

Використання ТЕГ можливе також для зменшення втрат тепла з вихідними газами (q_2) та втрат з фізичною теплою жужелю (q_6) в котельних установках, що також уможливить оптимізувати їх роботу.

Варто зауважити, що у цій роботі не враховано такий економічний чинник, як вартість ТЕГ, який теж відіграє важливу роль під час розрахунку собівартості.

Висновки:

1. Застосування ТЕГ дає змогу доволі ефективно використовувати тепловтрати, перетворюючи їх безпосередньо в електроенергію, тобто утилізувати вторинні енергоресурси котла. Так, для котла ТП-100 за їх допомогою можна отримати близько 30 кВт електричної енергії, яку можна використати для власних потреб, а для котла ТП-92 – 26 кВт.

2. В результаті використання ТЕГ плоского типу можна знизити втрати теплоти за рахунок додавання ще одного шару ізоляції (з ТЕГ) та зменшити теплове забруднення в приміщенні котельні. Так, у котлі ТП-100 та ТП-92 можна знизити температуру стінки на $6,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3. Використання ТЕГ дасть змогу підвищити ККД котельної установки і не спричинить жодних додаткових специфічних (викликаних встановленням ТЕГ) умов чи особливостей в обслуговуванні котельної установки, оскільки останні можуть працювати навіть у складних умовах і з мінімальним технічним обслуговуванням з боку персоналу, який займається експлуатацією котла.

1. Марчак И.И., Гольшев Л.В., Мысак Й.С. Результаты исследования по определению потери тепла в окружающую среду водогрейными котлами // Электрические станции. – 2000. – № 7.
2. Марчак И.И., Голишев Л.В., Мисак Й.С. Метод контролю втрати тепла технологічним устаткуванням котельні // Энергетика и электрификация. – 2000. – № 5. 3. Немцев З.Ф., Арсеньев Г.В., Белоногов Е.Н. *Определение тепловыделений в котельном цехе // Электрические станции. – 1958. – № 5.* 4. *Тепловой расчёт котлов (нормативный метод). – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Издательство НПО ЦКТИ, 1998.* 5. *Алиевский Б.Л. Специальные электрические машины. – М.: Энергоатомиздат, 1994.*

УДК 697.34:696.4:62-83

В.І. Венгльовський

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теплогазопостачання та вентиляції

СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

© Венгльовський В.І., 2010

Сформовано технологічні вимоги до характеристик відцентрових pomp централізованих систем гарячого водопостачання. Наведено результати досліджень роботи мереж гарячого водопостачання із використанням попередньо теплоізолюваних трубопроводів. Показано економічну ефективність частотно-керованого електроприводу помпи.

In this article the technological requirements to performances of centrifugal pumps of systems heat water supply are formulated. The results of researches of work of networks of hot water-supply are resulted with the use preliminary of heat-insulated pipelines. The economic efficiency is demonstrated is frequent of the controlled electric drive of the pump.

Постановка проблеми. Системи централізованого гарячого водопостачання (СЦГВ) повинні забезпечувати тепловий і гідравлічний режими відповідно до чинних будівельних норм і стандартів. Температура гарячої води СЦГВ у місцях водорозбору не повинна бути нижчою від

60 °C у відкритих системах теплопостачання (СТ) і 50 °C – у закритих СТ, але не вищою, ніж 75 °C в обох СТ. Гідравлічні режими СЦГВ залежать від рівня централізації, схем приєднання гарячого водопостачання до СТ, наявності центральних та індивідуальних теплових пунктів (ЦТП, ІТП), розподільних трубопроводів і способів їх прокладання, матеріалів провідних труб, ізоляції та захисних оболонок теплопроводів, типів теплообмінників у ЦТП та ІТП, подавальних водорозбірних і циркуляційних стояків, водорозбірної, змішувальної, запірної й регулювальної арматури, баків-акумуляторів, підвищувальних і циркуляційних pomp тощо.

Комфортність СЦГВ зумовлюється постійними температурами гарячої води й стабілізованим тиском у споживачів, рівнем автоматизації систем. Ефективність і надійність СЦГВ значною мірою пов'язані з організацією циркуляції води у них.

Збереження енергії в СЦГВ залежить від вибраного матеріалу трубопроводів (сталь, мідь, пластмаса), типів відцентрових pomp з постійною або змінною частотою обертання їх електричних приводів. Наявність частотно-керованих приводів pomp СЦГВ дає змогу автоматично налаштуватися на нерівномірність водорозбору і на оптимальні витрати води в циркуляційних трубопроводах. Налагодження гідравлічних режимів регулюванням вентилів на стояках є ненадійним, його потрібно поновлювати після чергових вимикань системи. Регулювання за допомогою діафрагм на циркуляційних стояках і циркуляційних трубопроводах є складним, а у великих системах і малоефективним. Підвищувати гідравлічну стійкість СЦГВ, крім діафрагм, можна за допомогою секційних вузлів, що значно зменшує кількість гідравлічних кілець у системі.

У системах гарячого водопостачання з регульованими циркуляційними помпами й термостатичними циркуляційними клапанами можна досягнути оптимального рівня циркуляції, який відповідатиме тепловтратам у попередньо ізольованих трубопроводах.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Тепловий і гідравлічний режими роботи традиційних централізованих систем гарячого водопостачання зумовлені вимогами нормативних документів і публікацій [1–13].

Напрями розвитку сучасних СГВ в європейських будівлях наведено в [9]. На відміну від наших традиційних СГВ [10, 11], у них передбачається термічне регулювання циркуляційних трубопроводів, термічна дезінфекція трубопроводів, стабілізація температури й тиску гарячої води у споживачів. Такий підхід до СГВ ще не застосовується у наших СГВ.

Вимоги до циркуляційних систем гарячого водопостачання за нормами Польщі і Німеччини розглянуто в [1].

Робочі температури й тиски, способи й умови прокладання, труби та їх елементи, матеріали й способи виготовлення попередньо ізольованих трубопроводів видів СТ/ПЕ, СТ/НМ, ПП/ПЕ, ПП/НМ, РЕ-Х/ПЕ, РЕ-Х insul PE наведено в [3–7].

Мета роботи – отримати залежності для розрахунку тепловтрат подавальних трубопроводів централізованих систем гарячого водопостачання, температур гарячої води, циркуляційних витрат; встановити параметри циркуляційних pomp із частотно-керованим приводом.

Виклад основного матеріалу. СГВ житлових будинків повинні мати горизонтальні збірні трубопроводи для об'єднання водорозбірних стояків у секційні вузли. Циркуляційні стояки допускається прокладати поряд із водорозбірними, не об'єднуючи їх у секційні вузли. Мінімальна температура води в циркуляційних трубопроводах повинна становити – 40 °C. Магістральні трубопроводи і стояки СГВ повинні прокладатися в тепловій ізоляції. На циркуляційних стояках розгалужених систем мають встановлюватися ручні або автоматичні балансувальні клапани [2].

За підвищеної температури води у циркуляційному трубопроводі над клапаном він прикривається, зменшуючи циркуляцію до мінімуму, а за зниження температури збільшує циркуляцію. В такий спосіб на циркуляцію витрачається така кількість теплоти, яка зумовлена тепловтратами трубопроводів. Система знаходиться у зрівноваженому температурному і гідравлічному стані. Схему СГВ із посекційно-закільцьованими водорозбірними стояками зображено на рис. 1.

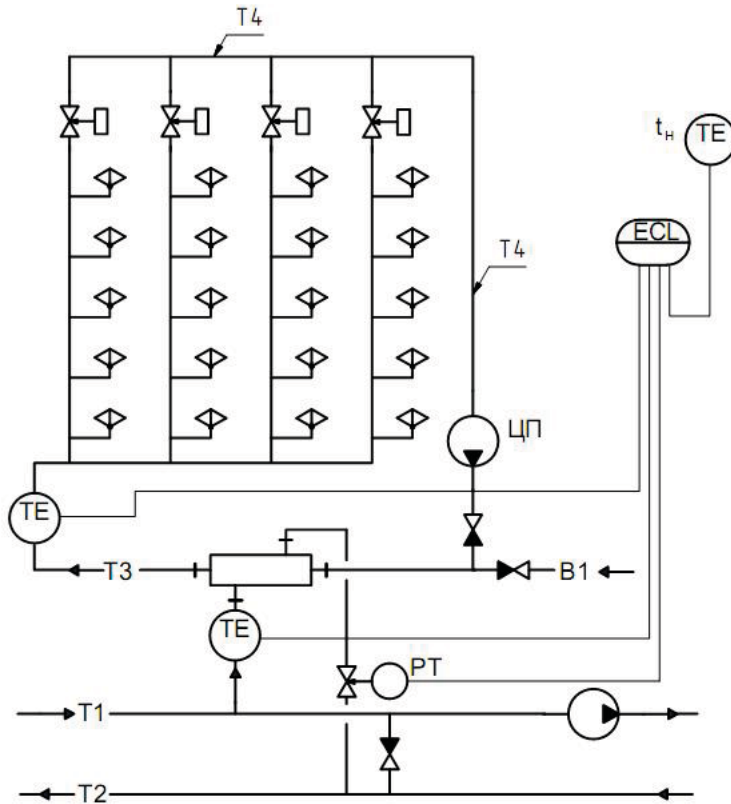


Рис. 1. Схема СГВ із посеційно-закільцьованими водорозбірними стояками

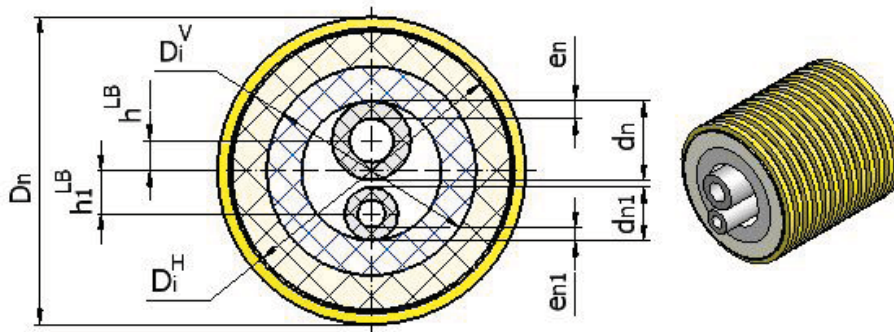


Рис. 2. Поперечний переріз труби PE-X insul PE-B-2

Трубопроводи гарячого водопостачання і опалення видів PE-X/ПЕ та PE-X insul PE (рис. 2), використовують переважно для зовнішніх прокладань. Вони є еластичними й самокомпенсуючими.

Тепловтрати трубопроводів СГВ залежать від матеріалів провідних труб, ізоляції, покривних оболонок і середовищ, в яких вони прокладені. Розраховувати тепловтрати трубопроводів, Вт, можна за такими формулами:

$$Q_{тв} = \pi d_3 l k_{i3} \left(\frac{t_n + t_k}{2} - t_n \right); \quad (1)$$

$$Q_{тв} = q_p l, \quad (2)$$

де d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м; l – довжина ділянки трубопроводу, м; k_{i3} – коефіцієнт теплопередачі ізолюваного трубопроводу, Вт/(м²·К); t_n , t_k – температури гарячої води на початку і в кінці ділянки трубопроводу, К; t_n – температура довкілля, в якому прокладається теплопровід, К; q_p – розрахункові втрати теплоти з одного метра трубопроводу, Вт/м, але не більші за нормовану густину теплового потоку [12].

Під час транспортування води з початковою температурою t_n в ізольованих мережах гарячого водопостачання, прокладених в середовищах з навколишньою температурою t_n , температура води в кінці ділянки буде

$$t_k = t_n + (t_n - t_n) \exp\left(-\frac{(1+k)l}{RGc}\right), \quad (3)$$

де k – коефіцієнт місцевих втрат теплоти; R – термічний опір ізоляційної конструкції трубопроводу, (м·К)/Вт; G – витрата води на ділянці, кг/с; c – питома теплоємність води, Дж/(кг·К).

Температура гарячої води у трубопроводах внутрішніх мереж СГВ після зупинки циркуляції на час τ , с, в кінці ділянки буде

$$t_i = t_n + (t_z - t_n) \exp\left(-\frac{\alpha_i F_i \tau}{c V_i \rho}\right), \quad (4)$$

де t_z – температура гарячої води в трубопроводах внутрішніх мереж СГВ; α_i – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубопроводу до навколишнього повітря, Вт/(м²·К); F_i – поверхня i -ї ділянки трубопроводу, м²; V_i – об'єм води i -ї ділянки, м³; ρ – густина води, кг/м³. Для усієї СГВ температуру води в найвіддаленішій ділянці можна вирахувати за такою залежністю:

$$t_i = t_n + (t_z - t_n) \exp\left(-\frac{\tau}{c\rho} \sum_1^i \frac{\alpha_i F_i}{V_i}\right). \quad (5)$$

За знайденими із виразів (4), (5) температурою гарячої води на ділянках і рівнянь тепловтрат (1), (2) можна знайти подачу циркуляційної помпи:

$$G_y = \sum_1^i \frac{G_i(t_i - t_{i-1})}{\Delta t}, \quad (6)$$

де G_i – витрата води на i -й ділянці, кг/с; t_i , t_{i-1} – температури гарячої води на початку і в кінці розрахункової ділянки, °С.

Кратність обміну води в циркуляційному кільці або кратність циркуляції води, 1/год, можна подати як

$$K = \frac{3600 G_y}{\rho V_y}, \quad (7)$$

де V_y – об'єм води, м³, в циркуляційному контурі СГВ.

Швидкість води в режимі циркуляції, м/с, дорівнює

$$w = \frac{4 Q_{m\theta}}{\pi d_6^2 \beta c \Delta t \rho}, \quad (8)$$

де d_6 – внутрішній діаметр трубопроводу, м; β – коефіцієнт розрегулювання СГВ; Δt – допустиме остигання гарячої води в системі, °С.

Нагрівання охолодженої води здійснюється у другому східці двоступінчастого підігрівника або в кінцевій частині підігрівника за паралельного вмикання (рис. 1). Нагріти охолоджену воду від температури t_o до температури t_r можна за час

$$\tau_n = \frac{V \rho c (t_z - t_o)}{Q_n}, \quad (9)$$

де Q_n – продуктивність тієї частини підігрівника, через яку проходить циркуляційна витрата, Вт.

Для стабілізації температурного й гідравлічного режимів роботи СГВ, зниження їх енергоспоживання потрібне автоматизоване керування ними. За тривалих перерв у СГВ передбачають вмикання й вимикання циркуляційних pomp за допомогою таймерів. Для систем гарячого водопостачання, що працюють без тривалих перерв, необхідно встановлювати автоматичні термостатичні клапани, електронні регулятори й частотно-керовані приводи циркуляційних pomp.

Гідравлічний режим роботи циркуляційної помпи (ЦП) змінюється зі зміною характеристики мережі гарячого водопостачання, яку подано виразом

$$H_M = H_o + s_M Q_M^2, \quad (10)$$

де H_o – гідростатичний напір, м; $s_M \cdot Q_M^2$ – втрати напору в мережі, м; s_M – характеристика мережі, м·с²/м⁶; Q_M – витрата води, м³/с.

Гідростатичний напір залежно від схеми мережі й місця установки помпи може враховувати геометричну висоту споживачів, втрати напору в регуляторах тиску й погодних електронних регуляторах індивідуальних теплових пунктів споживачів.

Характеристику ЦП для фіксованої частоти обертання робочого колеса можна наближено описати рівнянням

$$H_n = H_x - s_n Q_n^2, \quad (11)$$

де H_x – умовний напір помпи, м, за витратою $Q_n = 0$, напір неробочого ходу; Q_n – подача помпи, м³/с; s_n – умовний внутрішній опір помпи, м·с²/м⁶.

Частота обертання ω , 1/с, кількість обертів за хвилину n , об/хв, подача Q , напір H , потужність N для двох суміжних режимів ЦП пов'язані залежністю

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}}. \quad (12)$$

Потужність помпи, Вт, на валу робочого колеса знаходимо як

$$N = \frac{Q_n H_n \rho g}{\eta}, \quad (13)$$

де ρ – густина води, кг/м³; g – прискорення сили земного тяжіння, м/с²; η – коефіцієнт корисної дії помпи.

Нехтуючи моментом тертя в ЦП як малою величиною, статичний момент на валу електромотора буде

$$M = M_n \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2, \quad (14)$$

де M_n – номінальний момент опору, Н·м, момент за найбільшого ККД; ω_n – номінальна кутова швидкість ЦП, 1/с.

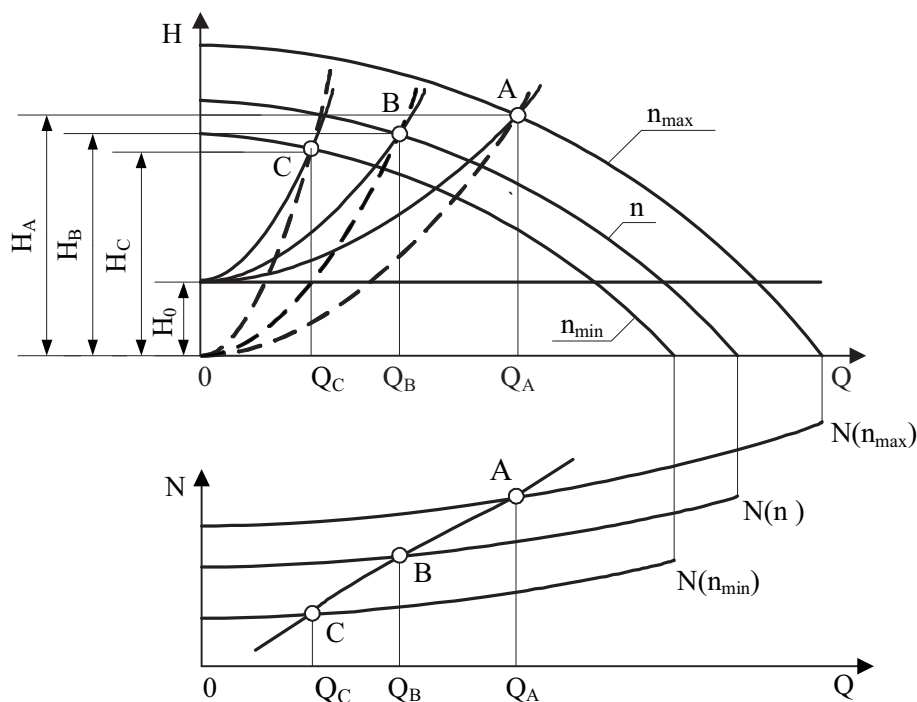


Рис. 3. Регулювання циркуляційної помпи зміною частоти обертання

Залежність (14) зміни статичного моменту називають вентиляторною.

Регулювання циркуляційної помпи з частотно-керованим приводом показано на рис. 3.

Приводи ЦП не потребують жорсткої механічної характеристики, тому частоту приводу можна регулювати в діапазоні $D = \frac{\omega}{\omega_H}$ у межах $1,2 \geq D \geq 0,5$. За жорстких вимог до механічних

характеристик діапазон регулювання може бути ширший. Регулювання ЦП в частотному діапазоні $D_{\max} \geq D \geq D_{\min}$ відповідає граничному діапазону кількості обертів $n_{\max} \dots n_{\min}$ (рис. 3) та в каталозі pomp [8]. Регулювання pomp у мінімальному частотному діапазоні призводить до перегрівання електроприводів [13].

Висновки. Для підтримання оптимальних температурних і гідравлічних режимів централізованих систем гарячого водопостачання використано автоматичне керування її елементами і системи загалом. Досягнуто мінімальних втрат теплоти у внутрішніх і зовнішніх мережах СГВ установам попередньо ізольованих трубопроводів. Найбільшу економію електроенергії отримують, використовуючи частотно-керовані привода СГВ.

1. Бридак-Єжовецька Д., Єжовецькі Я., Мархевка П. *Циркуляційні системи центрального гарячого водопостачання // Ринок інсталяцій.* – 2009. – №9. – С. 6-8. 2. ДБН В.2.2-15-2005. *Житлові будинки. Основні положення.* – К.: Укрархбудінформ, 2005. – 36 с. 3. ДБН В.2.5-22-2002. *Зовнішні мережі гарячого водопостачання та водяного опалення з використанням труб зі структурованого поліетилену з тепловою ізоляцією із спіненого поліетилену і захисною гофрованою поліетиленовою оболонкою.* – Т. 1, 2. – К.: Держбуд України, 2003. – 37 с. 4. ДБН В.2.5-39:2008. *Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі.* – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 69 с. 5. ДСТУ Б В.2.5-21-2002. *Трубы из структурированного полиэтилена с тепловой изоляцией из вспененного полиэтилена и защитной гофрированной полиэтиленовой оболочкой для сетей холодного, горячего водоснабжения и водяного отопления. Технические условия.* – К.: Держбуд України, 2002. – 32 с. 6. ДСТУ Б В.2.5-31:2007. *Трубопроводы, попередньо теплоізольовані спініним поліуретаном, для мереж гарячого водопостачання та теплових мереж. Труби, фасонні вироби та арматура. Технічні умови.* – 94 с. 7. ДСТУ-Н Б В.2.5-35:2007. *Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі та мережі гарячого водопостачання з використанням попередньо теплоізольованих трубопроводів. Настанова з проектування, монтажу, приймання та експлуатації.* – К.: Мінрегіонбуд, 2008. – 94 с. 8. *Каталог Wilo A1. Циркуляционные насосы с мокрым ротором.* Wilo AG, 2007. – 465 с. 9. Пырков В.В. *Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование.* – К.: ІІДП “Такі справи”, 2007. – 252 с. 10. *Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И. Ливчак, Е.И. Прохоров.* – М.: Стройиздат, 1980. – 270 с. 11. СНиП 2.04.01-85. *Внутренний водопровод и канализация зданий / Госстрой СССР.* – М.: Стройиздат, 1986. – 56 с. 12. СНиП 2.04.14-88. *Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой СССР.* – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 31 с. 13. Федорова С.В. *Исследование и разработка энергосберегающей автоматизированной системы подачи и распределения холодной и горячей воды // Пром. теплотехника.* – 2009. – Т. 31, №6. – С. 72–74.