

АВТОНОМНА ХОЛОДИЛЬНО-ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Е. С. Малкін, д. т. н., професор
І. Е. Фуртат, к. т. н., доцент
І. Н. Красновський, к. т. н.
О. В. Приймак, д. т. н., доцент
Ю. Є. Ніколаєнко, д. т. н., с. н. с.
А. В. Крулякова, аспірант КНУБА

Розроблено принципову схему комбінованої високоенергоєфективної системи гарячого водопостачання. Ця система базується на використанні низькотемпературного потенціалу скидної води. В якості нагрівача гарячої води застосовується двоступеневий конденсатор холодно-теплонасосного агрегату на базі побутового холодильника.

Разработана принципиальная схема комбинированной высокоэнергетической системы горячего водоснабжения. Эта система базируется на использовании низкотемпературного потенциала сбросной воды. В качестве нагревателя горячей воды применяется двухступенчатый конденсатор холодно-теплонасосного агрегата на основании бытового холодильника.

A schematic scheme of combined more energy efficiently hot water system was developed. This system is based on the use of low-temperature capacity of waste water. As the hot water heater applied two-stage refrigeration and heat pumps condenser unit on the basis of a household refrigerator.

Системи гарячого водопостачання є одними з найбільших споживачів енергії. Їх сумарна теплова потужність становить близько 20% від загальної потужності систем енергоспоживання в Україні. У той же час сучасні системи гарячого водопостачання, як промислових підприємств, так і житлово-комунального сектору, відзначаються дуже низькими термічними і особливо ексергетичними коефіцієнтами корисної дії (ККД) [1]. Таке становище викликане двома основними причинами: низьким температурним рівнем процесів і дуже малою часткою корисно використаної теплової енергії від витраченої на приготування гарячої води. Тому проблема розробки принципових схем високо-ефективних систем гарячого водопостачання є актуальною на даний час. Для визначення шляхів підвищення енерго-ефективності систем гарячого водопостачання розглянемо схеми існуючих систем гарячого водопостачання в житлово-комунальному секторі (ЖКС) та об'єктів промислових підприємств (ПП) і порівняємо ефективність схем без використання вторинних енергоресурсів (ВЕР) та з їх використанням.

Задачею даного дослідження є розробка нової принципової схеми комбінованої високо-ефективної системи гарячого водопостачання з використанням ВЕР для застосування в ЖКС.

Оцінимо енергетичну ефективність та термічний ККД існуючих в ЖКС та ПП систем гарячого водопостачання без використання ВЕР та з їх використанням.

Схеми систем гарячого водопостачання в житлово-комунальному секторі та нетехнологічного гарячого водопостачання промислових об'єктів без використання ВЕР

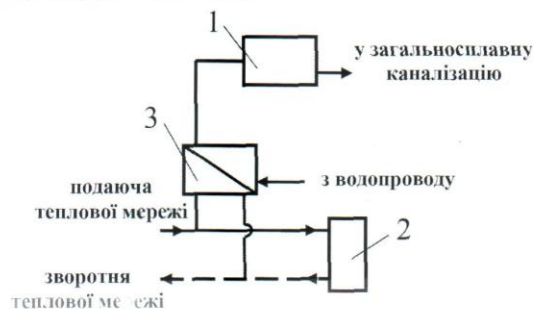
наведено на рис.1.

Приймаємо: середню температуру гарячої води у місцях споживання після змішування $t_{rc} = 37^\circ\text{C}$; середню температуру скидної води після споживання $t_{sk} = 32^\circ\text{C}$; середню температуру водопровідної води $t_b = 10^\circ\text{C}$.

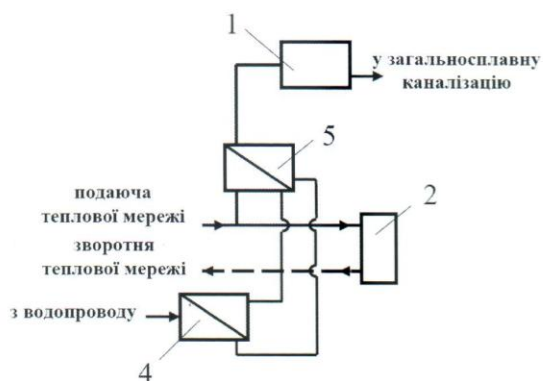
Тоді:

$$\eta_t = \frac{(h_{GT} - h_{CK})a}{(h_{GT} - h_B)} \quad (1)$$

де: η_t – термічний ККД циклу; h_{GT} , h_{CK} , h_B – ентальпії води при температурах t_{GT} , t_{CK} , t_B , відповідно, взяті з [4]; t_{GT} – температура технологічної гарячої води; t_{sk} – температура скидної гарячої води; t_b – температура водопровідної води; a – середній коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води (тепловтрати трубопроводів до змішування) $a = 0,60 \div 0,85$.



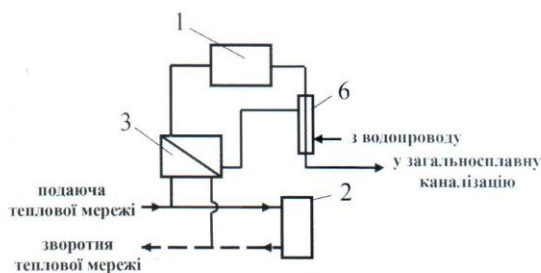
а)



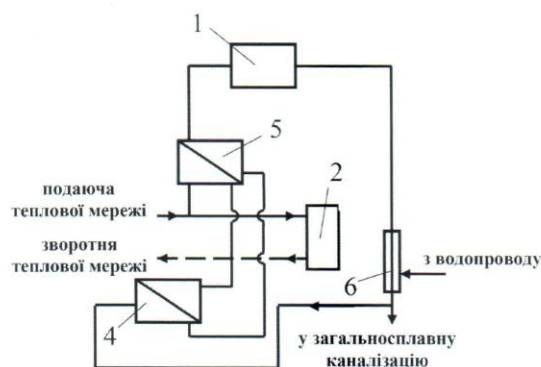
б)

Рис. 1. Принципова схема систем гарячого водопостачання ЖКС та нетехнологічного гарячого водопостачання промислових об'єктів: а) паралельне підключення; б) змішане підключення. 1 — система гарячого водопостачання; 2 — система опалення; 3 — водонагрівач системи гарячого водопостачання I ступеня; 4 — водопідігрівач системи гарячого водопостачання II ступеня; 5 — водопідігрівач системи гарячого водопостачання II ступеня.

Схеми систем гарячого водопостачання ЖКС та нетехнологічного гарячого водопостачання ПП в умовах використання ВЕР гарячої води у поверхневому теплообміннику для попереднього нагріву водопровідної води наведено на рис. 2.



а)



б)

Рис. 2. Принципова схема систем гарячого водопостачання ЖКС та нетехнологічного гарячого водопостачання промислових об'єктів в умовах використання ВЕР: а) паралельне підключення; б) змішане підключення. 1 — система гарячого водопостачання; 2 — система опалення; 3 — водонагрівач системи гарячого водопостачання I ступеня; 4 — водопідігрівач системи гарячого водопостачання II ступеня; 5 — водопідігрівач системи гарячого водопостачання II ступеня; 6 — водопідігрівач попереднього нагрівання водопровідної води скидною водою системи гарячого водопостачання.

Термодинамічного балансу процесу змішування гарячої та водопровідної води перед споживанням:

$$h_{\Gamma}(1-x)h_{\Gamma}+x=h_{\Gamma_{\Gamma}} \quad (2)$$

де x — дольова кількість холодної водопровідної води при змішуванні.

Термодинамічний баланс теплообмінника попереднього нагріву:

$$h_{\text{ск}} - h_{\text{ск}'} = x(h_{\text{пн}} - h_{\text{в}}) \quad (3)$$

де $h_{\text{ск}}$ — ентальпія скидної води після теплообмінника попереднього нагріву; $h_{\text{пн}}$ — ентальпія підігрітої води після теплообмінника попереднього нагріву.

Маючи значення $h_{\text{пн}}$ за [4], знаходимо $h_{\text{пн}}$.

Тоді термічний ККД для такої схеми

$$\eta_t = \frac{(h_{\Gamma} - h_{\text{ск}})a}{(h_{\Gamma} - h_{\text{пн}})} \quad (4)$$

Перспективним для подальшого підвищення енергоефективності систем гарячого водопостачання з використанням ВЕР в ЖКС є використання теплових насосів. Схему такої системи для ЖКС та систем нетехнологічного гарячого водопостачання ПП з використанням вторинних енергосурсів скидної гарячої води та з застосуванням теплового насоса наведено на рис. 3.

Термічний ККД циклу систем водопостачання, побудованих за схемою, наведеною на рис. 3, визначається за формулою:

$$\eta_t = \frac{(h_{\Gamma} - h_{\text{ск}})a}{(h_{\Gamma} - h_{\text{в}})} \quad (5)$$

де Ψ — опалювальний коефіцієнт теплового насосу.

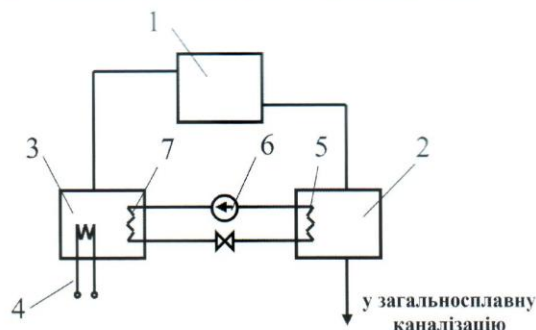


Рис. 3. Принципова схема системи централізованого гарячого водопостачання (з використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насоса) для житлово-комунального сектора: 1 — система гарячого водопостачання; 2 — добовий бак скидної води; 3 — добовий бак гарячої води; 4 — пусковий електронагрівач; 5 — випарник теплового насоса; 6 — компресор; 7 — конденсатор теплового насоса; 8 — дросельний вентиль.

Для оцінки ексергетичної ефективності та ексергетичного ККД скористаємося даними [2–4], відповідно до яких ексергетичний ККД системи знаходиться за формулою:

$$\eta_{Ex} = \frac{\Delta Ex_{\text{кор}}}{Ex_q} \quad (6)$$

де $\Delta Ex_{кор}$ – використовуване падіння ексергії системи, кДж;
 Ex_q – ексергія спалювання палива, кДж.

$$Ex_q = aQ_p^H \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (7)$$

де a – кількість палива, nm^3 – для газоподібного палива (кг – для рідкого палива); Q_p^H – нижча теплотворна здатність палива, кДж/ nm^3 , (кДж/кг); T_0 – температура навколишнього середовища, К; T_r – температура спалювання палива, К.

Оскільки зміна ексергії теплоносія в замкнених адіабатних циклах дорівнює 0, у подальших дослідженнях ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання будемо враховувати тільки втрати ексергії в некомпенсованих процесах. Тоді

$$\Delta Ex_{кор} = M \left[(h_n - h_{отр}) - T_0 (s_n - s_{отр}) \right] \quad (8)$$

де M – кількість гарячої води з нормативної для споживання температурою, нагрітої за рахунок теплоти, отриманої при спалюванні a nm^3 (кг) палива; $h_n, h_{отр}$ – ентальпії гарячої води при нормативній температурі споживання і відпрацьованої відповідно, кДж/кг; $s_n, s_{отр}$ – ентропія гарячої води при нормативній температурі споживання і відпрацьованої відповідно, кДж/(кг·К).

Величину M визначаємо з енергетичного балансу процесу нагрівання гарячої води від вихідної температури до нормативної для споживання в даній системі гарячого водопостачання:

$$abQ_p^H = M(h_n - h_{хол}) \quad (9)$$

де $h_{хол}$ – ентальпія холодної води, що надходить до системи, кДж/кг; b – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти системою від готування до використання гарячої води з нормованими параметрами (втрати в теплогенераторі і т. ін.) Аналіз показує, що в централізованих системах гарячого водопостачання втрати в залежності від довжини складають 10÷30 %. Таким чином $b = 0,7 \pm 0,9$.

Основні існуючі схеми систем гарячого водопостачання об'єктів ЖКС і ПП, що не мають систем паропостачання, представлені на рис. 1. В усіх представлених існуючих системах гарячого водопостачання корисно використовуються тільки втрати ексергії гарячої води при падінні її температури в процесі використання. Як правило, величина $T_n - T_{отр}$ не перевищує 5 К, а далі вода з температурою $T_{отр}$ скидається в каналізацію.

Тоді для цих систем вираз (2) з урахуванням (3) набуває вигляду:

$$\Delta Ex_{пол} = \frac{abQ_p^H}{(h_n - h_{хол})} \left[(h_n - h_{n-5}) - T_0 (s_n - s_{n-5}) \right] \quad (10)$$

На рис. 2 представлено запропоновані схеми централізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою поверхневого теплообмінника, для яких:

$$\Delta Ex_{пол} = \frac{abQ_p^H e}{(h_n - h_{ни})} \left[(h_n - h_{хол+5}) - T_0 (s_n - s_{хол+5}) \right] \quad (11)$$

Для систем з тепловим насосом, зображених на рис. 3 та 4, кількість споживаної і скидної в каналізацію відпрацьованої води дорівнює кількості води, що нагрівається, помноженому на коефіцієнт e , що враховує втрати води при споживанні: випаровування, розбризкування і та ін. ($e = 0,85 \div 1$).

Тоді

$$b\psi N = M(h_n - h_{хол}) \quad (12)$$

$$b\psi N = [eM(h_n - h_{отр}) + (1 - e)Mh_n] \quad (13)$$

де: N – потужність теплового насоса; ψ – коефіцієнт перетворення енергії в тепловому насосі.
 Кількість води, що нагрівається

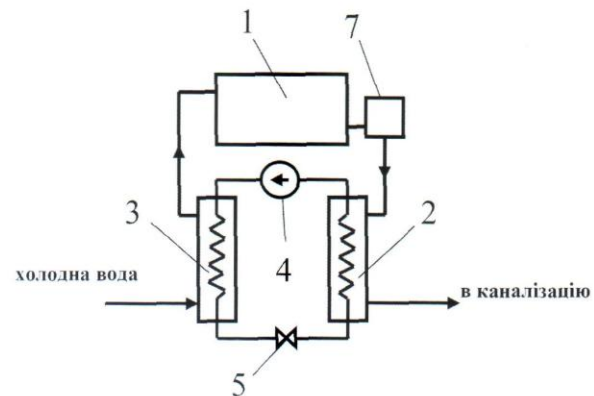
$$M = \frac{b\psi N}{(h_n - h_{хол})} \quad (14)$$

Підставляємо значення M з (14) в праву частину рівняння (13) і визначаємо

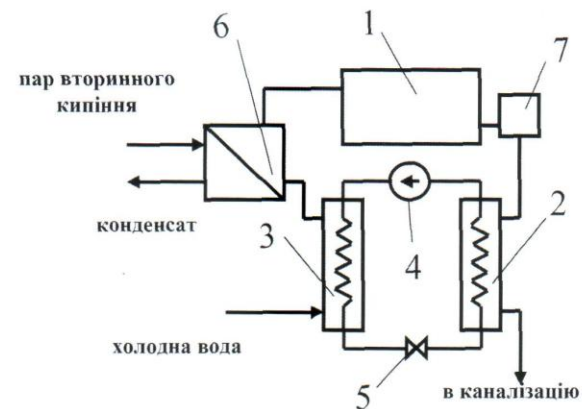
$$h_{отр} = \frac{h_{хол}}{e} \quad (15)$$

Далі по $h_{отр}$, використовуючи (9), знаходимо $T_{отр}$ і $s_{отр}$, а потім

$$\Delta Ex_{пол} = eM \left[(h_n - h_{отр}) - T_0 (s_n - s_{отр}) \right] \quad (16)$$



а)



б)

Рис. 4. Принципова схема систем децентралізованого гарячого водопостачання з попереднім нагріванням холодної води і використанням за допомогою теплового насоса ВЕР відпрацьованої води: а) $T_n < T_{конд}$; б) $T_n > T_{конд}$.

1 – споживач гарячої води; 2 – випарник теплового насоса; 3 – конденсатор теплового насоса; 4 – компресор теплового насоса; 5 – дросель; 6 – поверхневий пароводяний теплообмінник; 7 – бак-акумулятор (для устаткування періодичної дії).

З урахуванням (13)

$$\Delta Ex_{пол} = \frac{be\psi N}{(h_n - h_{хол})} \left[(h_n - h_{отр}) - T_0 (s_n - s_{отр}) \right] \quad (17)$$

Враховуючи, що для електричної енергії $E_{\text{эл}} = N$, ексергетичний ККД таких систем з тепловим насосом

$$\eta_{\text{Ex}} = \frac{be\psi N[(h_n - h_{\text{отр}}) - T_0(s_n - s_{\text{отр}})]}{(h_n - h_{\text{хол}})N} = \frac{be\psi[(h_n - h_{\text{отр}}) - T_0(s_n - s_{\text{отр}})]}{(h_n - h_{\text{хол}})} \quad (18)$$

Для підвищення енергоефективності системи гарячого водопостачання в ЖКС пропонується комбінована холодильно-теплонасосна система індивідуального гарячого водопостачання. В такій системі використовується в якості ВЕР відпрацьована гаряча вода для попереднього нагрівання в поверхневому теплообміннику холодної води, а також тепловий потенціал навколишнього середовища у випарнику побутового холодильника – теплового насоса для нагрівання попередньо нагрітої холодної води до нормативної температури за допомогою конденсатора теплового насоса.

Тобто, для таких систем використовуване падіння ексергії системи дорівнює сумі корисних падінь ексергій по контурам гарячого водопостачання

$$\Delta E_{\text{х пол}} = \Delta E_{\text{х пол}}^{\text{гв}} + \Delta E_{\text{х пол}}^{\text{хк}} \quad (19)$$

Використовуючи (18) і (10), можна записати:

$$\Delta E_{\text{х пол}}^{\text{гв}} = \frac{be\psi N[(h_n - h_{\text{отр}}) - T_0(s_n - s_{\text{отр}})]}{(h_n - h_{\text{хол}})} + \frac{(\psi - 1)N[(h_{\text{пом}} - h_{\text{хк}}) - T_0(s_{\text{пом}} - s_{\text{хк}})]}{h_{\text{пом}} - h_{\text{хк}}} \quad (20)$$

де $h_{\text{пом}}$, $s_{\text{пом}}$ – ентальпія і ентропія повітря в приміщенні; $h_{\text{хк}}$, $s_{\text{хк}}$ – ентальпія і ентропія повітря в холодильній камері.

Ексергетичний ККД такої системи дорівнює:

$$\eta_{\text{Ex}} = \frac{be\psi[(h_n - h_{\text{отр}}) - T_0(s_n - s_{\text{отр}})]}{(h_n - h_{\text{хол}})} \quad (21)$$

В результаті аналізу існуючих технічних рішень встановлено, що відомі системи гарячого водопостачання містять, як правило, трубопроводи подачі водопровідної води, нагрівач води, трубопроводи подачі нагрітої води до обладнання її споживання, обладнання для споживання гарячої та трубопроводи для відведення водопровідної води у загальносплавну каналізацію. Однак, споживання гарячої води має нестабільний характер на протязі доби, причому витрати води по годинах відрізняються у шість і більше разів. Це призводить до нестабільної роботи водопідігрівачів і мереж, які за таких умов повинні розраховуватися на максимальні витрати. Для підвищення стабільності роботи таких систем і зменшення потужності трубопроводів і обладнання на них між нагрівачами і споживачами води встановлюють добові баки-акумулятори [5]. Але тільки застосування добового бака-акумулятора не дозволяє суттєво змінити енергоспоживання при експлуатації таких систем

(енергетичний ККД не перевищує 8–10%, а ексергетичний – 1%).

Подальше підвищення енергоефективності систем гарячого водопостачання може бути досягнуто застосуванням у якості джерела підігріву води конденсатора теплового насосу. В цьому разі система містить трубопроводи подачі водопровідної води, добовий 2-х секційний бак-акумулятор гарячої води, трубопроводи подачі гарячої води до обладнання її споживання, обладнання споживання гарячої води, тепловий насос, конденсатор якого є нагрівачем води, та трубопроводи відведення відпрацьованої води у загальносплавну каналізацію. За допомогою використання теплового насосу спостерігається збільшення термічного ККД до 45,4÷90,5%, ексергетичного – 57,0÷75,0% (взимку) і 4,45÷8,3 (влітку).

Подальше підвищення ефективності може бути досягнуто за допомогою використання в якості теплового насоса побутового холодильника з двоступеневим конденсатором, перша ступінь водяна для нагріву води, друга ступінь – повітряна для коригування нестабільності відведення теплоти водяною ступінню конденсатора. В такій системі гарячого водопостачання досягається підігрів гарячої води практично без додаткових витрат електроенергії, тобто ефективність визначається коефіцієнтом теплового перетворення електроенергії. Величина термічного ККД характеризується опалювально-холодильними коефіцієнтами перетворення енергії, які становлять 5,00÷9,00. А також досягається підвищення ексергетичних ККД – в 1,4 рази, у порівнянні з системою із звичайним тепловим насосом.

Розроблена автономна холодильно-теплонасосна система гарячого водопостачання запатентована в Україні. Вона може знайти широке застосування для приготування гарячої води у житлово-комунальному господарстві, в агропромисловому комплексі, у різних галузях промисловості, в об'єктах індивідуального будівництва.

Висновки

На базі теоретичного обґрунтування перспектив створення високоенергоефективних систем гарячого водопостачання розроблено нову комбіновану автономну холодильно-теплонасосну систему гарячого водопостачання, яка базується на використанні ВЕР скидної води та теплоти конденсатора побутового холодильника.

За допомогою проведеного термодинамічного аналізу показано, що у даній системі досягається величина термічного ККД, що характеризується опалювально-холодильними коефіцієнтами перетворення енергії, які становлять 5,00÷9,00. А також досягається підвищення енергетичного ККД у 3,5÷9 разів, а ексергетичного ККД – в 1,4 рази у порівнянні з системою із звичайним тепловим насосом. ■

Список літератури

1. Малкін Е.С., Приймак О.В., Фуртат І.Е. Термодинамічний аналіз ефективності систем гарячого водопостачання. – К.: Будівельні матеріали та санітарна техніка. – 2004. – вип. 19.
2. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача. – К.: Вища шк., 1990. – 256 с.
3. Техническая термодинамика / Под ред. Крутова В.И. – М.: Высшая школа, 1981. – 440 с.
4. Вукалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. – М. – Л.: Энергия, 1965. – 400 с.
5. Хлудов А.В. Горячее водоснабжение. – М. Госстройиздат. – 1957. – 464 с.