

жорсткості колон нахиленої колонади // Вісн. Донецької державної академії будівництва та архітектури. – 2001. – Т.30. – №5. – С. 82–85. 3. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. - Харьков: Основа, 1991. – 272с. 4. ANSYS Theory Reference. Twelfth Edition. SAS IP, Inc. Canonsburg, 1994. 5. Thomas P.D., Brown R.A. LU-decomposition of matrices with augmented dense constants // Intern. J. Numerical Methods Eng. – 1987. – Vol. 24. – № 8. – P. 1451 – 1459. 6. Парлетт Б. Симметричная проблема собственных значений: численные методы. – М.: Мир, 1983. – 384 с. 7. Siwec P., Szechinski M. Simulation of cooling tower collapse on the basis of non-linear FEM analysis. The 7<sup>th</sup> Conference "Shell Structures. Theory and Applications". – Gdansk, 2002. – P.213–214. 8. Нагрузки и воздействия: СНиП 2.01.07.85. – М., 1986. – 57с.

УДК 696.4:697.34

В.І. Венгльовський

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

## ПЕРЕРИВИСТА ЦИРКУЛЯЦІЯ ВОДИ І ТЕПЛОВТРАТИ У СИСТЕМІ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

© Венгльовський В.І., 2004

**У трубопроводах системи гарячого водопостачання за величиною нормованих питомих теплових лінійних потоків знайдені температури води. Зменшення тепловтрат трубопроводів дало змогу знизити циркуляційні витрати води і затрати електроенергії на її перекачування.**

Стан систем гарячого водопостачання (далі – СГВ) змушує шукати резерви для економії теплоти [1–4]. Однак при сьогоdnішньому дефіциті бюджету і стані систем теплопостачання треба впроваджувати ті заходи, які дають найбільшу економію резервів і швидко окупаються.

Тут розглядається вплив ізоляції трубопроводів і циркуляції води в СГВ на величину втрат теплоти і електричної енергії. Наказом Держкоммістобудування України від 29 грудня 1994 р. № 106 до норм [5] внесені зміни, серед яких необхідною умовою є обов’язкова теплова ізоляція трубопроводів СГВ, крім підводок до водорозбірних приладів і сушарок рушників. Теплова ізоляція повинна відповідати вимогам [6] – забезпечувати нормативну величину питомих теплових потоків. Втрати теплоти і вартість СГВ в індивідуальних будинках знайдені у [4], теплові режими централізованих СГВ розглядувалися у [2], однак без урахування вимог до енергозбереження [5, 6].

Для розрахунку тепловтрат трубопроводами СГВ необхідно знати температуру води. В умовах нестационарного конвективного теплообміну температуру води можна знайти з одновимірного рівняння енергії [7]

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w(\tau) \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{4}{Dc\rho} q(\tau), \quad (1)$$

де  $t$  – температура води, °С;  $\tau$  – час, с;  $w(\tau)$  – швидкість води в трубі, м/с;  $x$  – координата колінеарна з віссю труби, м;  $D$  – внутрішня область труби, м<sup>2</sup>;  $c$  – питома теплоємність води, Дж/(кг·°С);  $\rho$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>.

Однак для розв’язання цієї задачі достатньо скористатися рівнянням теплового балансу. На ділянці трубопроводу системи гарячого водопостачання з термічним опором  $R$ , м·°С/Вт, довжиною  $l$  м, витратою води  $G$ , кг/с, температурою води  $t_n$ , °С, на початку ділянки, прокладеною в середовищі з температурою  $t_n$ , °С, виділимо елементарну ділянку завдовжки  $dl$  з падінням температури води  $dt$ . Для елементарної ділянки рівняння теплового балансу буде

$$\frac{t - t_n}{R} dl = - Gcdt, \quad (2)$$

Величина  $\frac{t - t_n}{R} = q$  – питомий лінійний тепловий потік, Вт/м.

З урахуванням початкових умов для розглядуваної ділянки із (2) отримуємо

$$t_k = t_n + (t_n - t_n) \exp \left[ -\frac{l}{RGc} \right]. \quad (3)$$

Для трубопроводів із різними витратами води  $G_i$ , довжинами ділянок  $l_i$ , термічними опорами  $R_i$ , прокладеними в середовищі із температурою  $t_n$  із виразу (3), отримуємо температури води наприкінці будь-якої ділянки ( $i = 1, 2, 3, \dots, n$ ) розрахункового кільця (кільця через найвіддаленіший і найнавантаженіший стояк СГВ):

$$t_{k,1} = t_n + (t_{n,1} - t_n) \exp(-A_1), \quad (4)$$

$$t_{k,2} = t_n + (t_{k,1} - t_n) \exp(-A_2), \quad (5)$$

...

$$t_{k,i} = t_n + (t_{k,i-1} - t_n) \exp(-A_i), \quad (6)$$

...

$$t_{k,n} = t_n + (t_{k,n-1} - t_n) \exp(-A_n), \quad (7)$$

де  $t_{k,i}$  – температура води наприкінці ділянки  $i$  – дорівнює температурі води на початку ділянки  $i + 1$ ,

$$A_i = \frac{l_i}{R_i G_i c}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (8)$$

Із рівнянь (5) – (7), з урахуванням (4), (8), можна записати температури води наприкінці ділянок, починаючи з другої:

$$t_{k,2} = t_n + (t_{n,1} - t_n) / \exp(A_1 + A_2), \quad (9)$$

...

$$t_{k,i} = t_n + (t_{n,1} - t_n) / \exp\left(\sum_1^i A_i\right), \quad (10)$$

...

$$t_{k,n} = t_n + (t_{n,1} - t_n) / \exp\left(\sum_1^n A_i\right). \quad (11)$$

Трубопроводи СГВ можуть бути прокладені в різних середовищах із своїми температурами.

Нехай трубопроводи СГВ прокладені послідовно в середовищах а, в, с, ... з навколишніми температурами  $t_{n,a}, t_{n,b}, t_{n,c}, \dots$  в кожному з яких є  $j, m, p$  ділянок. Тоді на межі середовищ виконуються умови

$$t_{k,j} = t_{n,m}, \quad t_{k,m} = t_{n,p}. \quad (12)$$

З урахуванням рівнянь (4), (9) – (12) температури гарячої води наприкінці ділянок трубопроводів  $j, m, p$  будуть

$$t_{k,j} = t_{n,a} + (t_{n,1} - t_{n,a}) / \exp\left(\sum_1^j A_j\right), \quad (13)$$

$$t_{k,m} = t_{n,b} + (t_{k,j} - t_{n,b}) / \exp\left(\sum_1^m A_m\right), \quad (14)$$

$$t_{k,p} = t_{n,c} + (t_{k,m} - t_{n,c}) / \exp\left(\sum_1^p A_p\right), \quad (15)$$

де  $A_j = \frac{l_j}{R_j G_j c}$ ,  $j = 1, 2, \dots, j$ ;  $A_m = \frac{l_m}{R_m G_m c}$ ,  $m = 1, 2, \dots, m$ ;  $A_p = \frac{l_p}{R_p G_p c}$ ,  $p = 1, 2, \dots, p$ .

Користуючись формулами (13) – (15), можна знайти кінцеві температури на будь-якій ділянці трубопроводу СГВ у режимі циркуляції. Сьогодні СГВ експлуатуються з перервами – подача гарячої води здійснюється за погодинним графіком. Нас цікавить температурний стан СГВ після

зупинки циркуляції. Нехтуючи питомими теплоємностями теплової ізоляції і сталевих труб, кінцеві температури гарячої води через час  $\tau$  будуть:

$$t_{k,j} = t_{n,a} + (t_{n,1} - t_{n,a}) \exp [\tau (c \sum_1^j R_j M_j)^{-1}], \quad (16)$$

$$t_{k,m} = t_{n,b} + (t_{k,j} - t_{n,b}) \exp [\tau (c \sum_1^m R_m M_m)^{-1}], \quad (17)$$

$$t_{k,p} = t_{n,c} + (t_{k,m} - t_{n,c}) \exp [\tau (c \sum_1^p R_p M_p)^{-1}], \quad (18)$$

де  $M_j, M_m, M_p$  – погонні маси води ділянок  $j, m, p$ , кг/м.

Зупинка циркуляції води у СГВ веде до її охолодження. Через час  $\tau, c$ , температура гарячої води буде

$$t_i = t_n + (t_r - t_n) e^{-\frac{\tau}{R_i G_i c}}. \quad (19)$$

Сьогодні з появою компактного і з високим коефіцієнтом корисної дії обладнання СГВ окремих будівель і споруд обслуговуються із індивідуальних теплових пунктів (ІТП). У таких СГВ трубопроводи прокладені надземно, тоді температуру гарячої води на будь-якій ділянці СГВ через час  $\tau$  після зупинки циркуляції можна знайти за виразом

$$t_i = t_n + (t_r - t_n) e^{-\frac{\alpha_i F_i \tau}{c V_i \rho}}, \quad (20)$$

де  $\alpha_i$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубопроводу до навколишнього повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $F_i$  – поверхня  $i$ -ї ділянки трубопроводу, м<sup>2</sup>;  $V_i$  – об'єм води  $i$ -ї ділянки, м<sup>3</sup>. Для всієї СГВ температуру води у найвіддаленішій ділянці можна вирахувати за залежністю

$$t_k = t_n + (t_r - t_n) \exp\left(-\frac{\tau}{c \rho} \sum_1^i \frac{\alpha_i F_i}{V_i}\right). \quad (21)$$

За знайденими із виразів (13) – (15) температур гарячої води на ділянках  $j, m, p$ , із рівнянь тепловтрат (трубопроводами СГВ) можна знайти подачу, кг/с, циркуляційної помпи

$$G_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{вт}}}{c \Delta t} = \frac{\sum_1^j G_j (t_{k,j} - t_{k,j-1}) + \sum_1^m G_m (t_{k,m} - t_{k,m-1}) + \sum_1^p G_p (t_{k,p} - t_{k,p-1})}{\Delta t}, \quad (22)$$

де  $\Delta t = 5 \dots 10^\circ\text{C} \geq t_{n,1} - t_{k,p}$  [5].

Нагрівання охолодженої води здійснюється у другій східці двосхідцевого підігрівника або в кінцевій частині підігрівника при паралельному вмиканні. Нагріті охолоджену воду з температурою  $t_o$  до температури  $t_r$  при водорозборі можна за час,  $c$ :

$$\tau_n = \frac{V \rho c (t_r - t_o)}{Q_n}, \quad (23)$$

де  $V$  – об'єм води у системі гарячого водопостачання, м<sup>3</sup>;  $Q_n$  – продуктивність тієї частини підігрівника, через яку проходить циркуляційна витрата.

Нагрівання води здійснюється у режимі чистої циркуляції або у режимі циркуляції із незначним розбором води. Час роботи циркуляційної помпи,  $c$ , у режимі чистої циркуляції буде дорівнювати

$$\tau_{\text{ц}} = \frac{\pi d_{\text{вн},i}^2 l_i \rho}{4 G_{\text{ц}}} = \frac{V \rho}{G_{\text{ц}}}, \quad (24)$$

де  $d_{\text{вн},i}$  – внутрішній діаметр трубопроводу, м, на  $i$ -й ділянці.

Час циркуляції має бути дорівнювати часу нагріву. Період одного вмикання циркуляційної помпи, с, становить

$$T = \tau_n + \tau_{ох}, \quad (25)$$

де  $\tau_{ох}$  – час охолодження води на  $\Delta t$  від  $t_r$ . Кількість вмикань циркуляційної помпи СГВ на годину (назвемо її кратністю циркуляції води, 1/год) буде дорівнювати

$$K = \frac{3600}{T}. \quad (26)$$

За наведеними залежностями і методиками розрахунку СГВ [8] було знайдено кратність циркуляції води житлового дев'ятиповерхового будинку з ізольованими і неізольованими трубопроводами, з ІТП у підвалі.

Ізоляція трубопроводів підбиралась за допустимим лінійним питомим тепловим потоком  $q$ , Вт/м [6]. За допустимою величиною охолодження гарячої води ( $\Delta t = 10$  °С) циркуляційні витрати води у СГВ з ізольованими трубопроводами у 4–6 разів менші від цих же витрат у СГВ із неізольованими трубопроводами. Кратність циркуляції води ізольованої СГВ менша від такої ж величини неізольованої СГВ. Це дозволяє зменшити потужність приводу циркуляційної помпи в  $(4 \dots 6)^3$  разів і зменшити кратність циркуляції води.

1. *Внутренние санитарно-технические устройства. – В 3 ч. – Ч.2. Водопровод и канализация / Ю.Н. Саргин, Л.И. Друскин, И.Б. Покровская и др. – М.: Стройиздат, 1990. – 247 с.*  
2. *Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И. Ливчак и др. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 314 с.*  
3. *Олексюк А.А. Реконструкция и эксплуатация систем теплоснабжения. – Макеевка: ДонГАСА, 2001. – 75 с.*  
4. *Шафлік В. Втрати тепла та вартість експлуатації систем гарячого водопостачання в індивідуальних будинках // Ринок інсталяційний. – 2002. – №11. – С. 15–17; №12. – С. 17–18. – 2003. – №1. С. 17–19; №2. С. 15–17.*  
5. *СНиП 2.04.01–85. Внутренний водопровод и канализация зданий / Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1986. – 56 с.*  
6. *СНиП 2.04.14 – 88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой СССР. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 32 с.*  
7. *Нестационарный теплообмен в трубах / Н.М. Беляев, А.А. Кочубей, А.А. Рядно и др. – Киев-Донецк: Вища школа. 1980. – 160 с.*  
8. *Гаряче водопостачання житлового мікрорайону: Методичні вказівки, приклади виконання і завдання до курсової роботи / Укл.: В.І. Венгльовський. – Львів: ЛПІ, 1983. – 72 с.*

УДК 697.9:621;697:621

О.Т. Возняк, А.О. Ковальчук, Х.В. Миронюк  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

## ПОВІТРОРозПОДІЛ зуСтРІЧНИМИ НЕСПІВВІСНИМИ КРУГЛИМИ СТРУМИНАМИ

© Возняк О.Т., Ковальчук А.О., Миронюк Х.В., 2004

*Подано результати експериментальних досліджень використання у вентиляційній техніці зустрічних неспіввісних повітряних струмин для створення рівномірного результуючого повітряного потоку. Був проведений трифакторний експеримент, побудована відповідна номограма та отримані аналітичні розрахункові залежності. За результатами цих експериментальних досліджень зроблені висновки щодо створення діючих конструкцій повітророзподільників для наступного продовження досліджень.*

**Постановка проблеми.** Близько 80 % свого життя людина перебуває в приміщеннях. Тому її здоров'я і працездатність залежить, значною мірою, від того, наскільки санітарно-гігієнічні параметри мікроклімату приміщень відповідають її фізіологічним потребам. Фізичний стан повітряного середовища приміщення залежить від таких параметрів, як температура, вологовміст, швидкість руху повітря та інших. На умови комфорту має значний вплив саме швидкість руху повітря, величина якої створюється засобами вентиляційної техніки. Відомо [1 – 8], що значний