

УДК 697.1

Розрахунки енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального сектора

Е.С. Малкін¹, Н.Є. Журавська²

¹д.т.н., проф., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, nzhur@ua.fm

Наведена методика та приклади енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання. Проведений на основі розробленої методики термодинамічний аналіз підтвердив результати попередніх досліджень і показав, що в запропонованих системах досягається підвищення енергетичного ККД у 3,5...9 разів, ексергетичного ККД для промислових підприємств – у 3...6 разів, а ексергетичного ККД для житлово-комунального сектору – в 4...20 разів. Особливо ефективними є індивідуальні холодильно-теплонасосні системи, які забезпечують збільшення енергетичного ККД у 20...60 разів, ексергетичного – в 6...60.

Ключові слова: енергоефективність систем гарячого водопостачання, ексергетична ефективність систем гарячого водопостачання.

Вступ. Системи гарячого водопостачання є одними з найбільших споживачів енергії. Їхня сумарна теплова потужність становить близько 10 % від загальної потужності систем енергоспоживання України. 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). Таке становище викликане низьким температурним рівнем (37...95 °С) процесів і дуже малою часткою корисно використаної теплової енергії від витраченої на приготування гарячої води.

Останні дослідження та публікації. Споживання гарячої води [1-10] має нестабільний характер протягом доби, причому витрати води по годинах відрізняються в шість і більше разів. Це призводить до нестабільної роботи водопідігрівачів і мереж, які за таких умов повинні розраховуватися на максимальну витрату. Для підвищення стабільності роботи таких систем і зменшення потужності трубопроводів і обладнання на них між нагрівачами і споживачами води встановлюють добові баки-акумулятори.

Одним з головним шляхів підвищення термодинамічної ефективності систем гарячого водопостачання є використання низькотемпературного потенціалу скидної гарячої води. Наведені розрахунки показують, що використання вторинного енергоресурсу (ВЕР) – скидної води, – дозволяє підвищити енергетичний ККД систем до 40...50 %. Теплообмінне обладнання займає важливе місце в системах гарячого водопостачання. Необхідність його удосконалення не викликає сумнівів. Основні вимоги до нових рішень – енергоефективність, зниження

металомісткості й габаритних розмірів теплообмінників, підвищення надійності та комфортності систем гарячого водопостачання.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є оцінка енергетичної та ексергетичної ефективності систем центрального гарячого водопостачання.

Ексергетична ефективність існуючих систем центрального гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального сектора. Ексергія теплоти спалювання палива (газу):

$$Ex_q = a Q_p^e (1 - (T_0 / T_1)), \text{ кДж}, \quad (1)$$

де a - кількість палива, н. м³, у разі газового палива (кг, у разі твердого або рідкого палива); Q_p^e - нижча теплотворна здатність палива, кДж/н. м³ (кДж/кг); T_0 - температура зовнішнього середовища, К; T_1 - температура спалювання палива, К.

Виконаємо аналіз ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання з використанням у ролі палива природного газу з (зимовий період $t_o = -22^\circ\text{C}$) $Q_p^e = 35589,5$ кДж/н.м³, $\rho = 0,664$ г/н.м³, $T_1 = 1073,15$ К.

Беремо $T_0 = 251,15$ К, робочий тиск пари 1,3 МПа, температура насиченої пари $T_1 = 464,15$ К, температура конденсату, що повертається до котла, $T_k = 353,15$ К. Тоді на 1 н. м³ газу маємо $Q = Q_p^e$.

Ексергію теплоти спалювання палива визначаємо за формулою

$$Ex_q = 35589,5 (1 - (251,15 / 1073,15)) = 27260 \text{ кДж}. \quad (2)$$

Далі складаємо енергетичний баланс котла (парогенератора):

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (3)$$

де Q_1 - кількість теплової енергії, що використана для одержання пари, кДж; Q_2 - кількість теплоти, що втрачена за рахунок неповноти згорання газу (приймаємо 0,03 а), кДж; Q_3 - кількість теплоти, що втрачена з викидними газами (приймаємо 0,05), кДж; Q_4 - кількість теплоти, що втрачена через поверхні котла (приймаємо 0,01 а), кДж. Тобто $Q_1 = 0,91 Q_p^e = 0,91 \cdot 35589,5 = 32386$ кДж.

Тоді кількість пари m_n , що отримана в котлі за рахунок спалювання 1 н. м³ газу, становить

$$m_n = 0,91 Q_p^e / (h'' - h_k), \text{ кг}, \quad (4)$$

де h'' та h_k - ентальпії насиченої пари при $p = 1,3$ МПа та конденсату при $T = 353,15\text{К}$, кДж/кг.

$$m_n = 0,91 \cdot 32386 / (2787,5 - 334,9) = 13,2 \text{ кг}.$$

Далі розраховуємо зміни ексергії палива і теплоносія в котлі.
Втрата ексергії палива (ΔEx_q) становить:

$$\begin{aligned} \Pi_q = \Delta Ex_q &= T_0 ((Q/T_1) - (Q/T_2)) = T_0 Q ((1/T_1) - (1/T_2)) = \\ &= 251,15 \cdot 35589,5 ((1/464,15) - (1/1073,15)) = 10928 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (5)$$

Приріст ексергії теплоносія, що нагрівається в котлі:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{mn} &= (H_{вих} - H_{вх}) - T_0(S_{вих} - S_{вх}) = m_n[(h'' - h_\kappa) - T_0(s'' - s_\kappa)] = \\ &= 13,2 [(2787,5 - 334,9) - 251,15 (6,495 - 1,070)] = 14389 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (6)$$

Сумарний приріст ексергії в котлі:

$$\Pi_\kappa = \Delta Ex_{mn} - \Delta Ex_q = 14389 - 10928 = 3461 \text{ кДж.} \quad (7)$$

Наступним ланцюгом у системі централізованого гарячого водопостачання є пароводяний поверхневий теплообмінник, у якому сухою насиченою парою з тиском $p = 1,3$ МПа нагрівається вода теплових мереж з температурою в подавальній магістралі $T_n = 403,15$ К, а у зворотній $T_{зв} = 343,15$ К. Температура конденсату – $353,15$ К. Тобто, ми нехтуємо втратами теплоти трубопроводами паро-конденсатного контура.

Складаємо тепловий баланс пароводяного теплообмінника відносно теплоносія, що гріє, і що нагрівається:

$$Q = m_n (h'' - h_\kappa) = m_{el} (h_{Tn} - h_{Tзв}). \quad (8)$$

Отже,

$$m_{el} = m_n (h'' - h_\kappa) / (h_{Tn} - h_{Tзв}) = 13,2 (2787,5 - 334,9) / (546,3 - 293,2) = 128 \text{ кг.} \quad (9)$$

Втрати ексергії пари (теплоносія, що гріє) у пароводяному підігрівачі:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{mn} &= m_n[(h - h_\kappa) - T_0(s - s_\kappa)] = \\ &= 13,2[(2787,5 - 334,9) - 251,15(6,495 - 1,07)] = 14389 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (10)$$

Приріст ексергії води, що гріється:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{el} &= m_{el}[(h_{Tn} - h_{Tзв}) - T_0(s_{Tn} - s_{Tзв})] = \\ &= 128[(546,3 - 293,2) - 251,15(1,638 - 0,954)] = 10405 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (11)$$

Загальні втрати ексергії в пароводяному теплообміннику:

$$П_{n-e} = \Delta Ex_{mt} - \Delta Ex_{e1} = 14389 - 10405 = 3984 \text{ кДж.} \quad (12)$$

Теплова потужність пароводяного підігрівача дорівнює кількості теплової енергії, що використана для одержання пари – 32386 кДж.

Далі рахуємо втрати ексергії на водоводяному теплообміннику для нагріву водопровідної води від 10 °С (283,15 К) до нормативних 60 °С (333,15 К), під час змішування гарячої води (60 °С) з холодною водопровідною водою (10 °С) перед споживанням з метою одержання температури споживчої води 37 °С ($T_{cn} = 310,15 \text{ К}$), у процесі охолодження води до 32 °С ($T_{скид} = 305,15 \text{ К}$) в процесі споживання і, нарешті, з відпрацьованою водою.

Вказані розрахунки проводимо для двох варіантів:

1) паралельного (до системи опалення) приєднання системи гарячого водопостачання до теплових мереж;

2) змішаного двоступеневого приєднання.

Втрати ексергії на водоводяному теплообміннику для нагріву водопровідної води від 10 °С (283,15 К) до 60 °С (333,15 К). Теплова потужність водоводяного підігрівача за умови відсутності втрат теплової енергії пароводяним і водоводяним теплообмінниками та трубопроводами:

$$Q_{в-в} = Q_{n-в} = Q_1 = 32386 \text{ кДж.} \quad (13)$$

Кількість гарячої води $m_{e,1} = 128 \text{ кг}$; температура води, що гріє, $T'_{ex} = 403,15 \text{ К}$ (130 °С), $T'_{вих} = 343,15 \text{ К}$ (70 °С), температура води, що нагрівається $T''_{ex} = 283,15 \text{ К}$ (10 °С), $T''_{вих} = 333,15 \text{ К}$ (60 °С).

Після складання теплового балансу теплообмінника знаходимо кількість води, що нагрівається:

$$m_{e,2} = m_{e,1} (h_{Tn} - h_{T_{36}}) / (h_{T'_{вих}} - h_{T'_{ex}}) = 128 (546,3 - 293,2) / (251,3 - 42,3) = 155 \text{ кг.} \quad (14)$$

Втрати ексергії води, що гріє, відповідає формулі (11) і дорівнює $\Delta Ex_{e1} = 10405 \text{ кДж}$.

Приріст ексергії води, що нагрівається:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{e2} &= m_{e,2} [(h_{T'_{вих}} - h_{T'_{ex}}) - T_o (s_{T'_{вих}} - s_{T'_{ex}})] = \\ &= 155 [(251,3 - 42,3) - 251,15 (0,8303 - 0,1511)] = 5953 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (15)$$

Загальні втрати ексергії у водоводяному теплообміннику:

$$П_{n-в} = \Delta Ex_{e1} - \Delta Ex_{e2} = 10405 - 5953 = 4452 \text{ кДж.} \quad (16)$$

Далі знаходимо втрати ексергії при змішуванні з гарячої води з нормативною температурою 60 °C (333,15 K) з водопровідною водою з температурою 10 °C (283,15 K) безпосередньо перед споживанням. Середня нормативна температура води після змішування перед споживанням становить 37 °C (310,15 K).

Складаємо тепловий баланс процесу змішування при невідомій частці водопровідної води x та гарячої води $(1 - x)$:

$$h_{T''_{вих}}(1 - x) + h_{T''_{вх}}x = h_{T_{сн}}. \quad (17)$$

З рівняння (17)

$$x = (h_{T''_{вих}} - h_{T_{сн}}) / (h_{T''_{вих}} - h_{T''_{вх}}) = (251,3 - 155,1) / (251,3 - 42,3) = 0,46. \quad (18)$$

Кількість змішаної води становить

$$m_{63} = m_{62} / (1 - x) = 155 / (1 - 0,46) = 287 \text{ кг}. \quad (19)$$

Кількість водопровідної води: $m_{64} = m_{63} - m_{62} = 287 - 155 = 132 \text{ кг}$.

Втрата ексергії при споживанні гарячої води (корисна). Середнє падіння температури при споживанні гарячої води становить 5 K (від 2 K до 8 K), тобто вода охолоджується від 37 °C (310,15 K) до 32 °C (305,15 K), а тиск води падає до 1 атм. Тоді втрата ексергії при споживанні:

$$\begin{aligned} \Pi_{сн} &= \Delta Ex_{сн} = m_{63}[(h_{T_{сн}} - h_{T_{скид}}) - T_o(s_{T_{сн}} - s_{T_{скид}})] = \\ &= 287 [(155,1 - 134,1) - 251,15 (0,531 - 0,413)] = 1126 \text{ кДж}. \end{aligned} \quad (20)$$

Втрата ексергії зі скидною водою ($T_{скид} = 305,15 \text{ K}$):

$$\begin{aligned} \Pi_{скид} &= \Delta Ex_{скид} = m_{63}[(h_{T_{скид}} - h_{T''_{вх}}) - T_o(s_{T_{скид}} - s_{T''_{вх}})] = \\ &= 287 [(134,1 - 42,3) - 251,15 (0,413 - 0,1511)] = 3864 \text{ кДж}. \end{aligned} \quad (21)$$

Коефіцієнт ексергетичної ефективності системи:

$$\eta_{ex} = \Delta Ex_{сн} / \Delta Ex_q = 1126 / 27260 = 0,0413 \text{ або } 4,13 \%. \quad (22)$$

Для літнього періоду ($T_o = 293,15 \text{ K}$) аналогічно за формулами (1-22) $\eta_{ex} = 1,27 \%$.

Сума втрат ексергії за схемою гарячого водопостачання становить:

$$\Sigma \Pi = \Pi_k + \Pi_{n-6} + \Pi_{6-6} + \Pi_{зм} + \Pi_{сн} + \Pi_{ек} = 10930 \text{ кДж}.$$

Втрата ексергії палива становить $\Pi_q = 10928$ кДж. Таким чином, сума втрат ексергії за схемою гарячого водопостачання збігається з втратами ексергії палива.

Приймаємо середню температуру гарячої води в місцях споживання після змішування $t_{г.с.} = 37$ °С; середню температуру води після споживання $t_в = 32$ °С; середню температуру водопровідної води $t_{в,сеп} = 10$ °С; середній коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води (тепловитрати трубопроводів до змішування) $a = 0,85$. Термічний ККД циклу

$$\eta_t = a (h_{г.с.} - h_{тв}) / (h_{г.с.} - h_{тв,сеп}) = 0,85 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 41,87) = 0,157 \text{ або } 15,7 \%. \quad (23)$$

Технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств.
Відповідно до [2]

$$\eta_t = a (h_{Тг.м.} - h_{Тскид}) / (h_{Тг.м.} - h_{Тв}), \quad (24)$$

де $h_{Тг.м.}$, $h_{Тскид}$, $h_{Тв}$ – ентальпії технологічної, відпрацьованої та водопровідної води. Коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води приймається $a = 0,5 \dots 0,8$.

Визначимо η_t на прикладі фабрики вторинного тютюну, де $t_{г.м.} = 65$ °С; $t_{скид} = 55$ °С; $t_в = 10$ °С; $a = 0,5$. Тоді за формулою (24)

$$\eta_t = 0,5 (272,16 - 230,29) / (272,16 - 41,87) = 0,091 \text{ або } 9,1 \%.$$

Житлово-комунальний сектор та не технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств в умовах використання вторинних енергоресурсів гарячої води в поверхневому теплообміннику для попереднього нагріву водопровідної води. Приймаємо середню температуру гарячої води в місцях споживання після змішування $t_{г.с.} = 37$ °С; середню температуру води після теплообмінника її попереднього нагріву $t_{ск} = 32$ °С; середню температуру водопровідної води після теплообмінника її попереднього нагріву $t'_{ск} = 27$ °С; середню температуру водопровідної води $t_в = 10$ °С; середній коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води $a = 0,9$ (при $t_г = 42$ °С).

Складаємо термодинамічний баланс процесу змішування гарячої та водопровідної води перед споживанням:

$$h_{г.с.} (1 - x) + h_{тв} x = h_{г.с.} \quad (25)$$

З рівняння (25)

$$x = (h_{t2} - h_{t2.c}) / (h_{t2} - h_{t6}) = (251,3 - 153,9) / (251,3 - 41,87) = 0,465. \quad (26)$$

Розглянемо 2 варіанти. I: $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; II: $t_2 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для першого варіанта:

$$x = (251,3 - 153,9) / (251,3 - 41,87) = 0,465.$$

Для другого варіанта:

$$x = (176,0 - 153,9) / (176,0 - 41,87) = 0,165.$$

Наступним кроком складемо термодинамічний баланс для теплообмінника попереднього нагріву. Для першого варіанта:

$$133,98 - h'_{t'_{вих}} = 0,535 (113,36 - 41,87),$$

звідки $h'_{t'_{вих}} = 95,73 \text{ кДж/кг}$; $t'_{вих} = 22,69 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для другого варіанта:

$$133,98 - h'_{t'_{вих}} = 0,844 (113,36 - 41,87),$$

звідки $h'_{t'_{вих}} = 73,64 \text{ кДж/кг}$; $t'_{вих} = 17,50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для першого варіанта

$$\begin{aligned} \eta_t &= a (h_{t2.c} - h_{tск}) / (h_{t2.c} - h'_{t'_{ск}}) = \\ &= 0,85 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 113,36) = 0,428 \text{ або } 42,8 \%; \end{aligned}$$

для другого варіанта:

$$\begin{aligned} \eta_t &= a (h_{t2.c} - h_{tск}) / (h_{t2.c} - h'_{t'_{ск}}) = \\ &= 0,9 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 113,36) = 0,453 \text{ або } 45,3 \%. \end{aligned}$$

Технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств з використанням вторинних енергоресурсів скидної гарячої води у поверхнево-му теплообміннику для попереднього нагріву водопровідної води. Приймаємо $t_{2.т.} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{ск} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_6 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $t'_{вих} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; $a = 0,5$; маса скидної води становить $X = 0,8$ від маси води, що гріється.

Термодинамічний баланс теплообмінника попереднього нагріву:

$$h_{t''_{вих}} - h_{t_6} = X (h_{t_{ск}} - h_{t'_{вих}}),$$

звідки

$$h_{t''_{вих}} = h_{t_6} + X (h_{t_{ск}} - h_{t'_{вих}}) = 41,87 + 0,8 (230,2 - 63,2) = 175,48 \text{ кДж/кг}, t''_{вих} = 41,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді

$$\eta_t = a (h_{t_{2.m.}} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_{2.m.}} - h_{t''_{вих}}) = \\ = 0,5 (272,16 - 230,9) / (272,16 - 175,48) = 0,2165 \text{ або } 21,65 \text{ } \%$$

Житлово-комунальний сектор та не технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств з використанням вторинних енергоресурсів скидної гарячої води з застосуванням теплового насоса. Приймаємо $t_{2.c.} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{ск} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t'_{ск} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_6 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $a = 0,85$; коефіцієнт перетворення теплового насоса $\Psi = 3 \dots 5$. Тоді

$$\eta_t = a \Psi (h_{t_{2.c.}} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_{2.c.}} - h_{t_6}).$$

При $\Psi = 3$ $\eta_t = 0,85 \cdot 3 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 41,87) = 0,472$ або $47,2 \text{ } \%$.

При $\Psi = 5$ $\eta_t = 0,85 \cdot 5 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 41,87) = 0,787$ або $78,7 \text{ } \%$.

Технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств з використанням вторинних енергоресурсів скидної гарячої води з застосуванням теплового насоса. Приймаємо $t_{2.m.} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{ск} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_6 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $a = 0,5$; $\Psi = 3 \dots 5$; $X = 0,8$. Тоді

$$\eta_t = a \Psi (h_{t_{2.m.}} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_{2.m.}} - h_{t_6}).$$

При $\Psi = 3$ $\eta_t = 0,5 \cdot 3 (272,16 - 230,29) / (272,16 - 41,87) = 0,2725$ або $27,25 \text{ } \%$.

При $\Psi = 5$ $\eta_t = 0,5 \cdot 5 (272,16 - 230,29) / (272,16 - 41,87) = 0,454$ або $45,4 \text{ } \%$.

Аналогічним чином проведені розрахунки ексергетичних ККД існуючих і запропонованих систем гарячого водопостачання. Результати розрахунків зведено в табл.

Висновки. Наведена методика дозволяє інженерам розраховувати енергетичні та ексергетичні показники різних систем гарячого водопостачання, необхідні для практичного застосування.

Таблиця

Енергетичні і ексергетичні ККД різних систем гарячого водопостачання

№	Призначення системи	Технічні особливості	Термічний ККД, %	Ексергетичний ККД, %	
				зима	літо
1	Системи централізованого гарячого водопостачання житлово-комунального сектора і промислових підприємств за відсутності на них системи паропостачання	Існуючі без використання ВЕР відпрацьованої води	15,7	4,13	1,27
		З використанням ВЕР відпрацьованої води	45,3-60,7	16,36-25,6	5,19-7,2
		З використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насосу	$\Psi = 3$		
			47,2-63,1	34,2-45,0	5,5-7,4
			$\Psi = 5$		
			78,7-90,05	55,0-83,6	5,6-7,8
2	Системи централізованого гарячого водопостачання промислових підприємств за наявності на них систем паропостачання	Існуючі без використання ВЕР відпрацьованої води	9,1	2,71	0,8
		З використанням ВЕР відпрацьованої води	21,65-39,8	9,05-21,4	3,2-5,2
		З використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насосу	$\Psi = 3$		
			27,25-45,6	24,0-33,0	3,5-5,3
			$\Psi = 5$		
			45,4-61,5	40,1-55,08	4,8-6,15
3	Системи децентралізованого гарячого водопостачання	Існуючі без використання ВЕР відпрацьованої води	9,1-15,7	2,71-4,13	0,8-1,7
		З використанням ВЕР відпрацьованої води	21,65-60,7	9,05-25,6	3,2-7,2
		З використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насосу	$\Psi = 3$		
			27,25-63,1	34,2-45,0	3,5-7,2
			$\Psi = 5$		
			45,4-90,5	57,0-75,0	4,45-8,3
4	Автономна холодильно-теплонасосна система гарячого водопостачання	З використанням холодильно-теплонасосного агрегату	$\Psi = 3$		
			500*	45,0-58,0	6,2-13,5
			$\Psi = 5$		
			900*	68,0-90,0	6,8-14,7

* Значення сумарних (опалувально-холодильних) коефіцієнтів перетворення енергії

Література

1. Пальгунов П.П. Санитарно-технические устройства и газоснабжение зданий / П.П. Пальгунов, В.Н. Исаев. - М.: Высшая школа, 1982. - 148 с.
2. Внутренние санитарно-технические устройства. – В 2-х ч. – Ч. 1 / Под ред. И.Г. Старовойта. - М.: Стройиздат, 1990. - 247 с.
3. Пешехонов Н.И. Проектирование теплоснабжения: учеб. / Н.И. Пешехонов. - Киев, Вища школа, 1982. - 328 с.
4. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: учеб. / К.В. Тихомиров, Э.С. Сергеев. — М.: Стройиздат, 1990. — 480 с.
5. СНиП 2.04.02-84. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения, (действ. с 01.01.1985 г.). - М.: Стройиздат, 1986. - 136 с.
6. ДБН В. 2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. - чинні від 01.03.2013 р.)-К.: МінрегіонУкраїни, 2013. - 105 с.
7. ДБН В.2.5-39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. – Чинні від 07.01.2009 р. - К.: МінрегіонбудУ країни, 2009. — 56 с.
8. ДБН В.2.2-15-2005. Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. – чинні від 01.01.2006 р. - К.: ДержбудУкраїни, 2005. - 43 с.
9. ДБН В.2.5-22-2002. Зовнішні мережі гарячого водопостачання та водяного опалення з використанням труб зі структурованого поліетилену з тепловою ізоляцією зі спіненого поліетилену і захисною гофрованою поліетиленовою оболонкою. - Чинні від 01.07.2002 р. - К.: Держбуд України, 2002. - 40 с.
10. Малкін Е.С. Термодинамічний аналіз ефективності систем гарячого водопостачання: / Е.С. Малкін, О.В. Приймак, І.Е. Фуртат. // Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. - 2004. - вип. 19. – С. 57-62
11. Богословский В.Н. Отопление и вентиляция: учеб, для вузов. - 2-е изд. / В.Н. Богословский, В.П. Щеглов, Н.Н. Разумов, - М.: Стройиздат, 1980. - 295 с.

References

1. Palgunov P. P. *Sanitarно-tekhnicheskiye ustroistva i gazosnabzhenie zdaniy*. Vysshaya shkola, 1982.
2. *Vnutrenniye sanitarno-tekhnicheskiye ustroistva*. Vol. 1, Stroiizdat, 1990.
3. Peshekhonov N. I. *Proektirovaniye teplosnabzheniya: uchebnik*. Vyshcha shkola, 1982.
4. Tikhomirov K. V., Sergeenko E. S. *Teplotekhnika, teplogazosnabzheniye i ventiliatsiya: uchebnik*. Stroiizdat, 1990.
5. *Vodosnabzheniye. Naruzhnye seti i sooruzheniya*. SNiP 2.04.02-84. Stroiizdat, 1986.
6. *Vnutrishnii vodoprovod ta kanalizatsiya*. DBN V.2.5-64:2012, Minrehion Ukrainy, 2013.
7. *Inzhenerne obladnannia budynkiv i sporud. Zovnishni merezhi ta sporudy*. DBN V.2.5-39:2008, Minrehionbud Ukrainy, 2009.
8. *Budynky i sporudy. Zhytlovi budynky. Osnovni polozhennia*. DBN V.2.2-15-2005, Derzhbud Ukrainy, 2005.
9. *Naruzhnye seti goriachego vodosnabzheniya i vodianogo otopleniya s ispolzovaniem trub is strukturirovannogo polietilena i zashchitnoi gofrirovannoi polietilenovoi obolochkoi*. DBN V.2.5-22-2002, Derzhbud Ukrainy, 2002.
10. Malkin E. S., Pryimak O. V., Furtat I. E. “Termodynamichniy analiz efektyvnosti system haryachoho vodopostachannia.” *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*, Iss. 19, 2004, P. 57-62
11. Bogoslovskii V. N., Shcheglov V. P., Razumov N. N. *Otoplenie i ventiliatsiya: uchebnik dlia VUZov*. Stroiizdat, 1980

УДК 697.1

Расчёты энергетической и эксергетической эффективности систем горячего водоснабжения

Э.С. Малкин¹, Н.Е. Журавская²

¹д.т.н., проф., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доц., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, nzhur@ua.fm

Приведена методика и примеры расчётов энергетической и эксергетической эффективности систем горячего водоснабжения. Проведённый на основе разработанной методики термодинамический анализ подтвердил результаты предыдущих исследований и показал, что в предложенных системах достигается повышение энергетического КПД в 3,5...9 раз, эксергетического КПД для промышленных предприятий – в 3...6 раз, а эксергетического КПД для жилищно-коммунального сектора – в 4...20 раз. Особенно эффективными являются индивидуальные холодильно-теплонасосные системы, которые обеспечивают увеличение энергетического КПД в 20...60 раз, эксергетического – в 6...60.

Ключевые слова: энергоэффективность систем горячего водоснабжения, эксергетическая эффективность систем горячего водоснабжения.

UDC 697.1

Calculations of Energetic and Exergetic Efficiency of Hot Water Systems

E. Malkin¹, N. Zhuravska²

¹Sc.D, professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, saodhar@gmail.com

²PhD, associate professor, National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, nzhur@ua.fm

The paper shows the methodology and examples of calculations of energetic and exergetic efficiency of hot water systems. Conducted on the basis of the developed method of thermodynamic analysis the results of previous studies are confirmed and it is shown that the proposed system is achieved by increasing the energy efficiency of 3.5 ... 9 times, energetic efficiency for industrial enterprises - in 3 ... 6 times, and the energetic efficiency for housing sector - 4 ... 20 times. Especially effective are individual refrigeration and heat pump systems that provide an increase in energy efficiency of 20 ... 60 times, exergy efficiency - 6 ... 60.

Keywords: energy efficiency of hot water systems, exergy efficiency of hot water systems.

Надійшла до редакції 7 грудня 2016 р.