

Алексахін О.О.¹, к.техн.н., доцент, Круглякова О.В.², к.техн.н., доцент,
Бобловський О.В.³, асистент

ОЦІНКИ ЗМІНИ ПЛОЩІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ТЕПЛОВИХ ПУНКТІВ ПРИ ЗМІНІ ГРАФІКА ТЕМПЕРАТУР РОЗПОДІЛЬНОЇ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

¹Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна

²Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

³Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

Ключові слова: централізоване тепlopостачання, реформування систем теплопостачання, приєднання системи опалення до теплових мереж, індивідуальний тепловий пункт, пластинчастий теплообмінний апарат, тепловий розрахунок теплообмінника.

Необхідність зменшення втрат теплової енергії в розподільних теплових мережах обумовила появу і розвиток ідеї переходу від традиційної чотиритрубною схеми забезпечення теплотою будівель мікрорайону до двотрубною. Оцінки можливого зменшення теплових втрат теплопроводами у результаті такого реформування централізованого тепlopостачання мікрорайонної забудови проведено у роботах [1, 2]. Умовою реалізації двотрубною схеми є реконструкція індивідуальних теплових пунктів (ІТП) будівель з встановленням на них теплообмінних апаратів для систем опалення і циркуляційних насосів гарячого водопостачання, контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматики [3]. Часто при реконструкції переходять з залежної схеми приєднання системи опалення будівлі на незалежну, замінюючи водострумні елеватори на теплообмінні апарати. При переході до двотрубною схеми тепlopостачання житлової групи виникає необхідність транспортування трубопроводами теплової мережі збільшених витрат теплоносія з урахуванням теплового навантаження і опалення, і гарячого водопостачання будівель. Забезпечити проходження збільшених витрат мережної води можливо або реконструкцією мережі з метою збільшення діаметрів теплопроводів, або з використанням існуючої мережі без її реконструкції. Недоліком другого варіанта є збільшення втрат тиску і витрат на прокачування мережної води.

Підвищення термічного опору огорожувальних конструкцій будівель, завдяки чому зменшуються опалювальне навантаження і витрати мережної води для систем опалення, може забезпечити подачу необхідної кількості води для тепlopостачання утеплених будівель без заміни існуючої мережі розподільних теплопроводів. Тому обов'язковою умовою переведення існуючих чотиритрубних систем розподільних мереж на двотрубні необхідно розглядати попереднє утеплення будівель. Сучасні технології і номенклатура теплоізоляційних матеріалів дозволяють забезпечити діючі вимоги до рівня теплозахисту будівельних конструкцій і зменшити теплові втрати приміщеннями на 25–35 % [4, 5]. Подачу зменшених витрат теплоти на опалення приміщень утеплених будівель доцільно забезпечувати зниженням температури мережної води на вході до системи опалення. При утепленні окремих споруд житлової забудови це мож-

ливо виконати корегуванням теплової продуктивності опалюваних теплообмінних апаратів, встановлених на індивідуальних теплових пунктах цих споруд. При утепленні всіх будівель житлової групи доцільним є перехід на новий, знижений температурний графік відпуску теплоти до мікрорайонної теплової мережі. При цьому слід очікувати зменшення втрат теплоти у розподільних теплових мережах і зміну сумарної поверхні теплопередачі встановлених на ІТП теплообмінних апаратів.

Метою дослідження є отримання розрахункових залежностей для оцінки впливу зміни температурного графіка регулювання відпуску теплоти до розподільних теплових мереж на площу поверхні теплопередачі теплообмінних апаратів індивідуальних теплових пунктів.

Площу поверхні теплопередачі при тепловому розрахунку теплообмінного апарату визначають з рівняння теплопередачі залежно від величини розрахункового теплового навантаження апарату Q_a , коефіцієнта теплопередачі k_p , середньої логарифмічної різниці температур речовин у теплообміннику $\Delta \bar{t}_a$ [6]

$$F = Q_a / (k_p \Delta \bar{t}_a). \quad (1)$$

Температуру води у подавальному трубопроводі теплових мереж τ_{c1} й у зворотному трубопроводі τ_{c2} , необхідну для роботи опалювального теплообмінного апарату, можна визначити як перевищення температури води на вході і виході системи опалення на відповідні значення $\Delta \tau_1$ та $+\Delta \tau_2$ за формулами

$$\tau_{c1} = \tau_{3H} + \Delta \tau_1, \quad (2)$$

$$\tau_{c2} = \tau_{2H} + \Delta \tau_2. \quad (3)$$

Для визначення температури мережної води на вході й виході системи опалення утепленої будівлі використано запропоновані у роботі [7] рівняння

$$\tau_{3H} = [0,5(\tau_3 + \tau_2)] \mu^{0,8} + (\tau_3 - \tau_2) \mu + t_{вн}, \quad (4)$$

$$\tau_{2H} = \tau_{3H} - (\tau_3 - \tau_2) \mu, \quad (5)$$

де $t_{вн}$ – температура внутрішнього повітря у приміщеннях; τ_3 , τ_2 – температури мережної води на вході й виході системи опалення неутепленої будівлі.

Коефіцієнт μ враховує зменшення витрат теплоти на опалення внаслідок утеплення будівлі

$$\mu = Q_{o.n.} / Q_{o.p.}, \quad (6)$$

де $Q_{o.p.}$ – витрати теплоти на опалення будівлі до її утеплення при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря у конкретній місцевості [8]; $Q_{o.n.}$ – те ж саме після утеплення будівлі.

Вибір величини розрахункових різниць температур мережної води (перевищення температури води у мікрорайонній мережі над температурою теплоносія у системі опалення будівлі) Δt_1 і Δt_2 суттєво впливає на техніко-економічні показники роботи системи тепlopостачання. Збільшення вказаної величини, з одного боку, обумовлює зменшення капітальних вкладень у реконструкцію системи внаслідок зменшення потрібної площі поверхні опалювального теплообмінника, з другого боку – зростання експлуатаційних витрат через збільшення втрат теплоти трубопроводами розподільної теплової мережі. Особливість температурного графіка відпуску теплоти споживачам при наявності двотрубних розподільних мереж полягає у необхідності подачі мережної води до об'єктів не тільки впродовж опалювального періоду, але також і в літній період року для забезпечення навантажень гарячого водopостачання. Для нагріву води для господарсько-побутових потреб до $55\text{ }^\circ\text{C}$ [9] температура мережної води не повинна бути менше $60\text{ }^\circ\text{C}$. Тому графік зміни температури мережної води залежно від температури зовнішнього повітря при регулюванні за сумісним навантаженням буде мати точку зламу при переході з літнього періоду до опалювального. Варіювання значень різниці температур Δt_1 обумовлює зміщення точки зламу температурного графіка і зміну середньорічної температури мережної води у подавальному трубопроводі розподільної теплової мережі.

Теплову продуктивність теплообмінного апарату для відмінних від розрахункового режимів визначають з рівняння [10]

$$Q_{\text{о.п.}} = \varepsilon W_{\text{м}} \Delta t_{\text{max}}, \quad (7)$$

де ε – відносна питома безрозмірна теплова продуктивність теплообмінного апарату; $W_{\text{м}}$ – менший з теплових еквівалентів витрат теплоносіїв у теплообміннику; Δt_{max} – максимальна різниця температур середовищ у теплообмінному апараті.

Відносну питому теплову продуктивність протиточного рекуперативного теплообмінника можна визначити зі співвідношення [10]

$$\varepsilon = \left(0,35 \frac{W_{\text{м}}}{W_{\text{б}}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_{\text{м}}}{W_{\text{б}}}} \right)^{-1}, \quad (8)$$

де $W_{\text{б}}$ – більший з теплових еквівалентів витрат теплоносіїв у теплообміннику

Параметр теплообмінного апарату Φ визначають залежно від коефіцієнта теплопередачі у розрахунковому режимі k_p , площі поверхні теплообміну апарата F і розрахункових значень еквівалентів менших ($W_{\text{мр}}$) і більших ($W_{\text{бр}}$) витрат теплоносіїв в апараті

$$\Phi = (k_p \cdot F) / \sqrt{W_{\text{мр}} W_{\text{бр}}}. \quad (9)$$

Результат розв'язання рівнянь (7)–(9) доцільно подати у вигляді окремих рівнянь при $W_{\text{м}} = W_{\text{о.п.}}$ ($W_{\text{о.п.}}$ – тепловий еквівалент витрат теплоносія через внутрішню систему опалення утепленої будівлі) і при $W_{\text{м}} = W_{\text{сн}}$ ($W_{\text{сн}}$ – еквівалент витрат нагрівного теплоносія з теплових мереж). Формули для визначення площі поверхні теплопередачі теп-

лообмінника наведені у табл. 1. Техніко-економічні оцінки варіантів підігрівної установки зручно проводити, порівнюючи її показники з характеристиками деякого базового варіанта. Як такий варіант прийнято пластинчастий теплообмінний апарат, розрахований для умов $\Delta\tau_1 = \Delta\tau_2 = \Delta\tau_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Формули для обчислення зміни площі поверхні теплопередачі підігрівника при незалежному приєднанні систем опалення для довільних значень різниць температур подано в табл. 1.

Таблиця 1 – Формули для оцінок зміни площі поверхні теплопередачі теплообмінного апарату

Умови застосування	Формула	Номер формули
$W_M = W_{op}$	$F = \mu \theta_p / k (0,65\Delta\tau_1 + 0,35\Delta\tau_2)$	10
	$F/F_0 = (k_0/k) \Delta\tau_0 / (0,65\Delta\tau_1 + 0,35\Delta\tau_2)$	11
$W_M = W_{ch}$	$F = \mu \theta_p / k [(\Delta\tau_1 + (\Delta\tau_1 - \Delta\tau_2)(0,35 + \Delta\tau_1/\mu \theta_p))]$	12
	$F/F_0 = (k_0/k) \Delta\tau_0 / [(\Delta\tau_1 + (\Delta\tau_1 - \Delta\tau_2)(0,35 + \Delta\tau_1/\mu \theta_p))]$	13

У формулах (11), (13) F_0 і k_0 – площа поверхні й коефіцієнт теплопередачі для базового апарату відповідно.

Коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику обчислюють за значеннями коефіцієнтів тепловіддачі з боку нагрівного (α_r) і холодного (α_x) середовищ. З урахуванням впливу термічного опору можливих відкладень на стінках пластин апарату r формула для коефіцієнта теплопередачі має вигляд.

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_r} + r + \frac{1}{\alpha_x} \right)^{-1} \quad (14)$$

Коефіцієнти тепловіддачі для теплообмінних апаратів визначають з критеріальних рівнянь [10–12]

$$Nu = A Re^n Pr^m (Pr / Pr_{ст})^{0,24}, \quad (15)$$

де $Nu = \alpha D_e / \lambda$ – критерій Нуссельта; α – коефіцієнт тепловіддачі; D_e – еквівалентний діаметр каналу для руху середовищ; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища; A , n , m – експериментально визначені значення множника і показника ступеню; Re – критерій Рейнольдса; Pr – критерій Прандтля для середовища при його середній температурі у каналі теплообмінника; $Pr_{ст}$ – критерій Прандтля для середовища при температурі стінки каналу.

Після перетворень формула для коефіцієнту теплопередачі приймає вигляд

$$k = \frac{K_T \omega_x^{0,73} (\lambda_x^{0,6} \nu_x^{0,33} C_x^{0,4} \rho_x^{0,4})}{1 + \left(\frac{\lambda_x}{\lambda_r} \right)^{0,6} \left(\frac{\nu_x}{\nu_r} \right)^{0,33} \left(\frac{C_x}{C_r} \right)^{0,4} \left(\frac{\rho_x}{\rho_r} \right)^{0,4} \left(\frac{w_x}{w_r} \right)^{0,73}}, \quad (16)$$

де $K_T = A D_e^{-0,27}$ – коефіцієнт, що залежить від конструктивних особливостей теплообмінника; v_x, v_T – коефіцієнт кінематичної в'язкості «холодного» і нагрівного середовищ відповідно; C_x, C_T – питома теплоємність середовищ; ρ_x, ρ_T – густина середовищ; λ_x, λ_T – коефіцієнт теплопровідності середовищ; ω_x, ω_T – швидкість руху середовищ у каналах теплообмінного апарату.

Оптимальне значення швидкості води в каналах пластинчастих теплообмінників, що використовують у системах тепlopостачання, становить орієнтовно 0,2–0,4 м/с [11]. Забезпечується необхідна швидкість для кожного з середовищ відповідним вибором при розрахунку апарату кількості пакетів і каналів у кожному пакеті. Якщо при проектуванні теплообмінника забезпечено умову оптимальності швидкостей середовищ у каналах, відмінність значень коефіцієнтів теплопередачі при порівнянні двох варіантів виконання апарату, що відрізняються тільки температурними режимами, обумовлена відношенням теплофізичних властивостей середовищ. Для робочого діапазону температур води у теплообміннику, який здійснює приєднання системи опалення утепленої будівлі до теплових мереж, вказана відмінність незначна. При значеннях коефіцієнта ефективності утеплення будівлі $\mu = 0,6$ і виконанні умови забезпечення оптимальних швидкостей води у каналах «базового» варіанта і варіанта, що аналізується, відмінність коефіцієнтів теплопередачі для варіантів становить приблизно 1 %, що менше похибки критеріальних рівнянь для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі. У подальшому аналізі прийнято, що відношення коефіцієнтів теплопередачі у рівняннях (11), (13) $k_0/k = 1$.

Результати обчислень площі поверхні теплопередачі опалювального теплообмінника за наведеними у табл. 1 формулами подано на рис. 1.

Графічні залежності на рис. 1,а ілюструють зміну площі теплопередачі при співвідношенні витрат середовищ через теплообмінник $W_M = W_{o.p.}$, графіки на рис. 1,б – при $W_M = W_{ch}$. Другий випадок вбачається більш вірогідним для умов роботи опалювального теплообмінного апарату. У табл. 2 подано значення різниць температур $\Delta\tau_1$ та $\Delta\tau_2$, при яких слід очікувати зменшення площі поверхні теплообмінника.

Таблиця 2 – Діапазони розрахункових різниць температур $\Delta\tau_1, \Delta\tau_2$, при яких можливе зменшення площі поверхні теплообмінника

$\Delta\tau_2, ^\circ\text{C}$	$\Delta\tau_1$ при співвідношенні витрат речовин через апарат	
	$W_M = W_{ch}$	$W_M = W_{o.p.}$
$5 \leq \Delta\tau_2 \leq 10 ^\circ\text{C}$	$> 5 ^\circ\text{C}$	
$10 < \Delta\tau_2 \leq 15 ^\circ\text{C}$	$\geq 10 ^\circ\text{C}$	$> 7 ^\circ\text{C}$
$15 < \Delta\tau_2 \leq 20 ^\circ\text{C}$	$> 12 ^\circ\text{C}$	$> 10 ^\circ\text{C}$

Отримані дані свідчать, що, незалежно від співвідношення витрат середовищ через теплообмінник, зменшення площі поверхні теплопередачі слід очікувати при розрахункових різницях температур $5 \leq \Delta\tau_2 \leq 10 ^\circ\text{C}$, $\Delta\tau_1 > 5 ^\circ\text{C}$. У діапазоні значень $10 < \Delta\tau_2 \leq 15 ^\circ\text{C}$ зменшення поверхні можливе при $\Delta\tau_1 > 10 ^\circ\text{C}$ для $W_M = W_{ch}$ і при $\Delta\tau_1 > 7 ^\circ\text{C}$ для $W_M = W_{o.p.}$ У випадку, якщо прийнято діапазон $15 < \Delta\tau_2 \leq 20 ^\circ\text{C}$, менше значення площі теплопередачі слід очікувати при $\Delta\tau_1 > 12 ^\circ\text{C}$ для $W_M = W_{ch}$ і при

$\Delta\tau_1 > 10\text{ }^\circ\text{C}$ для $W_M = W_{o.p.}$. Рекомендації можуть бути використані при формуванні оптимального температурного графіка якісного регулювання централізованого теплопостачання будівель мікрорайону після завершення робіт з їх утеплення.

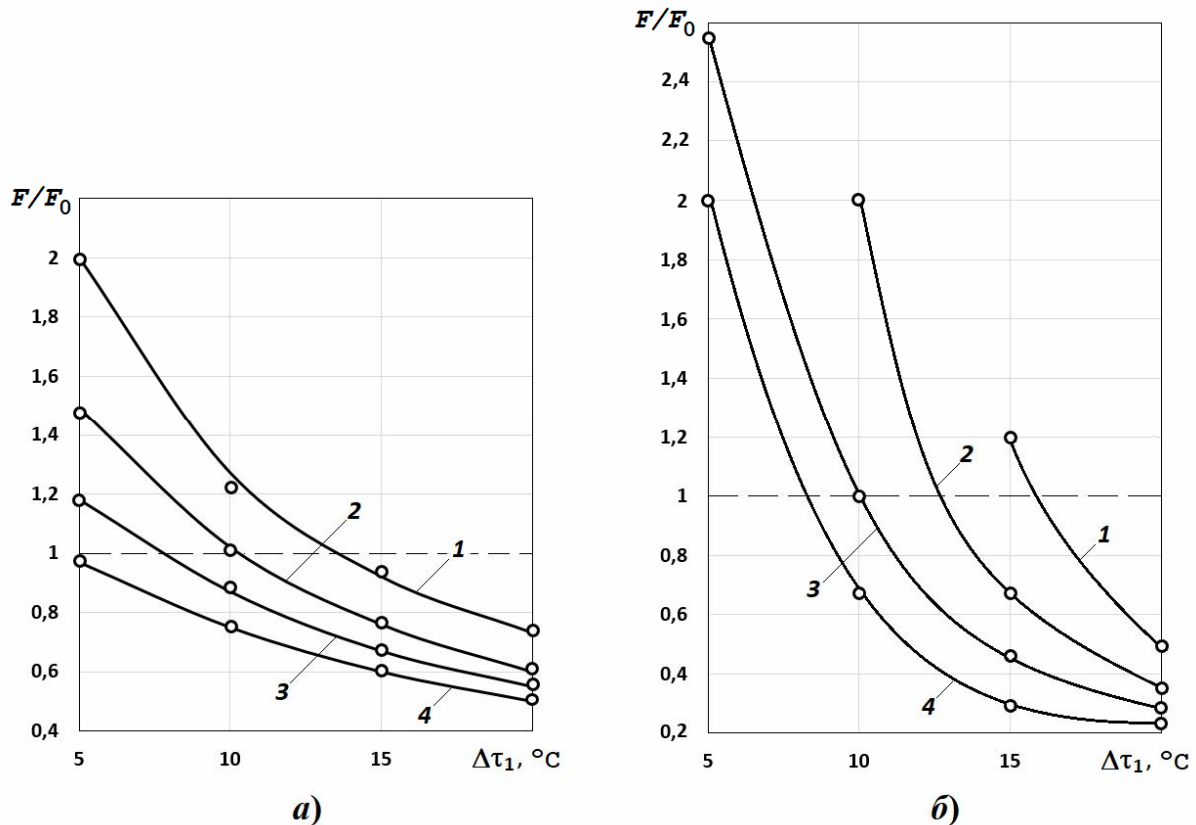


Рисунок 1 – Зміна площі теплопередачі опалювального теплообмінника ІТП утепленої будівлі ($\mu = 0,6$) залежно від різниці температур $\Delta\tau_1$ та $\Delta\tau_2$:

a – за умови $W_M = W_{o.p.}$, *б* – за умови $W_M = W_{ch}$

1 – $\Delta\tau_2 = 5\text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta\tau_2 = 10\text{ }^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta\tau_2 = 15\text{ }^\circ\text{C}$; 4 – $\Delta\tau_2 = 20\text{ }^\circ\text{C}$

Висновки

1. Отримано формули для врахування впливу температури мережної води на площу поверхні теплопередачі теплообмінного апарату при незалежній схемі приєднання системи опалення утепленої будівлі до розподільних теплових мереж.

2. Розроблено рекомендації щодо вибору розрахункових різниць температур мережної води, при яких слід очікувати зменшення площі поверхні теплопередачі пластинчастих апаратів індивідуальних теплових пунктів утеплених будівель. При виборі розрахункових різниць температур мережної води необхідно враховувати величину співвідношення теплових еквівалентів витрат середовищ через теплообмінний апарат.

Література

1. Алексахин А.А., Бобловский А.В. Оценка изменения характеристик микро-районной тепловой сети при переходе к двухтрубной системе теплоснабжения с учетом

возможного утепления зданий. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2015. Вип. 153. С. 128–132.

2. К вопросу оценки эффективности перехода к двухтрубной системе теплоснабжения / А.А. Алексахин и др. Интегрированные технологии та енергозбереження. 2016. №3. С. 35–41.

3. Бобух А.О. Автоматизация инженерных систем: навч. посібник. Харків: ХНАМГ, 2005. 212 с.

4. Маляренко В.А. Основы теплофизики будівель та енергозбереження. – Харків: САГА. 2006. 484 с.

5. Алексахин А.А., Бобловский А.В. Оценка энергосберегающего потенциала функционирующих жилых зданий. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. №1(95). С. 10–15.

6. Wong H.Y. Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. Longman, London and New York, 1977. 236 p.

7. Особенности утепления групп зданий при централизованном теплоснабжении / А.А. Алексахин и др. Интегрированные технологии та енергозбереження. 2018. №3. С. 27–34.

8. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1–27:2010 [Дата введення 2011-11-01] / Мінрегіонбуд України. К.: Укрархбудінформ, 2011.–123 с.

9. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні // Керівний технічний матеріал 204 України. 244-94. 1995. 636 с.

10. Пластинчатые теплообменники в промышленности / Л.Л. Товажнянский и др.; под общ. ред. Л.Л. Товажнянского. Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. 232 с.

11. Тарадай А.М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения. Харьков: Основа, 1998. 192 с.

12. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчатых теплообменников (водонагревателей), применяемых в системах теплоснабжения. – Киев, 1998. – 49 с.

Bibliography (transliterated)

1. Aleksahin A.A., Boblovskiy A.V. Otsenka izmeneniya karakteristik mikrorayonnoy teplovoy seti pri perehode k dvuhtrubnoy sisteme teplosnabzheniya s uchetom vozmozhnogo utepleniya zdaniy. Zbirnyk naukovykh prats Ukrainskoho derzhavnoho universytetu zaliznychnoho transportu. 2015. Vyp. 153. P. 128–132.

2. K voprosu otsenki effektivnosti perehoda k dvuhtrubnoy sisteme teplosnabzheniya / A.A. Aleksahin i dr. Intehrovani tekhnolohii ta enerhozberezhennia. 2016. №3. P. 35–41.

3. Bobukh A.O. Avtomatyzatsiia inzhenernykh system: navch. posibnyk. Kharkiv: KhNAMH, 2005. 212 p.

4. Maliarenko V.A. Osnovy teplofizyky budivel ta enerhozberezhennia. – Kharkiv: SAHA. 2006. 484 p.

5. Aleksahin A.A., Boblovskiy A.V. Otsenka energosberegayuschego potentsiala funktsioniruyuschih zhilyih zdaniy. Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit. – 2012. №1(95). P. 10–15.

6. Wong H.Y. Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. Longman, London and New York, 1977. 236 p.

7. Osobennosti utepleniya grupp zdaniy pri tseentralizovannom teplosnabzhenii / A.A. Aleksahin i dr. Intehrovani tekhnolohii ta enerhozberezhennia. 2018. №3. P. 27–34.
8. Budivelna klimatolohiia: DSTU-N B V.1.1–27:2010 [Data vvedennia 2011-11-01] / Minrehionbud Ukrainy. K.: Ukrarkhbudinform, 2011. 123 p.
9. Normy ta vказivky po normuvanniu vytrat palyva ta teplovoi enerhii na opalennia zhytlovykh ta hromadskykh sporud, a takozh na hospodarsko-pobutovi potreby v Ukraini // Kerivnyi tekhnichnyi material 204 Ukrainy. 244-94. 1995. 636 p.
10. Plastinchatyie teploobmenniki v promyshlennosti / L.L. Tovazhnyanskyu i dr.; pod obsch. red. L.L. Tovazhnyanskogo. Harkov: NTU «HPI», 2004. 232 p.
11. Taraday A.M. Osnovy razrobotki plastinchatyih teploobmennikov dlya sistem teplosnabzheniya. Harkov: Osnova, 1998. 192 p.
12. Metodicheskiye ukazaniya po teplovym i gidravlicheskim raschetam plastinchatykh teploobmennikov (vodonagrevateley), primenyayemykh v sistemakh teplosnabzheniya. – Kiyev, 1998. – 49 p.

УДК 658.264

Алексахін О.О., Круглякова О.В., Бобловський О.В.

**ОЦІНКИ ЗМІНИ ПЛОЩІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ
ДЛЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ТЕПЛОВИХ ПУНКТІВ
ПРИ ЗМІНІ ГРАФІКА ТЕМПЕРАТУР РОЗПОДІЛЬНОЇ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ**

Розглянуто особливості функціонування централізованих систем теплопостачання житлових мікрорайонів при проведенні робіт з «утеплення» існуючих будівель. Проаналізовано вплив температури теплоносія у розподільній тепловій мережі мікрорайону на величину площі поверхні теплопередачі теплообмінних апаратів, які використовують у схемах індивідуальних теплових пунктів при незалежному приєднанні систем опалення будівель до теплових мереж. Оцінки проведено для пластинчастого теплообмінного апарату з протиточною схемою руху теплоносіїв. Отримано формули для обчислення зміни площі теплообміну підігрівника мережної води відносно площі розрахункового «базового» варіанту виконання апарату залежно від величини перевищення температури води у мікрорайонній мережі над температурою теплоносія у системі опалення будівлі. При визначенні коефіцієнтів теплообміну у каналах теплообмінників використано відомі критеріальні рівняння для таких найбільш вживаних у системах теплопостачання теплообмінників, якими є пластинчасті апарати. У запропонованих формулах враховано вплив величини співвідношення теплових еквівалентів витрат середовищ через теплообмінний апарат і зменшення витрат теплоти на опалення внаслідок утеплення будівлі. Оцінку зменшення опалювального навантаження проведено за умови забезпечення при термомодернізації будівлі, що споруджена за нормами, які були чинними декілька десятиліть тому, сучасних вимог до величини термічного опору будівельних конструкцій. Аналіз результатів обчислень дозволив сформулювати рекомендації щодо вибору розрахункових різниць температур мережної води, при яких слід очікувати зменшення площі поверхні теплопередачі пластинчастих апаратів індивідуальних теплових пунктів утеплених будівель. Запропоновані рекомендації можуть бути корисними при розробці графіка якісного регулювання відпуску теплоти до систем

централізованого тепlopостачання будівель мікрорайону після завершення робіт з їх утеплення.

Ключові слова: централізоване тепlopостачання, реформування систем тепlopостачання, приєднання системи опалення до теплових мереж, індивідуальний тепловий пункт, пластинчастий теплообмінний апарат, тепловий розрахунок теплообмінника

Алексахин А.А., Круглякова О.В., Бобловский А.В.

**ОЦЕНКИ ИЗМЕНЕНИЯ ПЛОЩАДИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ
ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ГРАФИКА ТЕМПЕРАТУР
РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ**

Рассмотрены особенности функционирования централизованных систем теплоснабжения жилых микрорайонов при проведении работ по «утеплению» находящихся в эксплуатации зданий. Проанализировано влияние температуры теплоносителя в распределительной тепловой сети микрорайона на величину площади поверхности теплопередачи теплообменных аппаратов, применяемых в схемах индивидуальных тепловых пунктов при независимом присоединении систем отопления зданий к тепловым сетям. Оценки проведены для пластинчатого теплообменного аппарата с противоточной схемой движения теплоносителей. Получены формулы для вычисления изменения площади теплообмена подогревателя сетевой воды по отношению к площади расчетного «базового» варианта исполнения аппарата в зависимости от величины превышения температуры воды в микрорайонной сети над температурой теплоносителя в системе отопления здания. При нахождении коэффициентов теплообмена в каналах теплообменников использованы в известные критериальные уравнения для таких широко используемых в системах теплоснабжения теплообменников, какими являются пластинчатые аппараты. Предложенные формулы учитывают влияние величины соотношения тепловых эквивалентов расходов сред через теплообменный аппарат и уменьшение расхода теплоты на отопление в результате утепления здания. Оценки уменьшения отопительной нагрузки зданий выполнены из условия обеспечения при термомодернизации сооружения, спроектированного и построенного в соответствии с действовавшими несколько десятилетий тому назад, современных требований к величине термического сопротивления строительных конструкций. Анализ результатов вычислений позволил сформулировать рекомендации по выбору расчетных разностей температур сетевой воды при которых следует ожидать уменьшение площади поверхности теплопередачи пластинчатых аппаратов индивидуальных тепловых пунктов утепленных зданий. Предложенные рекомендации могут быть полезны при разработке графика качественного регулирования отпуска теплоты для систем централизованного теплоснабжения зданий микрорайона после завершения работ по их утеплению.

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, реформирование систем теплоснабжения, присоединение системы отопления к тепловым сетям, индивидуальный тепловой пункт, пластинчатый теплообменный аппарат, тепловой расчет теплообменника

Aleksakhyn O.O., Kruhliakova O.V., Boblovskiy O.V.

**ESTIMATES OF SURFACE CHANGES OF HEATING HEAT EXCHANGERS FOR
INDIVIDUAL HEAT STATIONS WHEN THE TEMPERATURE CHART
OF DISTRIBUTION HEAT NETWORK IS CHANGED**

The aspects of the functioning of centralized heating systems of residential urban districts after additional insulation of this district existing buildings were considered. The influence of the heat carrier temperature in the district distribution heating network on the heat transfer surface of the heat exchangers that are installed in the individual heat station schemes with independent connection between buildings heating systems and heat networks was analyzed. Estimates were made for a plate heat exchanger with a counterflow pattern of heat carriers that are widely used in heat supply systems. Formulas have been obtained for calculating the heat exchange surface of the district water heater comparing to the surface of the "basic" design case of the heat exchanger, taking into account the district water temperature excess over the building heating water temperature. When finding the heat transfer coefficients in the channels of heat exchangers, known criterion equations for plate heat exchangers were used. The proposed formulas take into account the influence of the ratio of heat equivalents of the carriers flow rate through the heat exchanger and the decrease in heat consumption for heating as a result of building insulation. Buildings that were designed and built in accordance with the requirements for thermal resistance of enclosing structures that were actual several decades ago, after thermal modernization, should meet modern requirements for the thermal resistance of building structures. All estimates of the reduction in the buildings heating load were made in accordance with this approach. An analysis of the obtained results made it possible to propose some recommendations for the selection of district water calculated temperature differences at which a decrease in the heat transfer surface of the plate heat exchanger of the insulated buildings individual heat station can be expected. The proposed recommendations can be useful in developing a heat supply quality control schedule for a district buildings heating systems in a district when buildings thermal insulation process being completed.

Keywords: district heating, heat supply systems reforming, heating system to heat networks connection, individual heating station, plate heat exchanger, heat exchanger thermal calculation