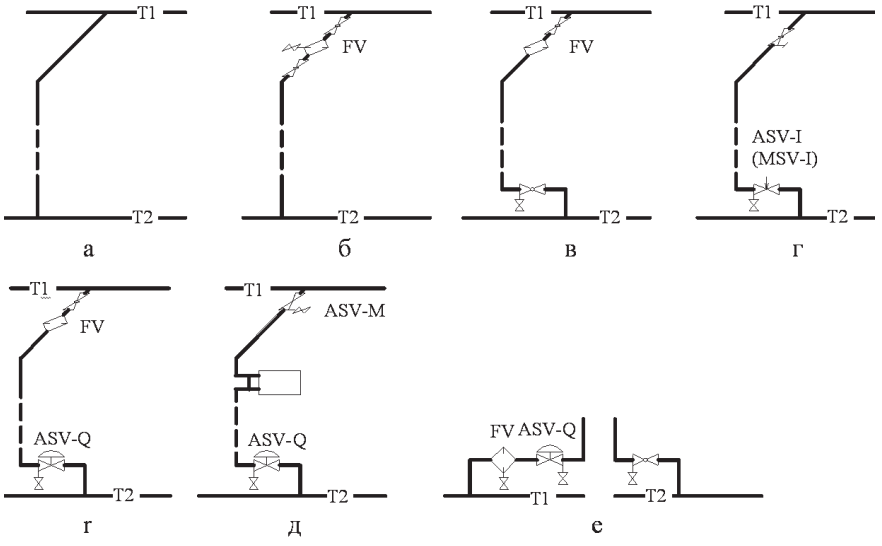


Рис. 63. Схеми приєднання однотрубних стояків до магістралей систем опалення

Мідні та пластикові стояки приєднують до магістралей із змішаним прокладанням за схемами на рис 63,в, г та г. За цими ж схемами приєднують стояки із сталевих та металопластикових труб у будинках з чотирьох та більшою поверховістю. Відмітність схем полягає у варіантах застосування запірно-регулюючої арматури. Крім того, сталеві та металопластикові стояки з осьовими замикаючими ділянками біля опалювальних приладів застосовують у будинках до семи поверхів, мідні та пластикові з такими ділянками — до трьох поверхів. За вищої поверховості використовують зміщені замикаючі або обвідні ділянки на вузлах трубної обв'язки опалювальних приладів згідно схеми на рис. 63,д.

У чотирьох- та більше поверхових будівлях із системою опалення з нижнім прокладанням магістралей стояки до них приєднують відповідно до схеми на рис. 63,е. Особливістю даної схеми є те, що регулятор ASV-Q

установлено у вузлі приєднання до подавальної магістралі. Для цього в ньому переставлені місцями пробка та зливний кран. Таке розміщення доцільне при додатковому фільтруванні теплоносія. Розміщення ASV–Q за фільтром зменшує вірогідність його забруднення. Фільтр даного вузла має спускний кран. За його відсутності слід передбачати установлення перед фільтром кульового крану. Даний кран рекомендується запроектовувати при гідравлічно залежному приєднанні системи опалення до мережі централізованого теплопостачання. Він надає можливості повного відключення фільтра для ревізії та регенерації сітки.

Наведена поверховість будинків для несталевих стояків є орієнтовною і потребує уточнення при використанні конкретного типу труб. Окрім того, указана арматура і обладнання є варіантною і застосовується залежно від гідравлічних характеристик системи опалення. Використання конкретної запірно-регулюючої арматури здійснюють згідно рекомендацій на схемах рис. 1 та 2.

12.3. Приєднання теплопроводів до опалювальних приладів

Приєднання труб до опалювальних приладів може бути з однієї (одностороннє) та з протилежних сторін (різностороннє). При різносторонньому приєднанні збільшується коефіцієнт теплопередачі та рівномірніше розподіляється поле температур. Його рекомендується застосовувати в насосних системах при кількості секцій опалювального приладу більше 20, конструктивно доцільно також у системах з горизонтальними приладовими вітками, що прокладені у плінтусі або над ним. При цьому в тупікових приладових вітках скорочується протяжність труб на сумарну довжину опалювальних приладів; для приладових віток із супутнім рухом теплоносія — на довжину першого опалювального приладу.

Одностороннє бокове приєднання раціонально використовувати для зменшення будівельних робіт (зменшення кількості отворів та штрабів у стінах, підлозі...) і для передбачення можливості в подальшому заміни опалювальних приладів іншим типом або іншою тепловою потужністю. Одностороннє нижнє приєднання здійснюють до опалювальних приладів з вбудованими терморегуляторами. Слід пам'ятати, що вхід теплоносія в такий опалювальний прилад завжди розташований другим від ближнього торця приладу, вихід — першим. Для заміни такого порядку підключення використовують, при необхідності, спеціальні перехрещувальні приєднуючі комплекти. Окрім того, не усі

опалювальні прилади мають конструктивну можливість нижнього правого або лівого приєднання. Одностороннім нижнім приєднанням підключають також гладкотрубні радіатори.

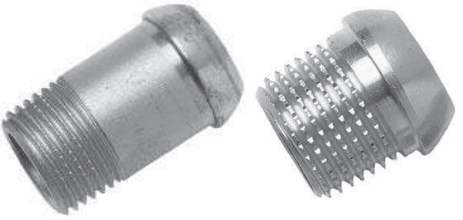


Рис. 64. Хвостовики

Однопатрубкове (конструктивно виконане — трубка у трубці) приєднання опалювальних приладів здійснюють за допомогою спеціальних комплектів і використовують, в основному, для гладкотрубних радіаторів. Найдоцільніше — у рушникосушильниках з установленим у другому патрубку альтернативного електронагрівника.

Уся арматура, розглянута в даному підрозділі, має патрубки (хвостовики) з конічною трубною різзю для безпосереднього з'єднання з опалювальним приладом. Конічність різі дозволяє здійснювати з'єднання без використання ущільнювачів. Другий кінець хвостовика виконаний у формі сфери і має накидну гайку, що надає змогу з'єднання з арматурою і необхідного розташування термостатичної головки або маховика відносно горизонту. Крім того, арматура має внутрішню конічну виточку, що утворює з сферою хвостовика з'єднання типу «сфера-конус», яке не потребує додаткового використання ущільнювачів. Хвостовики арматури Данфосс, окрім основної комплектації, постачають за замовленням подовженими або укороченими. Їх застосовують при заміні іншої арматури на арматуру Данфосс. Загальний вигляд хвостовиків показано на рис. 64.

На рис. 65...68 зображені основні схеми приладових вузлів із використанням запірно-регулюючої арматури Данфосс для різних схем систем опалення. За допомогою розглянутих прикладів, проектувальник на основі власного досвіду в конкретних випадках підключення може значно їх розширити. На рисунках умовно, для спрощення графічного зображення, показано ділянку трубопроводу між опалювальним приладом і запірно-регулюючою арматурою, хоча реально її не існує.

На двотрубних приладових вітках як тупікових, так і з супутнім рухом теплоносія застосовують схему за рис. 65,а при неспівпаданні осей приєднувальних патрубків опалювального приладу з трубопроводами, що можливо при прокладанні останніх у штрабі стіни; за рис. 65,б — див. пояснення до рис. 65,а, окрім того, при необхідності повного відключення опалювального приладу для заміни на інший, фарбування, клеєння шпалер за ним тощо без відключення приладової вітки; за рис. 65,в —

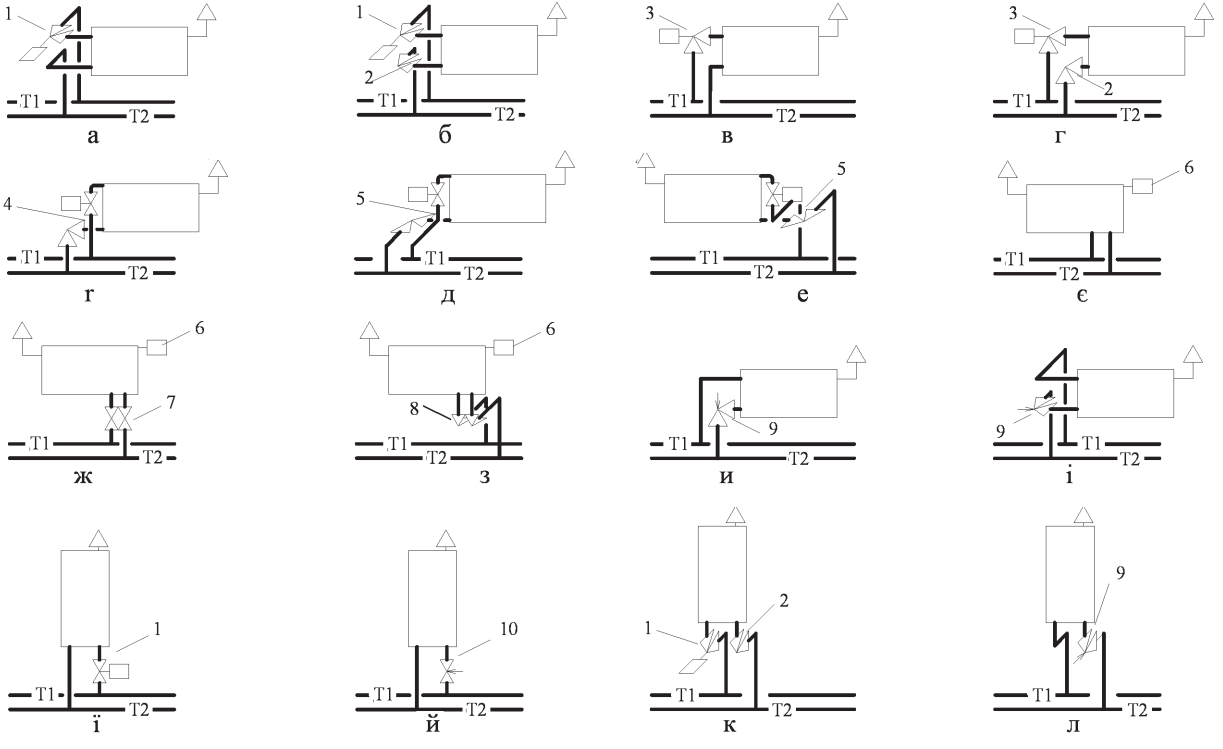


Рис. 65. Схеми приєднання опалювальних приладів до двотрубних приладових віток: *1 — терморегулятор RTD-N кутовий; 2 — запірний клапан RLV кутовий; 3 — терморегулятор RTD-N UK; 4 — комплект RTD-K для підключення знизу; 5 — комплект RTD-K для підключення збоку; 6 — вбудований терморегулятор; 7 — вентиль прямий RLV-K або RLV-KS; 8 — вентиль кутовий RLV-K або RLV-KS; 9 та 10 — регулювальні вентилі RLV-S відповідно кутовий та прямий*

при незначному неспівпаданні осей приєднувальних патрубків опалювального приладу та трубопроводів приладової вітки, що можливе при прокладанні останніх у плінтусах над підлогою, під стелею нижнього поверху, у масиві або штрабах підлоги; за рис. 65,г — те саме, що за рис. 65,в з додатковою можливістю повного відключення опалювального приладу; за рис. 65,г — при уніфікації монтажних робіт і прокладанні віток відповідно роз'яснень до рис. 65,в; дані комплекти надають можливості повного відключення опалювальних приладів; за рис. 65,д — при уніфікації монтажних робіт і значному заглибленні опалювального приладу, що можливе при їх прихованій установці; за рис. 65,е — при уніфікації монтажних робіт і прокладанні труб у штрабі стін; за рис. 65,є, ж та з — при використанні опалювальних приладів з вбудованими термостатичними клапанами для різних схем прокладання трубопроводів вітки, що рекомендується при підвищених естетичних вимогах до інтер'єру приміщення, як правило, при променевому прокладанні приладових віток; за рис. 65,и та і — за непотреби установлення терморегуляторів; за рис. 65, ї...л — при підключенні гладкотрубних радіаторів з та без терморегуляторів (рушникосушильників). Останні дві схеми — для найбільш застосовуваних приєднань високо розташованих рушникосушильників до трубопроводів у штрабі стіни. Плоскотрубні радіатори приєднують залежно від розміщення (уздовж або по висоті стіни) за будь-якою з наведених схем.

Принципом приєднання опалювальних приладів до двотрубних систем є обов'язкове використання запірно-регулюючої арматури з попередньою настройкою терморегуляторів RTD-N, RTD-N UK, RTD-K, вбудованих або регулювальних вентилів RLV-S. Вибір та установку терморегуляторів здійснюють таким чином, щоб на термостатичну головку якомога менше впливали конвективні потоки і випромінювання від труб та опалювальних приладів. На деяких подальших рисунках, наприклад, рис. 66,а та б для спрощення зображення вісь термостатичної головки направлена вертикально, хоча реально для даних випадків вона горизонтальна. Терморегулятори можуть комплектуватись запірною арматурою для повного відключення опалювальних приладів з метою зручності демонтажу, обслуговування тощо без відключення решти приладів. Такою арматурою є вентилі типу RLV. Вони також мають додаткову можливість, при необхідності, гідравлічного ув'язування циркуляційних кілець попередньою настройкою. За непотреби установлення терморегулятора опалювальний прилад приєднують з використанням як мінімум одного запірно-регулюючого вентиля RLV-S або RLV. Особливістю RLV-K є те, що він може бути використаним для дво- та однотрубних систем опалення шляхом відповідного перекриття

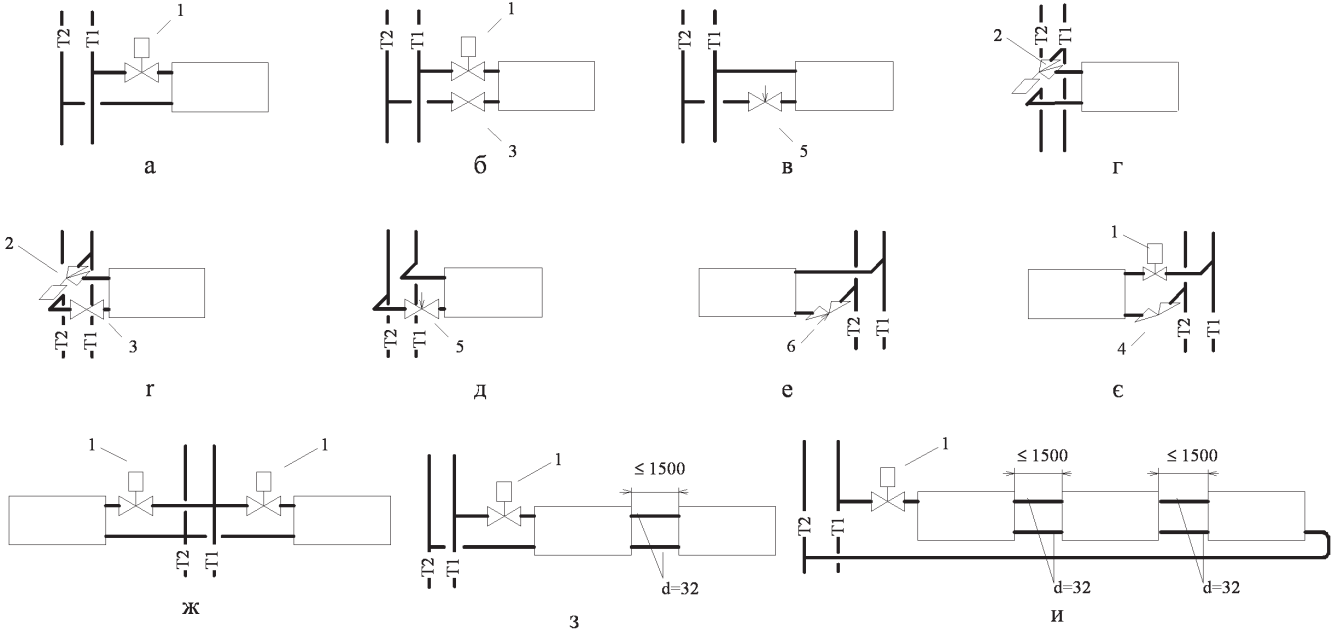


Рис. 66. Схеми приєднання опалювальних приладів до двотрубних стояків: 1 та 2 — терморегулятори RTD-N відповідно прямий та кутовий; 3 та 4 — запірні вентилі RLV відповідно прямий та кутовий; 5 та 6 — регулювальні вентилі RLV-S відповідно прямий та кутовий

(заводська установка) або відкриття перемички. RLV-KS відрізняється відсутністю гідравлічної перемички. Приєднання RLV-K або RLV-KS здійснюють до опалювальних приладів з вбудованими терморегуляторами, які мають назву — компакт-радіатори. Коефіцієнт затікання у RLV-K установлюють шляхом настройки бокового вентиля.

Вузли приєднання опалювальних приладів за допомогою комплектів RTD-K та RTD-KE показані на схемах для принципового розуміння. Їх графічне зображення потребує загальноприйнятого спрощення.

Приєднання опалювальних приладів до двотрубних стояків реалізують за схемами на рис. 66. Схеми за рис. 66,а, б та в застосовують при відкритому прокладанні стояків для різних варіантів використання запірно-регулюючої арматури (можливі вигини відводів — «утки», умовно не показані); за рис. 66,г...е — при прокладанні стояків у штрабах стін і при довжині опалювальних приладів більшою від довжини вікон; за рис. 66,в, д та е — при непотребі установлення терморегулятора; конструювання вузлів з кутовою арматурою слід узгоджувати з монтажними організаціями, оскільки виникає потреба використання патрубків певної довжини, за їх відсутності можливі лише ліві або праві варіанти схем, які зображені відповідно на рис. 66,г, г та 66,е, є, що визвано обов'язковим розміщенням розподільного стояка справа від збірного; такі схеми потребують забезпечення жорсткого кріплення стояків для унеможливлення впливу їх руху, внаслідок теплового подовження, на розкручування арматури; за рис. 66,ж — при двосторонньому приєднанні, що не є бажаним із-за складнощів уніфікації, але є рекомендованим при близькому розташуванні вікон; за рис. 66,з — при односторонньому приєднанні тільки одного приладу на зчепу довжиною до 1,5 м і діаметром 32 мм допускається застосовувати в межах одного приміщення, що дозволяє зменшити кількість стояків, а також приєднувати опалювальні прилади гардеробних, коридорів, туалетів, умивальних, комор до приладів суміжних приміщень; за рис. 66,и — у межах одного приміщення при кількості приладів більше двох рекомендується застосовувати зчеп з різностороннім приєднанням; така схема може бути реалізована тільки при забезпеченні рівномірності температурного поля повітря у приміщенні.

Опалювальні прилади однотрубних горизонтальних систем приєднують за схемами на рис. 67. Схему за рис. 67,а використовують при прокладанні магістралі в плінтусі або над ним, в штрабі підлоги; за рис. 67,б — аналогічно до пояснень попередньої схеми, але з можливістю повного відключення опалювального приладу; за рис. 67,в та г — при прокладанні приладової вітки в штрабі стіни; за рис. 67,г, д, та е — при

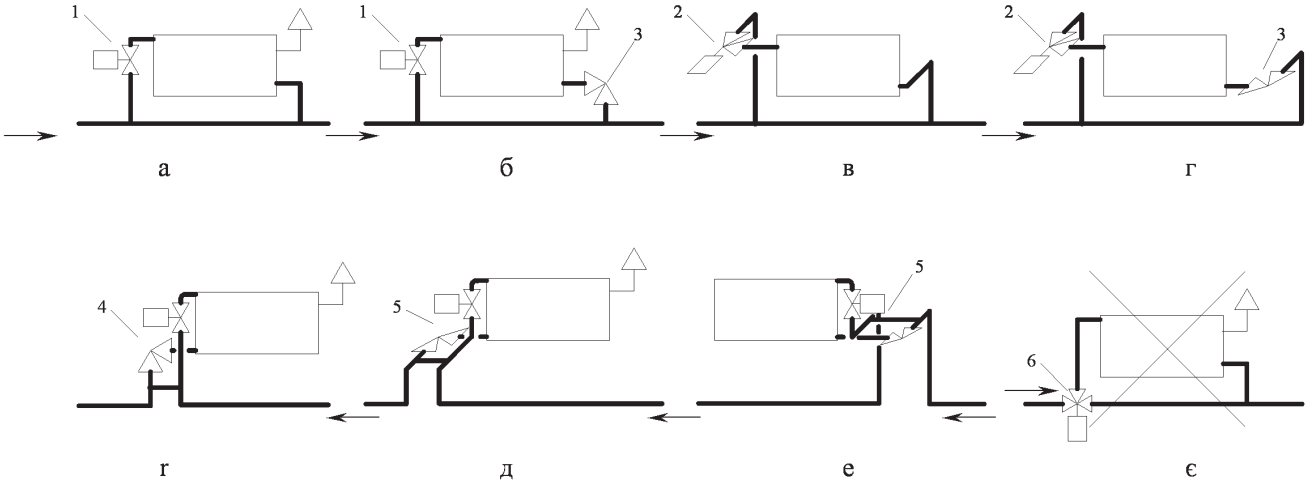


Рис. 67. Схеми приєднання опалювальних приладів до однотрубних приладових віток: 1 та 2 — терморегулятори RTD-G відповідно прямий та кутовий; 3 — запірний клапан RLV кутовий; 4 та 5 — комплекти приєднання RTD-K відповідно для підключення знизу та збоку; 6 — терморегулятор триходовий

уніфікації монтажних робіт і незначному неспівпаданні вісі приладової вітки з віссю з'єднувальних патрубків приладу (прокладання вітки в плінтусі або над ним та в штрабі підлоги), із значним заглибленням опалювального приладу (прихованим розміщенням або заглибленим розташуванням), із прокладанням приладової вітки в штрабі стіни; за рис. 67,є використовувати не рекомендується, оскільки термостатична головка розміщується в нижній зоні приміщення і неадекватно реагує на зміну температури повітря в ньому, окрім того триходові терморегулятори є найдорожчими. Термостатична головка у цих клапанів направлена горизонтально, на відміну від умовного зображення.

Приєднання опалювальних приладів до однотрубних стояків показано на рис. 68. Схеми за рис. 68,а та б використовують для систем опалення при допустимих лінійних подовженнях стояків; за рис.68, в та г — при компенсації лінійного подовження стояка; за рис. 68,г та д не є рекомендованими із-за більшої вартості вузла у порівнянні з схемами на рис. 68,а та в. При використанні прихованих в штрабі стін стояків можливі варіанти приєднання опалювальних приладів за допомогою кутових терморегуляторів RTD-G та вентилей RLV.

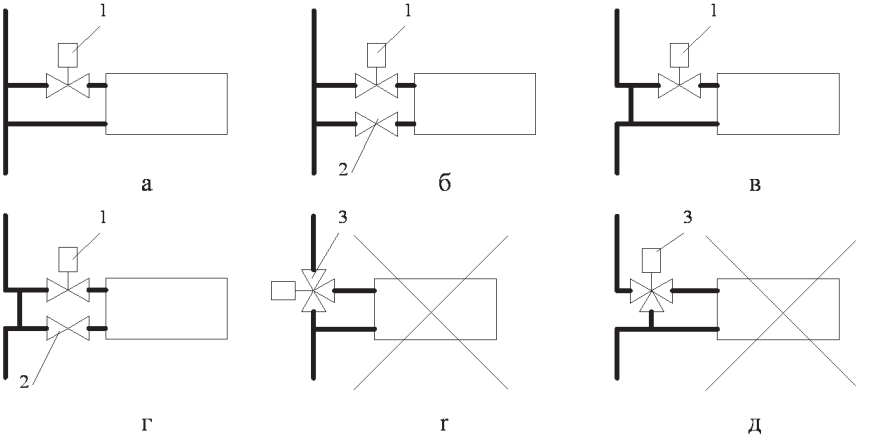


Рис. 68. Схеми приєднання опалювальних приладів до однотрубних стояків: 1 — терморегулятор RTD-G прямий; 2 — запірний вентиль RLV прямий; 3 — триходовий терморегулятор

12.4. Приєднання мембранних розширювальних баків

Розширювальний бак розміщують в тепловому пункті біля джерела теплоти або в прилеглому доступному приміщенні, чи при обгрунтуванні — іншому приміщенні з температурою повітря вище плюс 5°С.

Приєднують бак за допомогою відгалуження до однієї з головних ділянок — подавальної або зворотної — відповідно після та до запірної арматури, що відсікає джерело (джерела) теплоти (рис. 69). Як правило, приєднують на зворотній ділянці до насоса із-за обмеженості допустимої робочої температури мембрани. Діаметр відгалуження розраховують за п.р. 6.2. Його уклон у сторону самоспорожнення системи повинен становити не менше 0,005 (5‰).

Обв'язка трубами і запірно-регулюючою арматурою котлів та насосів на рис. 69 показана принциповою. Її виконують за рекомендаціями виробників даного обладнання. Данфосс для цього має весь спектр схемних рішень та запірно-регулюючої арматури.

Для надійного функціонування системи з баком у процесі проектування необхідно передбачити обов'язкову установку запобіжного клапана надмірного тиску, наприклад, AVDO, сполученого з системою каналізації або спеціальним баком, та запобіжного клапана надмірної температури, наприклад, IVT. Як правило, їх установлюють біля джерела теплоти. Окрім того, бак повинен бути оснащеним: манометром, повітровипускним клапаном з газового простору (конструктивно передбаченим) і з відгалуження (за необхідності); спускним краном для спорожнення відгалуження та бака. На відгалуженні до бака рекомендується установлювати запірну арматуру тільки із захистом від несанкціонованого закривання. Положення бака у просторі не має значення, якщо це не обумовлено його конструкцією.

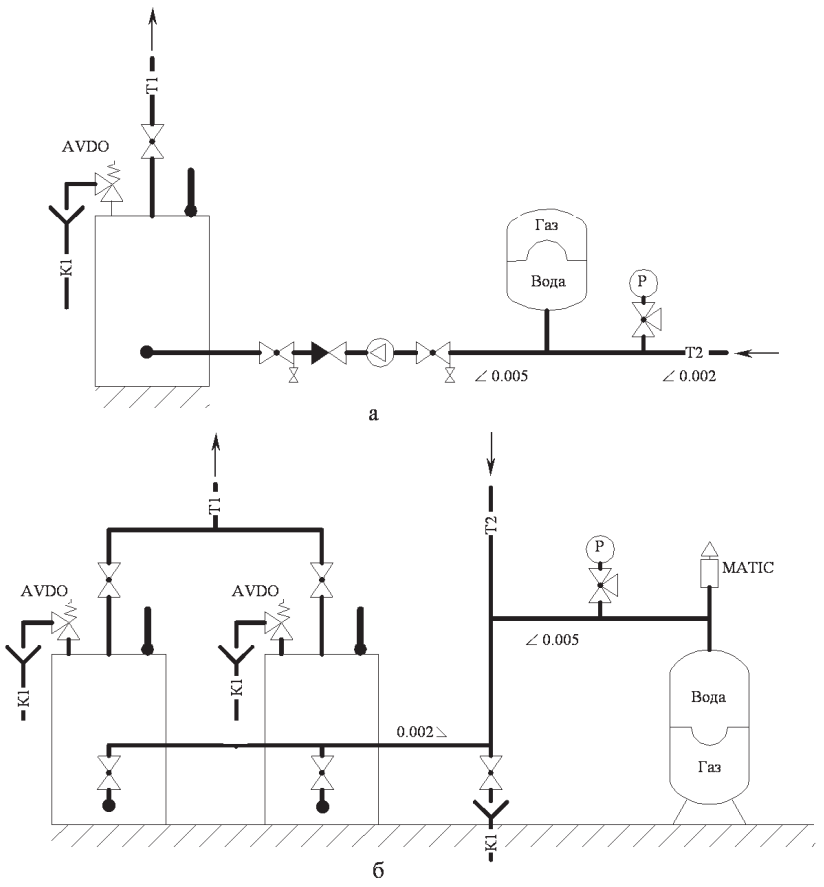


Рис. 69. Схеми приєднання мембранних розширювальних баків: а та б — відповідно з верхнім та нижнім розташуванням газового простору

13. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ СПІВСТАВЛЕННЯ ОДНОТРУБНИХ І ДВОТРУБНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

Техніко-економічне порівняння однотрубних систем водяного опалення з двотрубними на експериментальних об'єктах в Україні не проводилось. Наведені у розділі дані обгрунтовані досвідом практичних досліджень, зроблених у Німеччині [25], та теоретичних розрахунків — у Росії [26].

За даними Технічного університету Дрездена та тепломережі Берліну (Бевач Тепло) у рамках «Проекту з оптимізації теплопостачання» порівняння житлових будинків однакової серії, але з різними схемами систем опалення показало на збільшення вартості нової однотрубної системи майже на 10% за рахунок використання опалювальних приладів підвищеної теплової потужності, що викликано протіканням частини теплоносія через замикаючі ділянки їх обв'язки. В той же час, хоча і зменшується кількість міжповерхових отворів для стояків, вартість загальнобудівельних робіт при двотрубних системах дещо вища. За результатами МНИИТЭП та МГСУ (м. Москва) матеріаловитрати та вартість не виявили суттєвих переваг одного із схемних рішень. Розходження за матеріаловитратами становить 10%.

Більш суттєву відмітність складають експлуатаційні витрати, що визначило однозначний вибір двотрубних систем. Ці системи споживають на 10...15% менше теплової енергії від однотрубних. Основними причинами такого вибору є наступні недоліки однотрубних систем з терморегуляторами:

- крута регулювальна характеристика опалювального приладу, що не дозволяє її ефективно поєднати з лінійною витратною характеристикою терморегулятора, і як результат — релейне двопозиційне регулювання, котре забезпечує лише граничні витрати теплоносія в опалювальному приладі — максимальну або нульову;

- більші теплонадходження в опалювані та тепловтрати в неопалювані приміщення від труб при закриванні терморегуляторів;

- наявність залишкової теплової потужності опалювального приладу, яка складає 20...35%, при закритому терморегуляторі, установленому на верхньому трубопроводі обв'язки, за рахунок розшарування потоків у її нижньому трубопроводі; нижнє установлення терморегулятора з вбудованим сенсором приводить до невідповідності його реагування на зміну температури повітря у приміщенні;

- завищена температура зворотного потоку теплоносія, що знижує ккд джерела теплоти;

- складніша реалізація поквартирного обліку теплоспоживання.

Отже, однотрубні системи з терморегуляторами потребують вдосконалення. Для їх ефективного використання слід усунути вищезазначені недоліки.

Світова практика опалення будівель досягла найкращих показників енергозбереження та забезпечення теплового комфорту застосуванням двотрубних систем з терморегуляторами на опалювальних приладах і з комплексом автоматичних регуляторів у індивідуальному тепловому пункті та на стояках (приладових вітках).

ЛІТЕРАТУРА

1. Табунщиков Ю. А. Новый век ОВК: проблемы и перспективы // Библиотека научных статей АВОК. - М.: АВОК, 2002.
2. Гершкович В. Ф. Пособие по проектированию систем водяного отопления к СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» - К.: ЗНИИЭП, 2001. - 63 с.
3. СНиП II-12-77 Защита от шума. - М.: Стройиздат, 1977.
4. СНиП 2.04.07-86 Тепловые сети. - М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. - 48 с.
5. СН 528-80 Перечень единиц физических величин, подлежащих применению в строительстве. - М.: Стройиздат, 1981. - 34 с.
6. СНиП 2.04.05-91 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. - М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1991. - 65с.
7. Гершкович В. Ф. Расчеты систем отопления на Excel. - К.: ЗНИИЭП, 2000.
8. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление / В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. Н. Сканави и др.: Под ред. И. Г. Староверова и Ю. И. Шиллера. - М.: Стройиздат, 1990. - 344 с.
9. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 1-я. Р. В. Щекин, С. М. Кореневский, Г. Е. Бем и др. - К.: Будівельник, 1976. - 416 с.
10. Зміна № 2 до СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» за наказом Держбуду України № 273 від 15.11.1999 р.
11. Wytyczne projektowania instalacji centralnego ogrzewania. COBRTI «INSTAL», «UNIA CIEPLOWNICTWA». - Warszawa, 1993. - 49 p.
12. EN 215-1: 1987 Thermostatic radiator valves. Part 1. Requirements and test methods.
13. ГОСТ 14770-69 Устройства исполнительные. ГСП. Технические требования. Методы испытаний. - М.: Изд. стандартов, 1988. - 10 с.
14. Wytyczne projektowania instalacji centralnego ogrzewania. COBRTI «INSTAL», «UNIA CIEPLOWNICTWA». - Suplement do wydania II. 1993. - Warszawa, 1994. - 43 p.
15. Нудлер Г. И., Тульчин И. К. Автоматизация оборудования жилых и общественных зданий. - М.: Стройиздат, 1988. - 223 с.
16. Petitjean R. Total hydronic balancing: A handbook for design and troubleshooting of hydronic HVAC systems. - Gothenburg: TA AB, 1994.

17. Методика определения номинального теплового потока отопительных приборов при теплоносителе воде / Г. А. Бершидский, В. И. Сысин, В. А. Сотченко. - М.: НИИсантехники, 1984.
18. Современное внутреннее оборудование горячего и холодного водоснабжения, центрального отопления и подпольного отопления: Справочник проектировщика системы KAN-therm. - Варшава: KAN s.c., 1999. - 121с.
19. VDI 2035-2: 1998 Prevention of damage in water corrosion in water heating systems.
20. Графическая программа для проектирования оборудования центрального отопления по системе KAN-therm: Инструкция пользователя KAN c.o. - GRAF. - Варшава: KAN s.c., 1999. - 193 с.
21. Jablonowski H. Termostatyczne zamory grzejnikowe: Poradnik [Pomiar. Regulacja. Montaz. Hydraulika]. - Warszawa: Polski instalator, 1992. - 267 c.
22. 8 steps-control of heating systems. - Nordborg: Danfoss A/S.-185 p.
23. Balancing of differential pressure in heating systems: Danfoss Hydronic Balancing. - Nordborg: Danfoss A/S.
24. DIN 4701 / Teil 3 Regeln fьr die Berechnung des Warmebedarfs von Gebauden. Auslegung der Raumheizeinrichtungen.
25. Еремкин А. И., Королева Т. И. Тепловой режим зданий. - М.: Изд–во АСВ, 2000. - 368 с.
26. Дросте Д. Однотрубная или двухтрубна система отопления. Что лучше и дешевле? Опыт реконструкции однотрубных отопительных систем и внедрения поквартирного учета тепла в зданиях бывшей ГДР в рамках правительственной программы ТРАНСФОРМ. - М.: АВОК. - С. 34-35.
27. Грановский В. Л., Прижижецкий С. И., Петров Н. А. Применение двухтрубных систем отопления с комплексным авторегулированием. - М.: АВОК, 6/2001. - С. 30-31.