

## 4. ОПАЛЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

### 4.1. Класифікація

Опалювальні прилади призначені для передачі теплоти від теплоносія до повітря та огорожуючих 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 корпусу 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 корпусу та з огорожуючих 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<sup>2</sup> 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 керуваність 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. *Конвективно-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, сталєво-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 обґрунтуванні 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 тепло 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  $\tau$  до забезпечення теплового комфорту. Порівняння інерційності опалювальних приладів показано на рис. 22.

Орієнтовні порівняння при виборі опалювальних приладів за теплопровідністю матеріалу  $\lambda$ , 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  $\lambda$  та низькими  $W$ . За останнім графіком оцінюють матеріалоемність приладу — високій матеріалоемності відповідають низькі  $q$ .

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

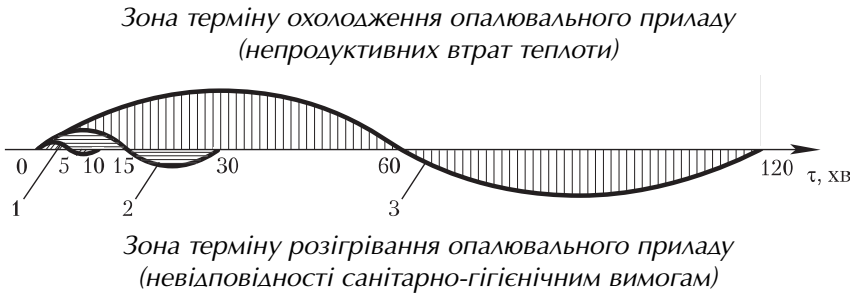


Рис.22. Теплова інерційність опалювальних приладів:

1 — мідних; 2 — сталевих; 3 — чавунних

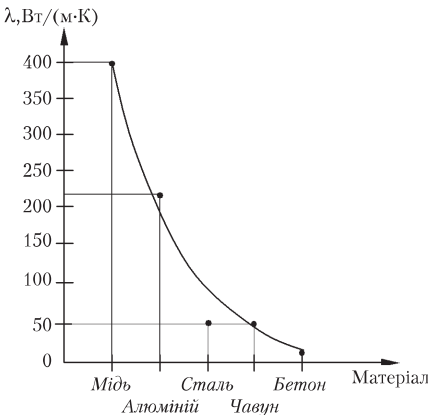


Рис. 23. Теплопровідність матеріалів

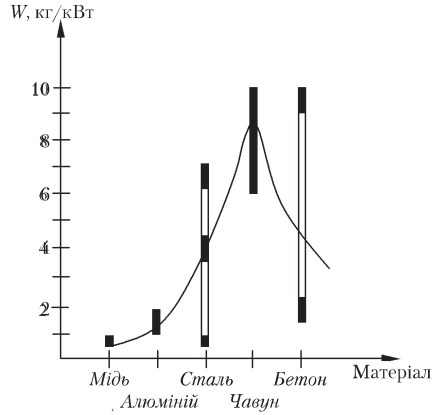


Рис. 24. Порівняння опалювальних приладів за питомою водомісткістю

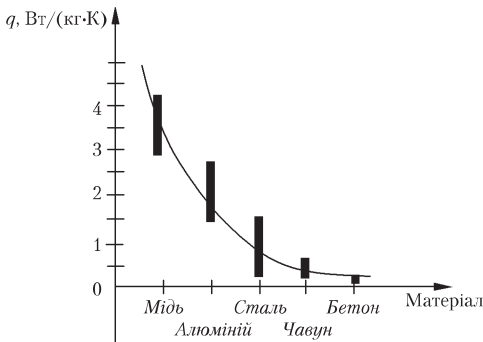


Рис. 25. Порівняння опалювальних приладів за питомою тепловою напругою

## 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 оребрінням, 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 реєстри (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 струмینی, 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, з'єднаний з радіаторами євро-стандарту. Конвектори без кожуха мають невеликі габарити за висотою та глибиною. Їх розміщення біля підлоги уздовж стрічкового застіння, 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 теплосберігаючого 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°C; 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 обґрунтуванні їх вибору необхідно урахувати якість теплоносія і схему тепlopостачання; 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 обґрунтуванні), 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]:

$$Q_{mp} = ql(1-n),$$

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

- для відкрито прокладених вертикальних та горизонтальних труб .....0,10;
- для труб, прокладених під плінтусом .....0,50;
- для теплоізовльованих стояків .....0,90;
- для труб, прокладених у товщі підлоги та ізовльованих поліуретановою піною або спіненим поліетиленом товщиною більше 13 мм .....0,95;
- для труб, прокладених і забетонуваних 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  $\Delta P$  — втрати тиску води, Па;  $S^*$  — характеристика опору, Па/(кг/год) <sup>$m$</sup> ;  $m$  — 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 (модулів) 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.*

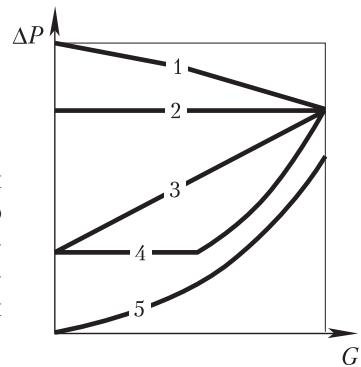


Рис.26. Характеристики насосів:

- 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 усїєї розрахунковї витрати теплоносїя. Для роботи у системах опалення із змінним гїдравлічним режимом обидва насоси рекомендується оснащати пристроями автоматичної зміни частоти обертання для найбільш повної відповідності параметрам гїдравлічної характеристики системи опалення в режимі роботи з частковим навантаженням.

За другим способом — спаренї насоси підбирають за п'ятидесятівідсотковим 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 їй гїдравлічну і теплову стійкість. При цьому заощаджується до 70% електричної і 40% теплової енергїї. 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 теплоносїя.

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

- розрахункова точка (позначена кільцем на рис.27) не повинна знаходитись нижче ніж на 25% (визначеною за витратою теплоносїя) 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 третиinah діаграми насоса;
- якщо кілька насосів відповідають даним критеріям, необхідно обирати насос меншої потужності.

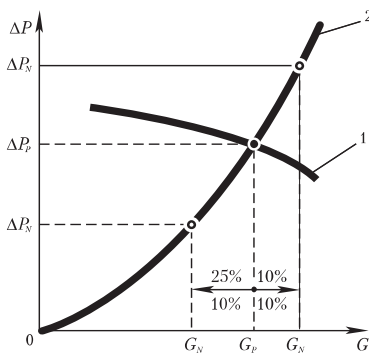


Рис.27. Допустимі відхилення між розрахунковими (позначені індексом N) і робочими (позначені індексом P) параметрами при виборі насоса:

1 — характеристика насоса;  
2 — гідравлічна характеристика системи опалення

Допуски за рис.27 для номінальної (отриманої розрахунком) витрати  $G_N$  та номінальної втрати тиску  $\Delta P_N$  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  $\Delta P_n$  повинен бути зменшеним або збільшеним на величину природного тиску

$$\Delta P_n = 1,1\Delta P_{c.o} \pm B\Delta P_n,$$

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

У даному рівнянні знак «мінус» приймають при співпаданні напрямків природної та насосної циркуляції, 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.

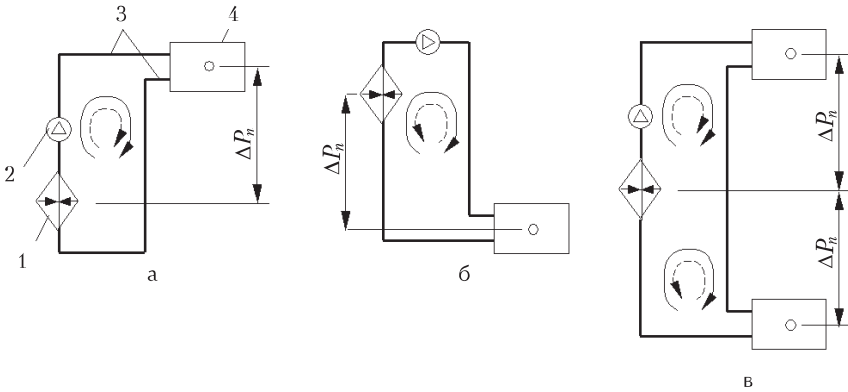


Рис. 28. Схеми напрямків циркуляції теплоносія насосної системи опалення:

*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, додають 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.

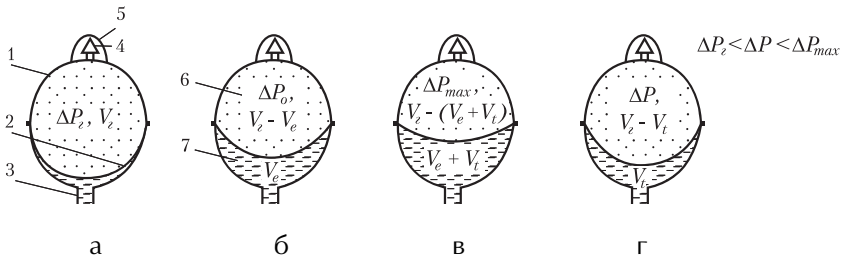


Рис. 29. Схема роботи мембранного розширювального бака:  
 1 — корпус; 2 — мембрана; 3 — приєднувальний патрубок;  
 4 — ніпель (в залежності від конструкції); 5 — декоративний ковпак;  
 6 — газовий простір; 7 — водяний простір; а — система опалення у неробочому стані; б — система опалення у початковому 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  $\Delta P_g$ , 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  $\Delta P_2$ ) 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  $\Delta P_0$ . 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  $\Delta P_{max}$ . Внаслідок експлуатаційних втрат, які приводять до зниження статичного тиску в системі, мембрана виштовхує необхідний об'єм теплоносія і у газовому просторі встановлюється надлишковий тиск  $\Delta P$ .

*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 теплоносії 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 невискипіння 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, не меншим 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  $\text{дм}^3$  [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<sup>3</sup>;  $\rho_1$  — густина води в системі опалення при її заповнюванні, приймають рівною 999,6 кг/м<sup>3</sup> для  $t_1 = +10^\circ\text{C}$ ;  $\Delta V$  — приріст питомого об'єму, дм<sup>3</sup>/кг, води у системі при її нагріванні від початкової  $t_1$  до середньої між розрахунковими гарячою  $t_r$  і охолодженою  $t_o$  температурами води, який визначають за табл. 5 або формулою:

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

У даній формулі  $\rho_1$  підставляють у кг/дм<sup>3</sup>, а  $\rho_2$  — густина води, кг/дм<sup>3</sup>, приймають при температурі  $(t_r + t_o)/2$ .

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<sup>3</sup>, 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 $t_r/t_o$ , °C/°C | Середня температура $(t_r+t_o)/2$ , °C | Приріст питомого об'єму води $\Delta V$ , дм <sup>3</sup> /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  $\Delta P_z$ , Па, газового простору бака

$$\Delta P_z = \Delta P_3 + \Delta P_C,$$

де  $\Delta P_3$  – надмірність тиску, приймають рівною 10...30 кПа, для недопущення нагнітання води до бака при заповнюванні системи опалення;  $\Delta P_C$  – гідростатичний тиск води, Па, що діє на бак за відсутності циркуляції

$$\Delta P_C = \rho_1 g h,$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\rho_1$  – густина води в системі опалення при її заповнюванні, кг/м<sup>3</sup>;  $h$  – висота між точкою приєднання бака і найвищою точкою системи опалення, м.

Максимальне значення тиску  $\Delta P_{max}$  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  $\Delta P_o$  визначають з умови необхідності забезпечення заповнення бака резервним об'ємом води, що досягається при  $\Delta P_o > \Delta P_z$ . Визначають  $\Delta P_o$ , Па, за рівнянням:

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

де  $\Delta P^*$  – розрахунковий атмосферний тиск, приймають рівним 10<sup>5</sup> Па.

Мінімальну місткість газового простору  $V_z$  знаходять за формулою:

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

а з урахуванням резервної місткості –

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

Таблиця 6. Визначення загальної місткості бака

| Початковий надлишковий тиск газового простору $\Delta P_z$ , bar | Максимально допустимий надлишковий тиск у системі опалення $\Delta P_{max}$ , bar | Загальна місткість $V_3$ , $\text{dm}^3$ , визначена за мінімальною корисною місткістю $V_b$ , $\text{dm}^3$ (або за повною корисною місткістю $V$ , $\text{dm}^3$ ) |  |
|--|---|--|--|
|  |   | Звичайний мембранний розширювальний бак  | Мембранний розширювальний бак з компресорним регулятором |
| 1  | 2   | 3  | 4  |
| 1,0  | 1,2   | 506,0 $V_b$ (V)  | 11,00 $V_b$ (V)  |
| 1,0  | 2,0   | 102,0 $V_b$ (V)  | 3,00 $V_b$ (V)   |
| 1,0  | 3,0   | 51,5 $V_b$ (V)   | 2,00 $V_b$ (V)   |
| 1,0  | 4,0   | 34,7 $V_b$ (V)   | 1,67 $V_b$ (V)   |
| 1,0  | 5,0   | 26,3 $V_b$ (V)   | 1,50 $V_b$ (V)   |
| 1,0  | 6,0   | 21,2 $V_b$ (V)   | 1,40 $V_b$ (V)   |
| 2,0  | 2,2   | 511,0 $V_b$ (V)  | 16,00 $V_b$ (V)  |
| 2,0  | 3,0   | 103,0 $V_b$ (V)  | 4,00 $V_b$ (V)   |
| 2,0  | 4,0   | 52,0 $V_b$ (V)   | 2,50 $V_b$ (V)   |
| 2,0  | 5,0   | 35,0 $V_b$ (V)   | 2,00 $V_b$ (V)   |
| 2,0  | 6,0   | 26,5 $V_b$ (V)   | 1,75 $V_b$ (V)   |
| 3,0  | 3,2   | 516,0 $V_b$ (V)  | 21,00 $V_b$ (V)  |
| 3,0  | 4,0   | 104,0 $V_b$ (V)  | 5,00 $V_b$ (V)   |
| 3,0  | 5,0   | 52,5 $V_b$ (V)   | 3,00 $V_b$ (V)   |
| 3,0  | 6,0   | 35,4 $V_b$ (V)   | 2,33 $V_b$ (V)   |

Вартість розширювального бака залежить від його загальної місткості. Зменшення досягають шляхом збільшення максимального значення надлишкового тиску  $\Delta P_{max}$  у системі, що впливає 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  $V_3$  (у звичайних мембранних баках  $V_3 = V_b$ ) за мінімальною корисною місткістю  $V_b$ , 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  $\Delta P_{max} - \Delta P_z$  у межах надмірного тиску  $\Delta P_3$ , наприклад, 20 кПа.

Застосування незамерзаючих рідин потребує збільшення місткості розширювальних баків; для водоетиленгліколевих сумішей — на 40...45%. При перевищенні  $V_3$  для максимального типорозміру паралельно встановлюють декілька однакових баків із загальною місткістю не менше розрахункового значення  $V_3$ .

Мембранні розширювальні баки приєднують до головної зворотної магістралі в індивідуальному тепловому пункті. При установленні бака вище найнижчої точки системи необхідно знизити розрахункове значення  $\Delta P_{max}$  на величину гідростатичного тиску стовпа води, що знаходиться між відмітками установки бака і найнижчою точкою системи. При використанні дахових котельень і розміщенні в них бака мінімальний тиск біля нього приймають за рекомендацією виробників котельень, 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:

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

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  $\Delta P_{max}$ , а тиск закривання був не меншим за  $0,8 \Delta P_{max}$ .

*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

Для забезпечення роботоздатності та уникнення пошкоджень терморегуляторів, автоматичної запірної-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  $1 \text{ см}^2$  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, — встановлюють 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.

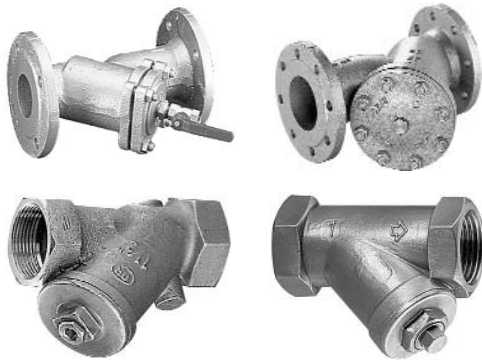


Рис. 30. Фільтри сітчасті

*Ефективна функціональність сучасного обладнання систем опалення залежить від якості теплоносія.*

## 8. АВТОМАТИЧНІ ПОВІТРОВІДВІДНИКИ

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  $0,1 \text{ г/м}^3$  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 встановлюють 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 проєктування є використання запірно-регулюючої арматури з пробками або вентильками в корпусі, за допомогою яких здійснюють ручне видалення повітря; відводів на  $90^\circ$  для торцевої верхньої частини стояка з вбудованим краном Маєвського; автоматичних повітровідвідників на опалювальних приладах тощо.



Рис. 31.  
Автоматичний  
повітровідвідник  
MATIS

*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 обґрунтованим.

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 <sup>2</sup> | 876          | 1029       | 1425          | 1385  | 1194 |

Таблиця 8.  
Характеристики труб

| Характеристика                               | Матеріал труб |               |                 |       |                 |                 |                 |
|--|---------------|---------------|-----------------|-------|-----------------|-----------------|-----------------|
|  | сталь         | мідь          | PP              | PB    | PVC             | CPVC            | VPE (PEX)       |
| 1. Густина, г/см <sup>3</sup>                | 7,850         | 8,930         | 0,950           | 0,925 | 1,410           | 1,570           | 0,940           |
| 2. Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м×К)     | 58,2          | 320...<br>325 | 0,18...<br>0,24 | 0,22  | 0,14...<br>0,22 | 0,14...<br>0,16 | 0,43...<br>0,48 |
| 3. Коефіцієнт лінійного подовження, (мм/м×К) | 0,011         | 0,018         | 0,09...<br>0,15 | 0,13  | 0,07            | 0,06...<br>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.



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 керуваність 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 не обов'язкове. Таке можливе при існуванні одночасно діючої іншої пріоритетної системи забезпечення мікроклімату даного приміщення, наприклад, електричної, повітряної тощо, з обов'язковою наявністю автоматичних засобів підтримання 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 полів повітря на рівні робочої зони, або зони, що обслуговується) обґрунтуваннями. Найбільшого енергозаощаджуючого ефекту від використання терморегуляторів досягають при наблизненні  $\Sigma A_{o,n}$  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  $A_{o,m}$ , тобто з найбільшою тепловою потужністю [21]. Даний підхід є формалізацією комп'ютерних розрахунків.

*Авторитет опалювального приладу визначає необхідність встановлення 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 встановленої 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 досягаемого 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  $t_r$  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  $20^\circ\text{C}$ . Розрахунок даних змін приведено для м. Києва. Для міст з розрахунковою зовнішньою температурою повітря нижче мінус  $22^\circ\text{C}$  зміни  $t$  будуть незначно більшими, вище даного значення — незначно меншими. При розрахунковій  $t = 18^\circ\text{C}$  зміни будуть відрізнятись на частку, знайдену із співвідношення  $(18 - (-22)) / (20 - (-22))$ .

Досягнути температури повітря в приміщенні, наприклад, до рівня  $24^\circ\text{C}$  за першим способом можливо шляхом підвищення подачі насоса в 1,6 рази, що збільшить втрати тиску в  $1,6^2 = 2,6$  рази. 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 рази за рахунок відкриття терморегулятора із загальним авторитетом  $a^*_{100} = 0,5 \pm 0,2$  (заштрихована зона від точки **a** до точки **б**) підвищує

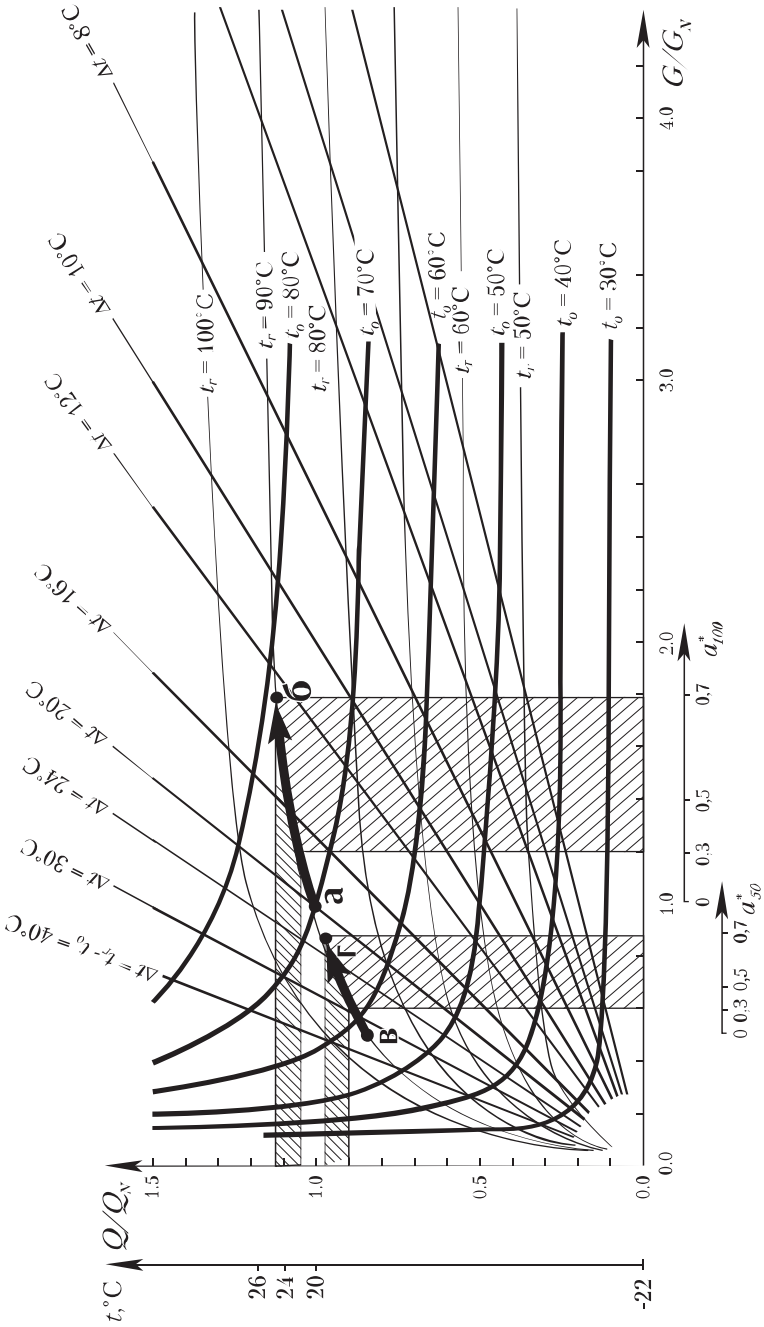


Рис. 33. Забезпечення авторитету теплоти в приміщенні

температуру повітря до 21...25°C. При цьому збільшується температура охолодженої води з 70°C до 73...81°C, 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  $t_r$  з 90°C до 93°C.

Третій спосіб реалізують шляхом збільшення різниці температур  $\Delta t$  гарячої та охолодженої води. Для даного прикладу – від 20°C до 22°C. 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°C до 20,2°C або з 20°C до 22,5°C.

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°C до 21...25°C. 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 ступеня 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 гарячководних 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 знизити 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 знизувати 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  $a^*_{50} = 0,5 \pm 0,2$  (заштриховані зони зміни параметрів від точки **в** до точки **г**) не дозволяє досягти розрахункового значення температури повітря в приміщенні ( $t = 20^\circ\text{C}$ ). Аналогічне відбувається і при  $t = 18^\circ\text{C}$ , 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  $18^\circ\text{C}$  досягнути приблизно  $19^\circ\text{C}$ . 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, потекорозподілення 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 потекорозподіленням сприяє саме цей множник до номінальної площі опалювального приладу. Звичайно, чим більшим буде його значення, тим гідравлічно стабільнішою буде система. Окрім того, на потекорозподілення 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 огорожуючих конструкцій. Збільшення поверхні нагрівання опалювального приладу скорочує цей термін. Енергетична ефективність застосування нічних місцевого або індивідуального режимів опалення повинна бути обґрунтованою. 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 систему 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 закритті термостатичних клапанів. Перепад тиску на терморегуляторі може збільшуватись у даному випадку від розрахункового  $\Delta P_T$  (у р. 3 позначено  $\Delta P_T$  як у EN 215 ч. 1) до максимального  $\Delta P_{T,max} = \Delta P_{c,o,max}$ . Дані коливання допускаються за умови неутворення шуму термостатичними клапанами —

$$\Delta P_{c,o,max} = \Delta P_{n,max} \pm \Delta P_n \leq \Delta P_{T_{ш}}, \quad (6)$$

де  $\Delta P_{n,max}$  — максимальний перепад тиску, що створює насос;  $\Delta P_n$  — 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  $\Delta P_{n,max} < 0,1 \Delta P_{n,max}$  або  $\Delta P_{n,min} < 0,1 \Delta P_{n,max}$  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  $\Delta P_{n,max}$ .*

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



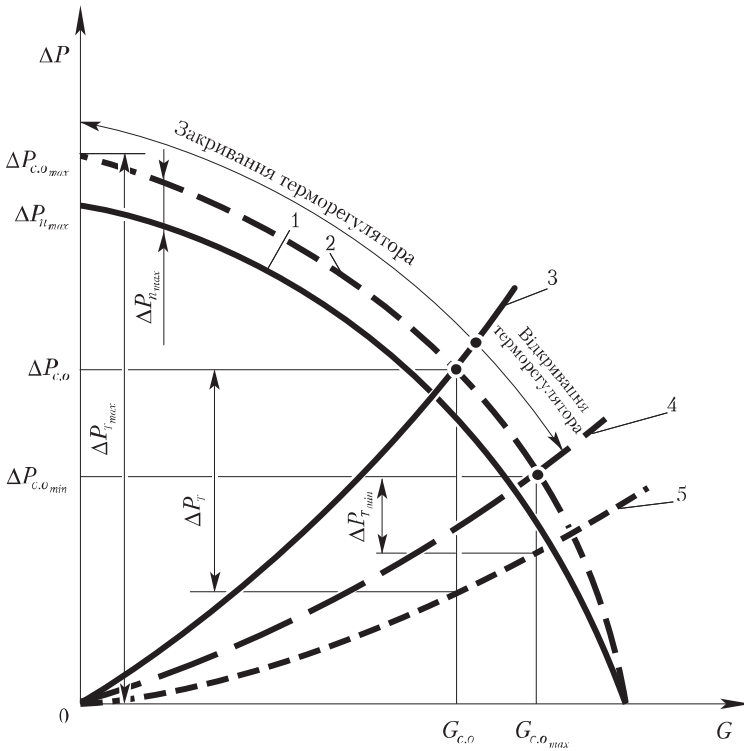


Рис. 34. Визначення максимального перепаду тиску на терморегуляторі в системі опалення з позитивним впливом природного тиску: 1 — характеристика нерегульованого насоса; 2 — характеристика впливу природного тиску; 3 — номінальна (розрахункова) характеристика системи опалення; 4 — характеристика системи 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  $\Delta P_A$ , 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,  $\Delta P_{Tmin}$ .

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 $\Delta P_{Tш}$ , кПа |
| 1   | 2  | 3                               | 4   |
| Палати лікарень і санаторіїв, операційні лікарень   | 25   | RTD-10(N)                       | 27  |
|   |  | RTD-15(N)                       | 17  |
|   |  | RTD-20/25(N)                    | 16  |
|   |  | RTD-K(N)                        | 35  |
| Житлові кімнати квартир, житлові приміщення будинків відпочинку і пансіонатів, спальні приміщення дитячих дошкільних закладів і шкіл-інтернатів | 30   | RTD-10(N)                       | 40  |
|   |  | RTD-15(N)                       | 27  |
|   |  | RTD-20/25(N)                    | 27  |
|   |  | RTD-K(N)                        | 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  $\Delta P_{Tш}$  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

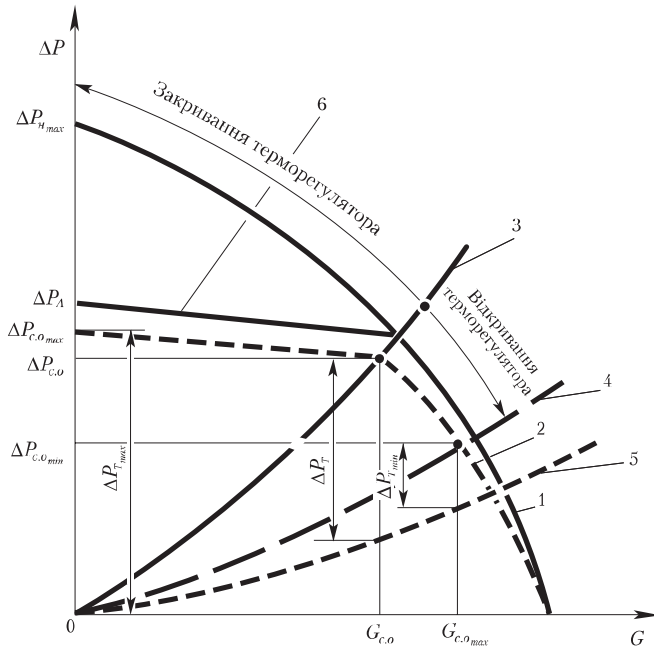


Рис. 35. Визначення максимального перепаду тиску на терморегуляторі в системі опалення з негативним впливом природного тиску і обмеженням витрати теплоносія: позначення див. до рис. 34; 6 — характеристика перепускового клапана AVDO, встановленого на байпасі насоса

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.

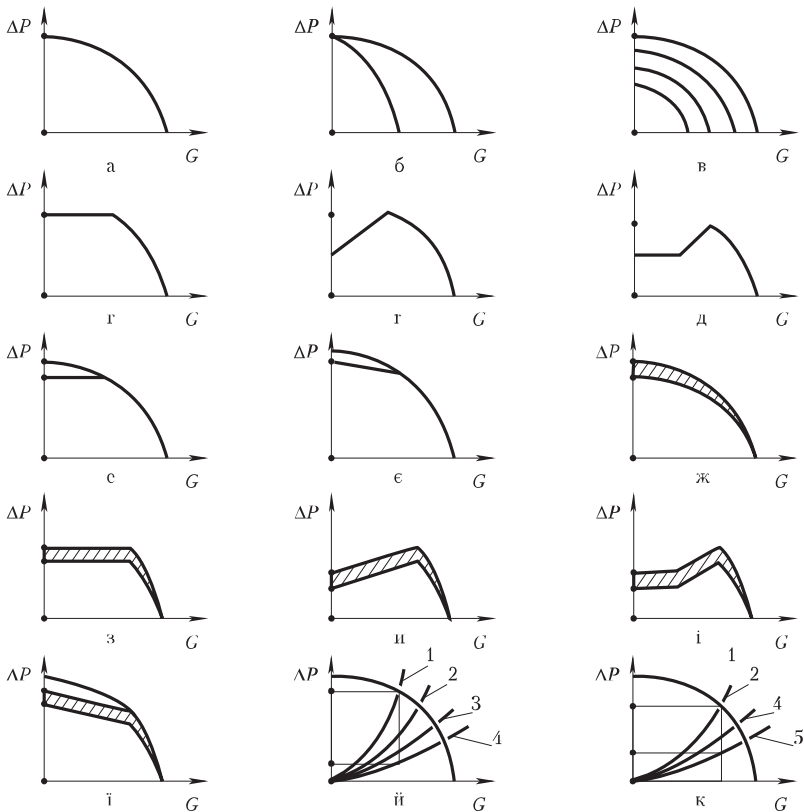


Рис. 36. Аналіз характеристик насосів на шумоутворення терморегуляторів: а — нерегульована; б — паралельна; в — ступенево регульована; г — постійного перепаду тиску; г — пропорціального перепаду тиску; д — паралельного перепаду тиску; е — нерегульована з автоматичним регулятором перепаду тиску за насосом; 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 огорожувальні 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  $\Delta G_{max}$ , 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  $\Delta t$  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

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

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

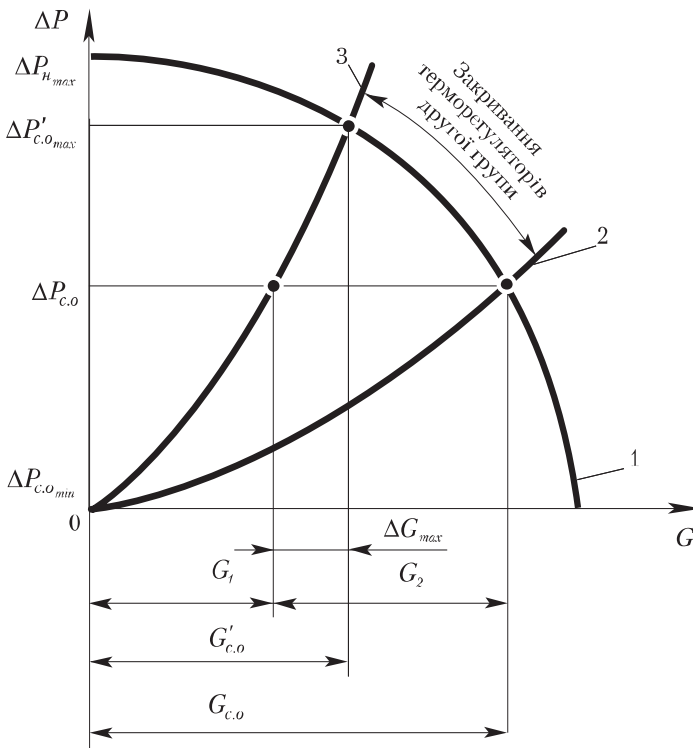


Рис. 37. Перерозподіл теплоносія в системі опалення:

1 — характеристика насоса; 2 — характеристика системи опалення (двох груп, разом узятих); 3 — розрахункова характеристика першої групи

необхідно на основі економічного обґрунтування 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 енергозощаджуючий 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 поточкорозподіленням 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  $\Delta P_K$ , не порушуючи заданого перепаду тиску на регуляторі  $\Delta P_{PV(P)}$ , відповідного втраті тиску на стояку (приладовій вітці) —  $\Delta P_C$ , 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  $\Delta P_T$ , — зміни характеристики стояка з положення 10 до положення 12 (на верхній частині рисунка при використанні

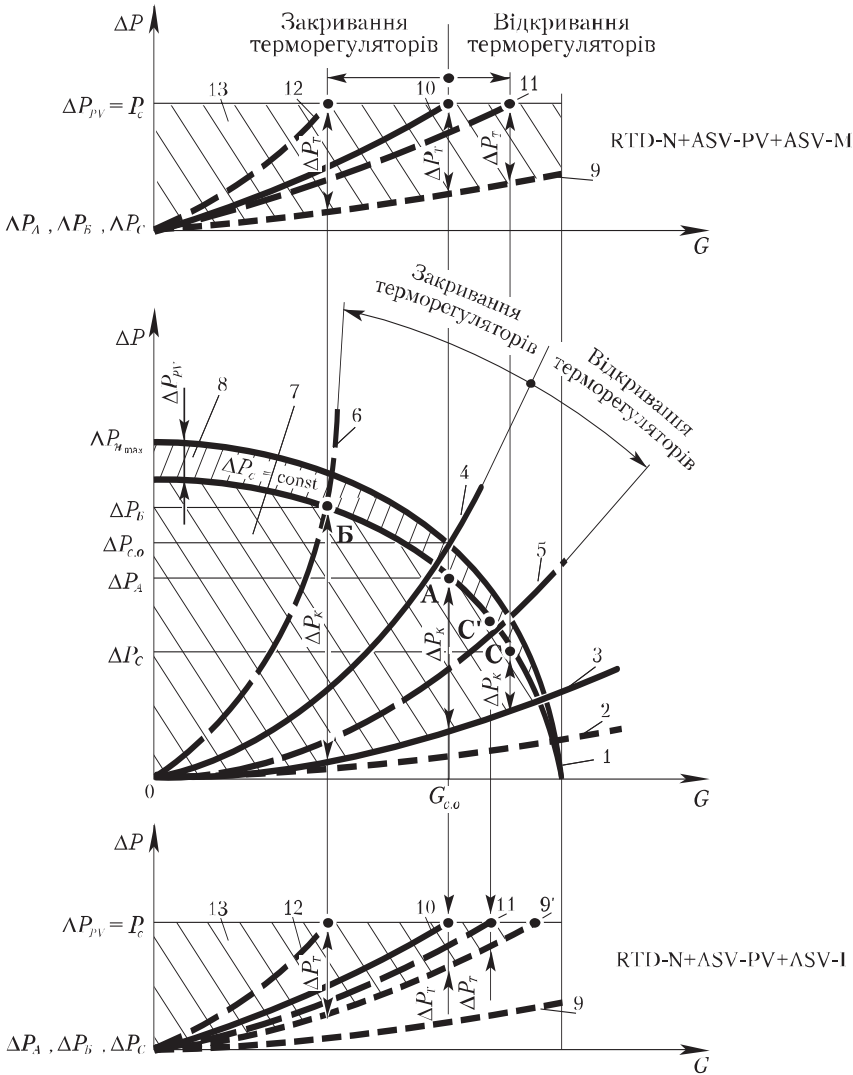


Рис. 38. Робота системи опалення з терморегуляторами і автоматичним регулятором перепаду тиску:

- 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  $k_{vsI}$ ;
- 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, терморегуляторів; 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  $\Delta P_k$  на ASV-PV відповідно точок А та Б. Відкривання терморегуляторів (крива 11 верхньої частини рисунка) зменшує опір на них  $\Delta P_T$  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 ( $\Delta P_A$ ,  $\Delta P_B$ ,  $\Delta P_C$ ). При розгляданні кривої 12, за основу слід приймати  $\Delta P_B$ , кривої 10 —  $\Delta P_A$ , кривої 11 —  $\Delta P_C$ .

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



характеристиці відповідає крива 4. Часткове закривання групи терморегуляторів одного з стояків (верхній графік) зменшує витрату теплоносія на  $\Delta G$  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  $\Delta P_K$  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  $\Delta P_C = \text{const}$ . 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

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

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

$$c = \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{\Delta P_C (1 - a_{\theta_i})}{\Delta P_K (1/a_{3_i} - a_{\theta_i})}}, \text{ або } c = \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{\Delta P_C (a_{3_i} - a_i^*)}{\Delta P_K (1 - a_i^*)}},$$

$\Delta P_C$  — втрати тиску на стояку (приладовій вітці);  $\Delta P_K$  — втрати тиску на регуляторі ASV(PV) або ASV(P) при максимальній витраті стояка  $G_{Cmax}$  (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  $\Delta P_T$  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).



## 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 двотрубною 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  $G_K' = \Delta G_T'$  (всіх 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  $\Delta P_1$  і витрати  $\Delta G_1$  при закриванні терморегуляторів, а також  $\Delta P_2$  і  $\Delta G_2$  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 енергозощаджуваності. 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.*

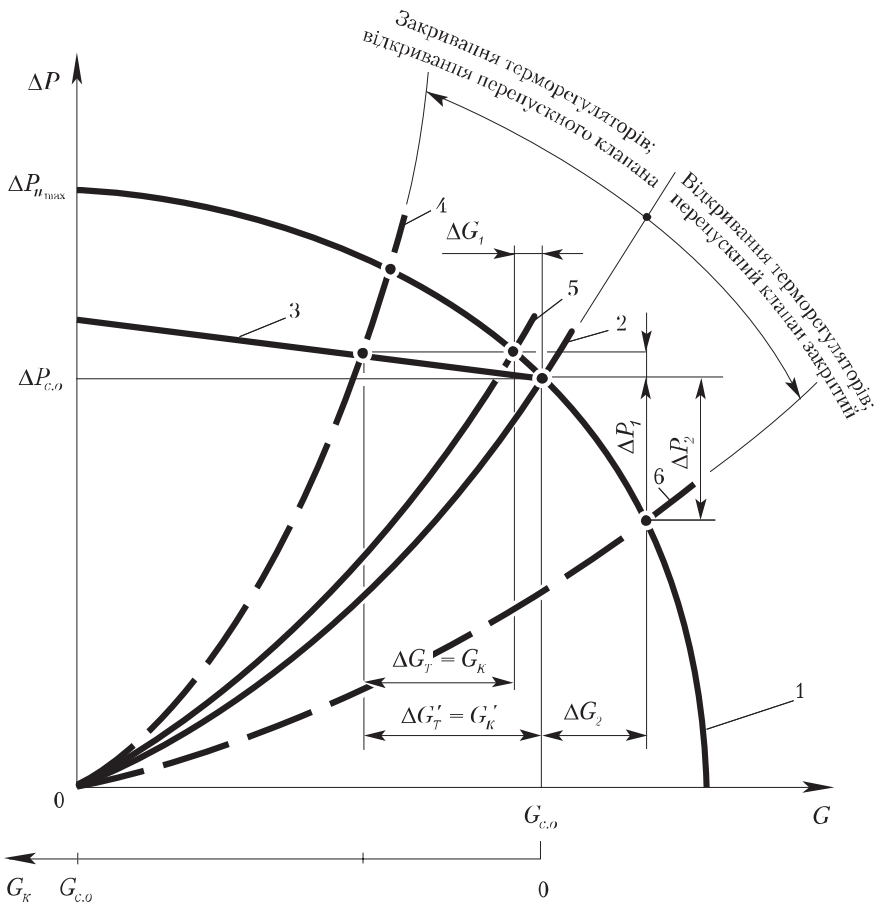


Рис. 41. Робота перепускного клапана в системі опалення з терморегуляторами: 1 — характеристика нерегульованого насоса; 2 — характеристика системи опалення у розрахунковому режимі; 3 — характеристика перепускного клапана; 4 — характеристика системи з частково закритими терморегуляторами при відсутності 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 об'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 фітінгів. 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.

Ув'язування циркуляційних кілець може здійснюватись відносно ІТП, але це обтяжує розрахунки. Тому, здебільшого, його роблять покрововим 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

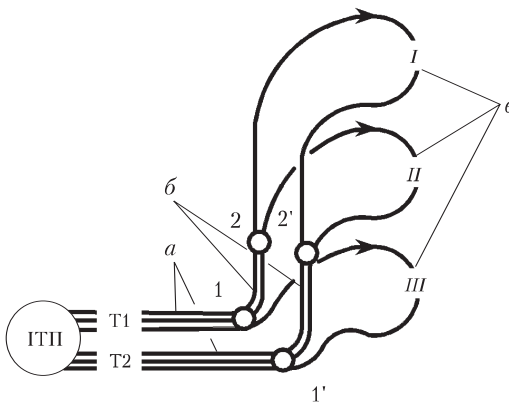


Рис. 42. Схема розділення системи опалення на ділянки: а — головні ділянки (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки (1-2 та 1'-2'); в — кінцеві ділянки (2-2' через I, 2-2' — II, та 1-1' — III); 1, 1', 2 та 2' — загальні точки приєднання ділянок (трійники, хрестовини); I, II та III — циркуляційні кільця

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, характеризуваний 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  $\pm 15\%$  при тупиковому прокладанні трубопроводів та  $\pm 5\%$  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 загально-го авторитету терморегулятора. Якщо, наприклад, у циркуляційному кільці VI розподіл тиску між терморегулятором і рештою частини

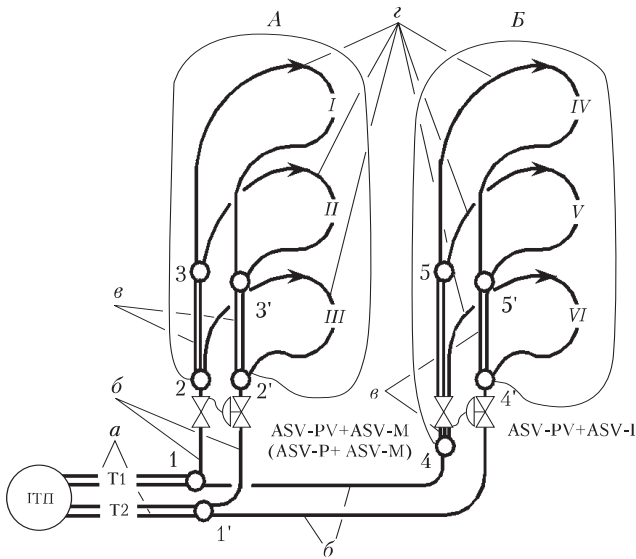


Рис. 43. Утворення підсистем: а — головні ділянки системи (ІТТ-1 та ІТТ-1'); б — загальні ділянки системи (1-2, 1'-2', 1-4 та 1'-4'); в — загальні ділянки підсистем (2-3, 2'-3', 4-5 та 4'-5'); г — кінцеві ділянки підсистем (2-2'(III), 3-3'(II), 3-3'(I), 4-4'(VI), 5-5'(V) та 5-5'(IV)); I...VI — циркуляційні 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 поточкорозподілення, 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 ( $\approx 2\%$ ) 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 шумоутворювання 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 ( $\Sigma k_{vs}$ ) 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:

$$R = \frac{B\Delta\rho g}{2},$$

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 огорожень інсоляцією, зволоження огорожень 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.

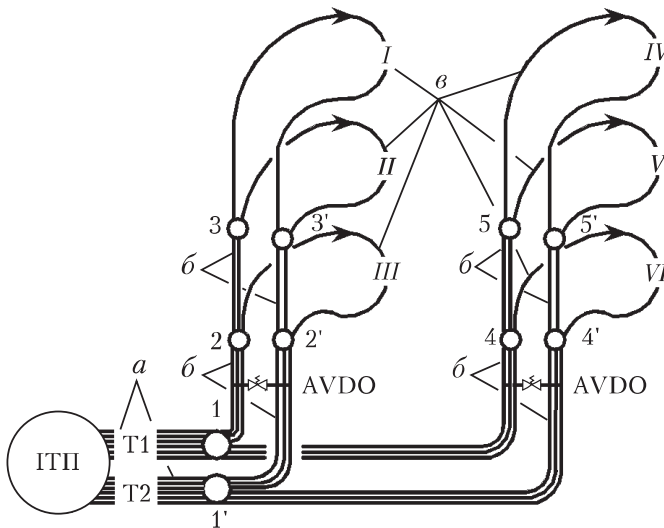


Рис. 44. Схема циркуляційних кілець системи опалення з підстояковими перепускними клапанами: а — головні ділянки системи (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки системи (1-2, 1'-2', 2-3, 2'-3', 1-4, 1'-4', 4-5, 4'-5'); в — кінцеві ділянки системи (2-2'(III), 3-3'(II), 3-3'(I), 4-4'(VI), 5-5'(V) та 5-5'(IV));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

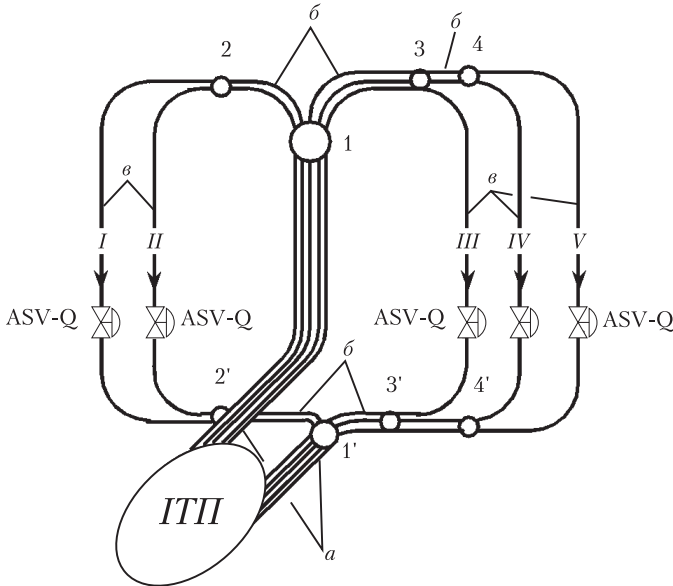


Рис. 45. Схема циркуляційних кілець однотрубної системи опалення: а — головні ділянки системи (ІТП-1 та ІТП-1'); б — загальні ділянки системи (1-2, 1-3, 3-4, 1'-2', 1'-3', 3'-4'); в — кінцеві ділянки системи — стояки (2-2'(I), 2-2'(II), 3-3'(III), 4-4'(IV) та 4-4'(V)); I-V — циркуляційні кільця

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.

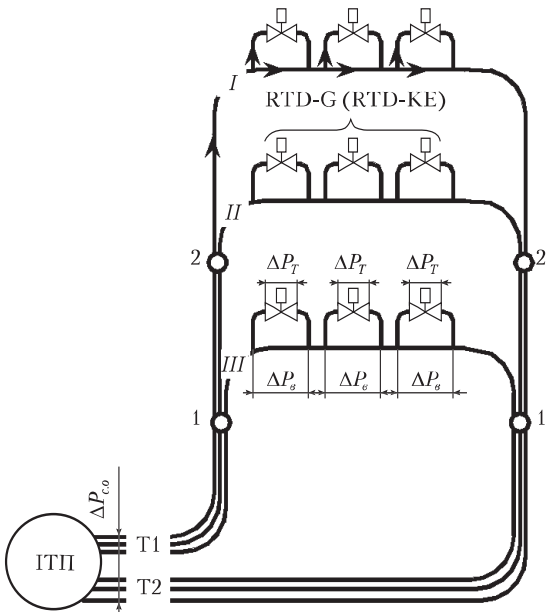


Рис. 46. Схема до ув'язування циркуляційних кілець однотрубної системи опалення

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 об'язки опалювального приладу з терморегулятором. Досягають її у два етапи: перший — при конструюванні вузлів об'язки приладів, другий — при ув'язуванні циркуляційних кілець.

На першому етапі конструюють вузол

обв'язки з забезпеченням поточкорозподілення терморегулятором відносно точок приєднання замикаючої ділянки і визначають втрати тиску у ньому. На цьому ж етапі визначають коефіцієнт затікання та діапазон зміни поточкорозподілення 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 поточкорозподілення 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 вентиля – 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  $\Delta P_o$  в основному кільці, починаючи від ІТП, без урахування втрат тиску  $\Delta P_{кo}$  в регулювальному вентилі, наприклад, MSV-I дано

го кільця. Потім знаходять  $\Delta P_{кo}$  із умови забезпечення загального авторитету з урахуванням впливу замикаючої ділянки.

За визначенням  $\Delta P_{кo}$ , 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.

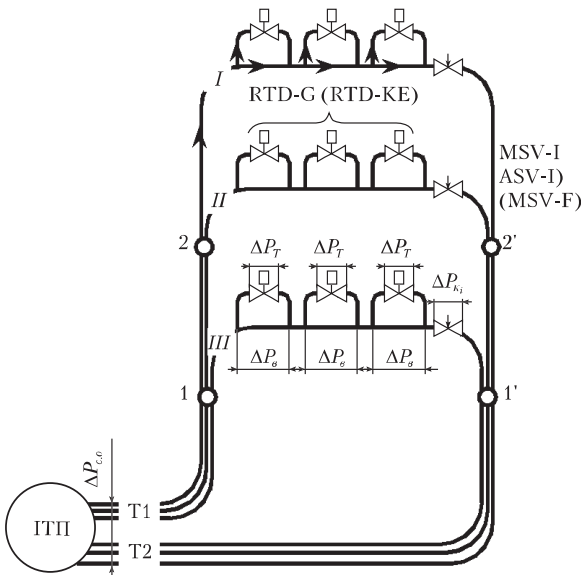


Рис. 47. Схема до ув'язування циркуляційних кілець регулювальними вентилями в однотрубній системі опалення

Настройку також можна визначити для основного та будь-якого  $i$ -того кільця за таблицями пропускних здатностей  $k_{vj}$ , (м<sup>3</sup>/год)/бар<sup>1/2</sup>, регулювального вентиля для  $j$ -тих настройок

$$k_{vj} = \frac{0,316G_i}{\sqrt{\Delta P_{\kappa_i}}}$$

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

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

$$\Delta P_{\kappa_i} = \Delta P_{c.o} - \Delta P_i = \Delta P_o + \Delta P_{\kappa_o} - \Delta P_i,$$

де  $\Delta P_i$  – втрати тиску в  $i$ -тому циркуляційному кільці, починаючи від ІТП, без урахування втрат тиску в регульовальному вентилі даного кільця.

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  $\Delta P_{c.o}$  в системі опалення.

За неможливості досягнення отриманих при розрахунку вузлів об'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

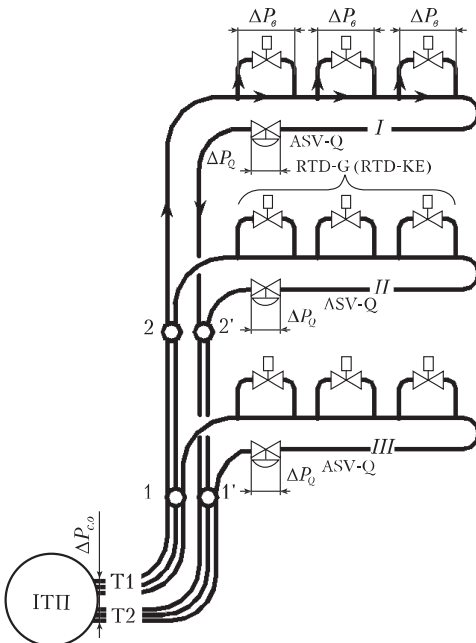


Рис. 48. Схема до ув'язування циркуляційних кілець автоматичними регуляторами витрати

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  $\Delta P_{C_i}$  (стояках або приладових вітках). Решту втрат тиску в кільці розподіляють між загальними ділянками труб  $\Delta P_{mp}$  та регулятором витрати  $\Delta P_Q$ . Настройку регулятора вибирають за графіками по витраті  $G_i$  та втраті тиску  $\Delta P_{C_i}$  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  $\Delta P_{Q_i}$  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 встановлюють 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,

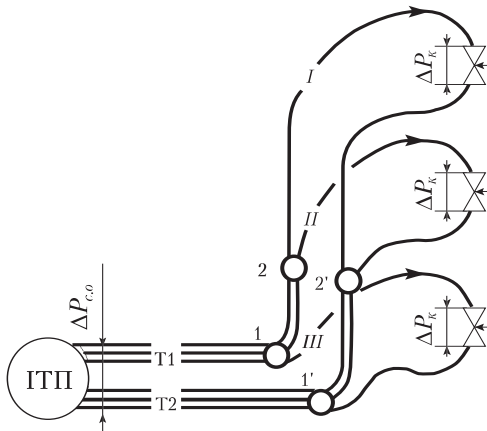


Рис. 49. Схема до ув'язування циркуляційних кілець двотрубної системи опалення загірно-регульовальними вентилями вузлів обв'язки опалювальних приладів

оскільки похибка регулювання збільшується із зменшенням настройки. Спочатку визначають втрати тиску в основному кільці  $\Delta P_o$  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<sup>3</sup>/год)/бар<sup>1/2</sup>, 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:

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

де  $\Delta P_i$  – 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 визначити пропускну здатність  $k_{vj}$  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 –

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

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

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

Окрім того, втрати тиску в циркуляційних кільцях через верхні прилади (вітки) слід приймати не меншими від природного тиску  $\Delta P_{nmax}$  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  $\Delta P_{nmax}$  із втратами тиску верхнього циркуляційного кільця. При зменшенні настройки RLV або RLV-S слід пам'ятати про зростання ймовірності їх засмічення.

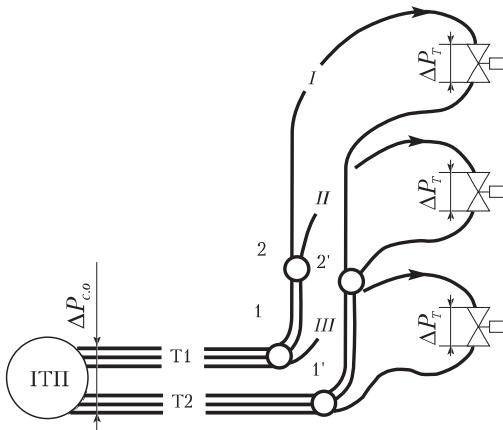


Рис. 50. Схема до ув'язування циркуляційних кілець двотрубної системи опалення терморегуляторами з попередньою настройкою

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 однострубних, 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  $\Delta P_o$ , без урахування втрат тиску в терморегуляторі  $\Delta P_{T_o}$  даного кільця, визначають за західноєвропейськими методиками (з.є.м.) з умови забезпеченості зовнішнього авторитету терморегулятора

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

За пропонованою автором методикою — з умови забезпеченості загального авторитету

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

Визначення втрат тиску  $\Delta P_{T_o}$  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  $\Delta P_{T_o}$ , Па, знаходять за графіком терморегулятора на перетині прямої  $G_{T_o} = \text{const}$  з характеристикою максимальної настройки (N). При табличному визначенні настройок за першим способом використовують рівняння\*:

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

за другим — при відомому значенні пропускної здатності терморегулятора  $k_{vN}$ , (м<sup>3</sup>/год)/бар<sup>1/2</sup>, при максимальній настройці N —

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

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  $\Delta P_{T_i}$  у терморегуляторах. Останні знаходять за рівнянням:

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

де  $\Delta P_i$  — втрати тиску в  $i$ -тому циркуляційному кільці, починаючи від ІТП, без урахування втрат тиску в терморегуляторі  $\Delta P_{T_i}$  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 об'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 ґрунтується 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 вентиляем 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.е.м. — зовнішнього) авторитету терморегулятора

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

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

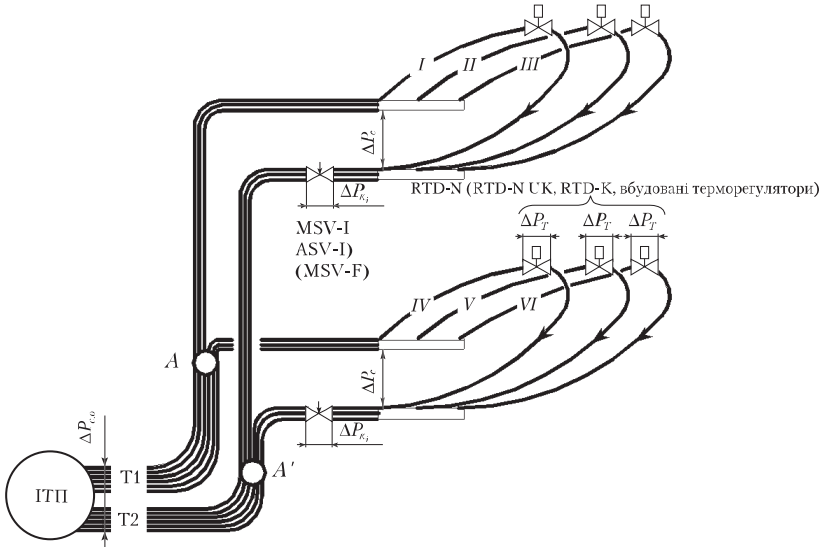


Рис. 51. Схема до двоступеневого ув'язування циркуляційних кілець терморегуляторами та регульовальними вентилями у вузлах приєднання стояків (приладових віток)

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

Настройку регульовального вентиля основного циркуляційного кільця знаходять по графіках або таблицях за витратою та втратою тиску  $\Delta P_{\kappa_o}$  в ньому. Останній параметр — із рівняння загального (за з.е.м. — зовнішнього) авторитету терморегулятора основного підкілля

$$\frac{\Delta P_{T_o}}{\Delta P_o + \Delta P_{\kappa_o} + \Delta P_{T_o}} = 0,5 \pm 0,2, \text{ або } \frac{a_o \Delta P_{T_o}}{\Delta P_o + \Delta P_{\kappa_o} + \Delta P_{T_o}} = 0,5 \pm 0,2,$$

де  $a_o$  — внутрішній авторитет терморегулятора;  $\Delta P_o$  — втрати тиску в основному циркуляційному кільці системи опалення без урахування втрат тиску в терморегуляторі та регульовальному 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.е.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  $\Delta P_{c.o} = \Delta P_o + \Delta P_{к_о} + \Delta P_{T_o}$ , 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 проєктування 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

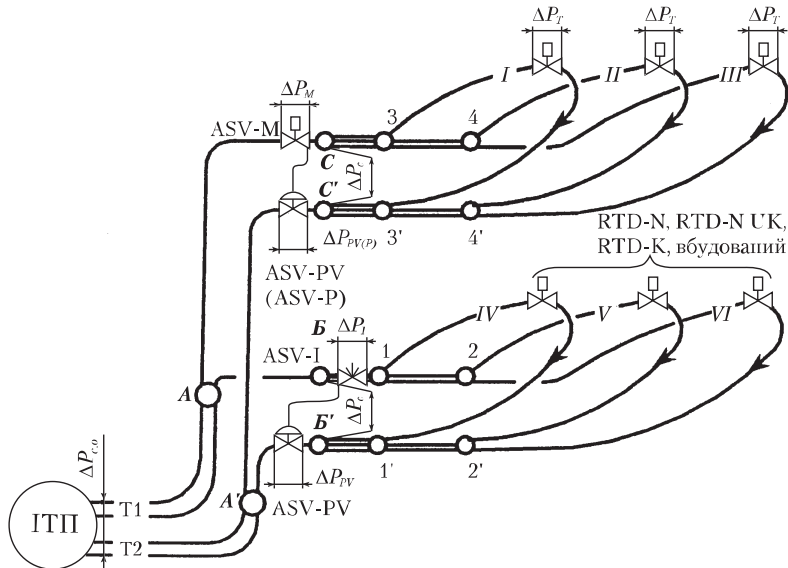


Рис. 52. Схема до двоступеневого ув'язування циркуляційних кілець терморегуляторами та автоматичними регуляторами перепаду тиску теплоносія

задають значення підтримуваного перепаду тиску  $\Delta P_c$  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  $\Delta P_c$  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  $\Delta P_{T_o}$  підсистеми знаходять за рівнянням:

$$\Delta P_{T_o} = (0,5 \pm 0,2) \Delta P_c, \text{ або } \Delta P_{T_o} = (0,5 \pm 0,2) \frac{\Delta P_c}{a_6}.$$

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

Для обох варіантів розрахунків за вищенаведеним рівнянням забезпечує загальні (за з.е.м. — зовнішні) авторитети терморегуляторів основних кілець підсистем у відношенні до автоматично підтримуваних перепадів  $\Delta P_c$ . 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.е.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.е.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  $\Delta P_T$ , утворювані ASV-I, слід урахувати в циркуляційних кільцях підсистем, а втрати тиску  $\Delta P_M$ , 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.е.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  $\Delta P_T$ . Останній параметр — з рівняння загального (за з.е.м. — зовнішнього) авторитету терморегулятора, записаного у вигляді:

$$\frac{\Delta P_{T_i}}{\Delta P_i + \Delta P_{T_i} + \Delta P_T} = 0,5 \pm 0,2, \text{ або } \frac{a_a \Delta P_{T_i}}{\Delta P_i + \Delta P_{T_i} + \Delta P_T} = 0,5 \pm 0,2,$$

де знаменник — автоматично підтримуваний перепад тиску  $\Delta P_c$  в підсистемі системи опалення;  $\Delta P_i$  — втрати тиску в циркуляційному кільці без урахування втрат тиску в терморегуляторі  $\Delta P_{T_i}$  даного кільця та втрат тиску  $\Delta P_T$  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  $a_a > 0,7$ , тобто терморегуляторів інших виробників.

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

Типорозмір ASV-I знаходять за діаграмою при відомій витраті теплоносія у підсистемі та втраті тиску  $\Delta P_T$  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  $\Delta P_{mp}$  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  $\Delta P_M$  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 регульовальних 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  $G_{Cmax}$  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  $G_{Cmax}$

$$G_{Cmax} = G_{cN} \frac{\sum k_{vsi}}{\sum k_{vi}} \approx 1,3...1,7 G_{cN}, \quad (8)$$

де  $G_{cN}$  – номінальна витрата теплоносія у підсистемі;  $k_{vsi}$  та  $k_{vi}$  – 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

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

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 вищевказаними для нього рівняннями визначають підставляючи, замість рекомендованого діапазону, відношення  $0,1G_{c,max}^2/k_{vsPV(P)}^2$ , де витрату приймають у кг/год, а максимальну пропускну здатність — у (м<sup>3</sup>/год)/бар<sup>1/2</sup>.

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  $G_{c,max}$ .

Вищевказані 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 ( $\pm 2\%$ ) 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 застосування 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.*