

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ДВОТРУБНІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ МАГІСТРАЛЕЙ ТА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОТИ

© Басист Д.В., 2011

У результаті дослідження запропонованої системи водяного опалення з проміжним розміщенням магістралей встановлена залежність визначення раціонального розташування джерела теплоти по висоті будівлі. Знижується вплив гравітаційного тиску, підвищується теплогідралічна стійкість системи опалення, зменшується питома вартість засобів автоматики.

Ключові слова: тепловий режим, теплоізоляційний шар, чергове опалення, тепловтрати.

In this article results of the calculations of the heating regime enclosures at the different parameters of the periodical heating system work and at the different schemes of the heating isolation material allocation are presented.

Key words: heating regime, heating isolation material, periodical heating system, heating losses.

Вступ. Системи водяного опалення [1] традиційно мають нижнє розміщення теплогенераторів по висоті будівель, як при центральному, так і місцевому теплопостачанні. При цьому системи розробляються з верхньою або нижньою розводкою магістралей подачі. Відповідні рішення приймаються в основному залежно від наявності або відсутності технічного поверху (горища) з урахуванням техніко-економічних показників та інших вимог.

Наприкінці минулого століття фахівці з Німеччини запропонували і практично реалізували систему з розміщенням джерела теплоти на рівні покрівлі будівлі. Технічне рішення системи з таким розташуванням джерела теплоти при децентралізованому теплопостачанні, крім економії корисної площі в будівлі і більшої компактності всієї системи, має деякі істотні недоліки. До них належать, передусім, протинапрявлена дія гравітаційного тиску насосному, що робить істотний негативний внесок у вертикальне розрегулювання систем, а отже, у збільшення енерговитрат і вартість засобів автоматики, пов'язаних з експлуатаційним регулюванням змінної потужності систем в опалювальний період.

Розрахунковий перепад наявного тиску в системі визначається змінним значенням насосної та природної складових для досягнення необхідної інтенсивності циркуляції теплоносія. Недоліки систем, як з верхнім, так і з нижнім розташуванням магістралей, доволі повно відображені в [1,2].

Характерно, що традиційні системи опалення, запроектовані та змонтовані більше ніж 20 років тому в нашій державі, характеризувалися гідравлічним опором 12000 Па, що було рекомендовано вимогами [3] для типових рішень систем опалення цивільних будівель. Питома кошторисна вартість систем автоматики в них не перевищувала 6–9 %.

Відомі способи зниження початкової величини гравітаційного тиску, до яких належать зниження різниці густин теплоносія, збільшення витрати циркулюючого теплоносія. Експлуатаційне регулювання передбачає застосування засобів штучного зниження надлишкових тисків у циркуляційних кільцях.

Відомі технічні рішення для підвищення гідравлічної та теплової стійкості [1–3] систем, які використовуються як при центральному, так і децентралізованому теплопостачанні для створення та підтримки необхідного гідравлічного режиму за рахунок застосування терморегулювальних клапанів, зокрема з підвищеним опором для двотрубних систем та пристроїв зниження наявних тисків в основі стояків і магістралей. Тому гідравлічний опір систем, які проектуються, зріс в 2–3 рази, зокрема з причини того, що всі вищевказані елементи засобів регулювання самі привносять додатковий гідравлічний опір. В результаті сучасні автоматизовані системи відрізняються тим, що питома вартість засобів автоматики досягає 15–20 % щодо загальної кошторисної вартості систем опалення [4].

Крім того на нинішньому етапі розвитку енергопостачання в державі очевидно, що використання електроенергії для опалення (за істотно підвищеної вартості та дефіциту газового палива) в Україні має великі перспективи з огляду на її порівняно низьку собівартість у секторі державного виробництва. Її отримання досягає більше ніж 50 % за рахунок ядерного палива, є також стимулювальний тариф економного споживання електроенергії в добовому інтервалі.

Очевидно, що відомі технічні рішення спрямовані на вирішення наслідків, тому вони безпосередньо пов'язані зі збільшенням енерговитрат під час вимушеного зниження надлишкових тисків, не усуваючи по суті причин їх виникнення.

З вищевикладеного аналізу слідує доцільність підвищення теплогідравлічної, енергетичної та техніко-економічної ефективності систем водяного опалення на основі подальшого вдосконалення устрою, конструктивного та функціонального взаємозв'язку структурних елементів системи та джерела теплоти, що має повний цикл можливостей експлуатаційного регулювання процесів виробництва та подачі теплоти в автоматичному режимі. Суть запропонованого технічного рішення полягає в створенні такого функціонального взаємозв'язку елементів системи опалення та автоматизованого теплогенератора з повним циклом можливостей експлуатаційного регулювання, за якого гранично знижується вертикальне теплогідравлічне розрегулювання до мінімально можливих значень.

Закономірно, що розміщення теплогенератора на цілком певному рівні по висоті системи опалення може виключити дію вертикального гідравлічного розрегулювання, за якої мінімізується дія розрегулювального загального гравітаційного тиску, що виникає в нижній та верхній зонах циркуляційного контуру стояка. Очевидна енергетична та економічна доцільність застосування систем з прокладанням розподільних та збірних магістралей на рівні розміщення теплогенератора, здебільшого замість традиційних схем з верхньою та нижньою розводками магістралей подачі. В результаті така система по вертикалі ділиться на дві паралельні ділянки циркуляційного кільця стояка. У цьому випадку виникає можливість істотного зниження загального гідравлічного опору трубопроводів всієї системи.

Отже, створюється можливість [5] вдосконалення систем водяного опалення з застосуванням середньої, тобто з проміжною розводкою загальних подаючих та зворотних магістралей, довжина яких набагато менша, ніж за традиційного розміщення теплогенератора в нижній або верхній частині будівлі.

Проміжне розміщення теплогенератора по висоті двотрубною системи опалення з середньою розводкою загальних, розподільних та збірних магістралей, рис. 1, створює структуру стояка з дзеркальним відображенням елементів верхньої та нижньої зон, при якій створюється два паралельних кільця циркуляції теплоносія з загальними вузловими з'єднаннями на рівні центра нагрівання води в теплогенераторі.

Тому такі двотрубні системи опалення з середньою розводкою магістралей, як і однострубні, крім покращення теплогідравлічного режиму, дозволяють скоротити протяжність загальних подаючих і зворотних магістралей, зменшити діаметри стояків, а також знизити загальний гідравлічний опір системи.

З особливостей устрою аналізованої схеми виникає, що найневигоднішим з гідравлічних умов циркуляції теплоносія в нижній зоні системи, що працює в розрахунковому режимі, є контур, який проходить через нижній прилад з тепловим навантаженням Q_1^H .

Очевидно, що в розглянутому контурі системи опалення з ідеально тепловою ізоляцією трубопроводів виключення складової природної циркуляції визначається умовою рівності протинапрямлених гравітаційних тисків, що виникають у верхній та нижній зонах, тобто

$$\Delta P_e^6 = \Delta P_e^H \quad (1)$$

У верхній зоні стояка, слідуючи аналогічному устрою традиційних систем опалення з нижнім розташуванням джерела теплоти, розрахунковий напрямок визначається мінімальним значенням наявної різниці тиску у відповідному контурі через нижній або верхній прилад. Однак для систем зі стояками аналізованої структури з метою виключення найбільшого вертикального розрегулювання очевидна доцільність використання збалансованої протидії максимальних природних тисків у циркуляційних кільцях верхньої та нижньої зон. Тому викладене зумовлює необхідність обліку найбільшого значення гравітаційного тиску у верхній зоні, беручи за розрахунковий контур циркуляції теплоносія через верхній нагрівальний прилад з відповідним тепловим навантаженням Q_j^B . На цій основі максимальні значення гравітаційних тисків в вузлових з'єднаннях верхньої та нижньої зон стояка аналізованої структури визначаються по залежностях відповідно

$$\Delta P_e^6 = \beta q (1 - x) H (t_r - t_o) \quad (2)$$

$$\Delta P_e^H = \beta q x H (t_r - t_o) \quad (3)$$

З розв'язання рівнянь (2), (3) за умовою (1) слідує, що відносна висота розміщення теплогенератора, значення якої, як і для системи з верхнім розміщенням розподільних магістралей, $x = 0,5$.

При однаковій поверховості верхньої і нижньої зон ($\sum_{i=0}^{i=j}$) відносна висота розміщення теплогенератора коригується тільки різницею висот поверхів відповідно до рівняння

$$x = 0,5 + \frac{\sum_{i=0}^{i=j} n \times (h^H - h^6)}{H} \quad (4)$$

У разі різної висоти поверхів у верхній та нижній зонах для аналізованої системи справедлива залежність (4) та її графічна інтерпретація, яка наведена на рис. 2.

На ньому показана залежність коригуючої складової в рівнянні (4), нижче позначеної Δ , від висоти розміщення теплогенератора по вертикалі H системи опалення.

З графіків слідує, що для реального діапазону зміни аналізованого співвідношення висот у будівлях, які розглядаються, зміщення умовного центра теплоджерел відносно середини загальної висоти системи опалення може досягати $\pm 9\%$

На закінчення відзначимо, що розглянута система виключає застосування спеціальних дорогих регулювальних кранів з підвищеним гідравлічним опором в вузлах опалювальних приладів, що

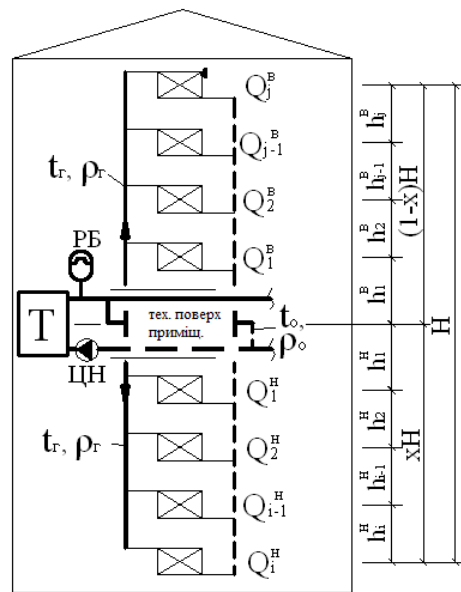


Рис. 1. Схема двотрубної системи опалення з проміжним розміщенням теплогенератора та магістралей:

T – джерело тепла (теплогенератор, теплообмінник); $ЦН$ – циркуляційний насос; $РБ$ – розширювальний бак

