

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

DOI: 10.20535/kpi-sn.2019.3.175730

УДК 621.577 + 697

М.К. Безродний, Н.О. Притула, І.Ю. Опанасюк*

КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

*corresponding author:

ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛОТИ І РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВІДПРАЦЬОВАНОВОГО ПОВІТРЯ

Проблематика. На сьогодні, з огляду на розширення використання невідновлюваних джерел енергії, що призводить до зменшення їх обсягів у світі, дедалі більше країн переходять на відновлювані джерела енергії. Основною проблемою сучасності є економія природних ресурсів Землі та використання екологічно безпечної альтернативи. Технологічний прогрес зумовлює зростання потреби в енергії, тепловій чи електричній, що веде до створення нових технологій чи удосконалення існуючих.

Мета дослідження. Пошук умов максимального підвищення енергетичної ефективності роботи теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції будівель завдяки комбінації теплового насоса та засобів раціонального використання теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря.

Методика реалізації. Проведено термодинамічний та числовий аналіз енергетичної ефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря. Виконано аналіз існуючих теплонасосних систем та удосконалено компоновку допоміжного обладнання теплонасосної системи.

Результати дослідження. Отримано комплекс рівнянь, що характеризують термодинамічний стан теплонасосної системи та питомі затрати зовнішньої енергії на опалення і вентиляцію. Наведено графіки зміни параметрів системи залежно від температури зовнішнього повітря і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря. Визначено оптимальний режим роботи теплонасосної системи та вплив температури зовнішнього повітря на роботу теплового насоса.

Висновки. Показано, що комбінована теплонасосна схема опалення та вентиляції з рекуператором-утилізатором теплоти і частковою рециркуляцією відпрацьованого вентиляційного повітря має максимальний енергетичний ефект при розміщенні камери змішування потоків відпрацьованого та свіжого повітря перед конденсатором теплового насоса.

Ключові слова: теплонасосна система опалення та вентиляції; повітряний тепловий насос; рекуператор; рециркуляція відпрацьованого повітря.

Вступ

Утилізація теплоти повітря, що викидається в атмосферу вентиляційними системами, — найбільш реальний спосіб використання низькопотенційних вторинних енергоресурсів. Вентиляційне повітря варто розглядати як головне джерело зниження експлуатаційних витрат на теплову обробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря приміщень [1–4].

Завдяки малій різниці температур відпрацьованого та припливного повітря досягається висока енергетична ефективність використання теплових насосів (ТН) у системах повітряного опалення і вентиляції промислових, громадських та житлових приміщень за помірних температур навколишнього повітря. Однак при пониженні температури зовнішнього повітря ефективність простих повітряних теплонасосних

систем (ТНС) істотно зменшується, що обумовлює необхідність застосування більш складних схем [5]. Їх можна реалізувати на основі поєднання ТН із такими способами утилізації теплоти вентиляційних викидів: рециркуляцією частини витяжного повітря та застосуванням рекуперативних теплообмінників-утилізаторів [6, 7].

Вентиляційне повітря в сучасних будівлях скидається або засмоктується вентиляторами. Така система циркуляції повітря дає змогу використовувати теплообмінники для безпосереднього нагрівання свіжого повітря вентиляційними викидами (відпрацьоване повітря скидається з температурою близько 20 °С — ТН за такої температури нижнього джерела теплоти матиме коефіцієнт трансформації теплоти між 3 і 4). Визначено, що навіть за високих значень коефіцієнта рекуперації температура скидного повітря на виході з рекуператора істотно перевищує температуру навколишнього середовища, що

$G_{рек}$ спрямовується до теплообмінного апарата (рекуператора-утилізатора), у якому повітря з навколишнього середовища t_0 нагрівається до температури t_H за рахунок охолодження відпрацьованого повітря до температури $t_{ок}$. Другий потік спрямовується в камеру змішування (КЗ), де змішується зі свіжим повітрям. Після цього повітря з температурою $t_{сум}$ направляється до конденсатора ТН. Охолоджене відпрацьоване повітря після рекуператора спрямовується до випарника ТН, де воно охолоджується і на виході має температуру t_B .

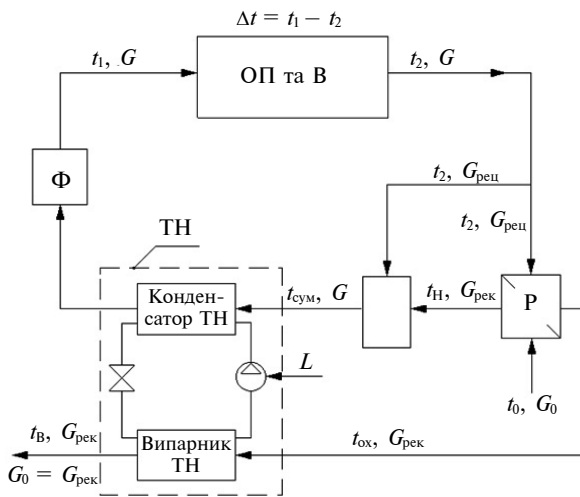


Рис. 2. Схема з частковою рециркуляцією та розміщенням камери змішування перед конденсатором теплового насоса: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; ТН – тепловий насос; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування

При такому компонованні обладнання суміш повітря нагрівається у конденсаторі ТН до заданої температури t_1 на вході в приміщення і після очищення у фільтрі подається до приміщення.

Аналітичний аналіз системи

Величину рециркуляції відпрацьованого повітря характеризують коефіцієнтом рециркуляції:

$$K_{рец} = \frac{G_{рец}}{G} \tag{1}$$

$G_{рек} = G - G_{рец}$ з урахуванням (1) можна записати так:

$$G_{рек} = G(1 - K_{рец}) \tag{2}$$

Якщо ефективність рекуператора охарактеризувати коефіцієнтом рекуперації

$$\eta_p = \frac{t_2 - t_{ок}}{t_2 - t_0} \tag{3}$$

то на підставі (3) і теплового балансу рекуператора можна отримати вираз для визначення температури нагрітого свіжого повітря на виході з рекуператора t_H і температури охолодженого відпрацьованого повітря $t_{ок}$:

$$t_H = t_2 - (1 - \eta_p)(t_2 - t_0) \tag{4}$$

$$t_{ок} = t_2 - \eta_p(t_2 - t_0) \tag{5}$$

де t_2 – температура повітря на виході з приміщення, °С; t_0 – температура навколишнього середовища, °С.

Енергетичну ефективність ТНС повітряного опалення та вентиляції, зображеної на рис. 2, можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії, який являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб повітряного опалення та вентиляції:

$$l_{оп+вент} = \frac{L}{Q_{оп+вент}} \tag{6}$$

де L – потужність компресора ТН, кВт; $Q_{оп+вент}$ – тепловий потік, підведений до приміщення для задоволення потреб опалення та вентиляції, кВт.

Тепловий потік $Q_{оп+вент}$, що надходить до об'єкта опалення та вентиляції, визначається за рівнянням

$$Q_{оп+вент} = Q_{оп} + Q_{вент} = Gc_n [(t_1 - t_2) + (t_2 - t_0)] = Gc_n (t_1 - t_0) \tag{7}$$

де t_1 – температура повітря на вході в приміщення, °С; G – масова витрата повітря, кг/с; c_n – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·°С).

Потужність компресора L визначається за формулою

$$L = \frac{Q_{вип}}{\varphi - 1} \tag{8}$$

де $Q_{вип}$ – теплове навантаження випарника ТН з урахуванням виразу (2):

$$Q_{вип} = (1 - K_{рец})Gc_n (t_{ок} - t_B) \tag{9}$$

а φ – коефіцієнт трансформації ТН. Тоді, на підставі рівнянь (5)–(9), можна отримати вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря:

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_{\text{ок}} - t_{\text{в}})}{(\varphi - 1)(t_1 - t_0)}. \quad (10)$$

Аналітичний вираз для визначення невідомої температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН $t_{\text{в}}$ можна отримати з теплового балансу ТН:

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_{\text{к}}, \quad (11)$$

де $Q_{\text{к}}$ – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

У співвідношенні (11) величини L та $Q_{\text{вип}}$ визначаються за рівняннями (8) і (9), а теплова потужність конденсатора – за формулою

$$Q_{\text{к}} = Gc_{\text{п}}(t_1 - t_{\text{сум}}), \quad (12)$$

де $t_{\text{сум}}$ – температура суміші повітря відповідно на виході з камери змішування або на вході у конденсатор ТН, °С.

З урахуванням рівнянь (8), (9) і (12) вираз (11) набуває вигляду

$$(1 - K_{\text{рец}})Gc_{\text{п}}(t_{\text{ок}} - t_{\text{в}}) \frac{\varphi}{\varphi - 1} = Gc_{\text{п}}(t_1 - t_{\text{сум}}). \quad (13)$$

З рівняння (13) можна отримати аналітичний вираз для визначення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{ок}} - \left[\frac{t_1 - t_{\text{сум}}}{1 - K_{\text{рец}}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} \right]. \quad (14)$$

У загальному випадку коефіцієнт трансформації теплоти реального ТН можна подати як

$$\varphi = \varphi_{\text{Т}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (15)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат, або ККД ТН; $\varphi_{\text{Т}}$ – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Теоретичний коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно $\varphi_{\text{Т}}$ з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_1 + \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (16)$$

де $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К; $T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К; $t_{\text{в}}$ – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С; t_1 – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С; $\Delta t_{\text{в}}$ – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С; $\Delta t_{\text{к}}$ – температурний перепад між потоками повітря в системі опалення та вентиляції й холодильного агента на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі та випарнику для ТН типу “повітря–повітря”. Згідно з [8], для конденсатора ТН можна покласти $\Delta t_{\text{к}} = 10^\circ\text{С}$, для випарника – $\Delta t_{\text{в}} = 10^\circ\text{С}$.

Для обчислення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН $t_{\text{в}}$ за аналітичним виразом (14) необхідно визначити температуру суміші повітря $t_{\text{сум}}$ і температуру повітря на вході в приміщення t_1 . При цьому температура $t_{\text{сум}}$ суміші повітря визначається на основі теплового балансу КЗ за формулою

$$t_{\text{сум}} = K_{\text{рец}} t_2 + (1 - K_{\text{рец}}) t_{\text{н}}, \quad (17)$$

де температура нагрітого свіжого повітря на виході з рекуператора $t_{\text{н}}$ обчислюється за рівнянням (4), а температура повітря на вході в приміщення t_1 (див. рис. 2) може бути подана виразом

$$t_1 = t_2 + \Delta t, \quad (18)$$

де Δt – перепад температур повітря, на вході та виході з приміщення.

Величину Δt можна подати в прямопропорційній залежності від різниці температур повітря в приміщенні t_2 та навколишнього середовища t_0 у вигляді

$$\Delta t = \Delta t_{\text{max}} \frac{t_2 - t_0}{t_2 - t_0^{\text{p}}}, \quad (19)$$

де t_0^{p} – розрахункова температура навколишнього середовища в умовах опалення для заданої місцевості, а Δt_{max} – максимальне значення

температурного перепаду Δt в умовах найбільш низького значення температури зовнішнього повітря $t_0 = t_0^p$.

Таким чином, величина Δt_{\max} може виступати характеристикою теплового навантаження системи повітряного опалення та вентиляції, оскільки дорівнює температурному перепаду Δt у найбільш несприятливих розрахункових умовах, тобто коли $t_0 = t_0^p$.

Оскільки відношення $\Delta t_{\max} / (t_2 - t_0^p)$ у рівнянні (19) можна вважати незмінними для конкретних умов експлуатації приміщення, то можна записати

$$\Delta t = K(t_2 - t_0). \quad (20)$$

Фізична суть коефіцієнта пропорційності K у виразі (20) впливає з рівності витрати теплоти на опалення та втрат теплоти через огорожувальні конструкції, тобто з рівняння

$$Gc_n K(t_2 - t_0) = \bar{k}F(t_2 - t_0), \quad (21)$$

де \bar{k} і F – середній коефіцієнт теплопередачі та загальна площа поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій приміщення, а G і c_n – масова витрата і теплоємність повітря, що проходить через приміщення. Тоді з рівняння (21) маємо

$$K = \frac{\bar{k}F}{Gc_n} = \frac{\bar{k}}{gc_n}, \quad (22)$$

де $g = G/F$ – питома витрата повітря через об'єкт повітряного опалення та вентиляції.

Таким чином, величина K у виразі (22) за покладеного значення g (для визначеного приміщення) однозначно характеризує теплоізоляційні властивості огорожувальних конструкцій об'єкта повітряного опалення та вентиляції.

Розрахунковий аналіз системи

Для порівняння двох шляхів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря було розглянуто два режими роботи схеми, що розглядається (див. рис. 2). Перший – з рециркуляцією відпрацьованого повітря, а другий – з рекуператором-утилізатором.

Результати розрахунків температури повітря на виході з випарника ТН для цих режимів роботи отримані методом послідовних наближень за формулами (14)–(18), (20) залежно від

температури зовнішнього повітря і коефіцієнта рециркуляції або коефіцієнта рекуперації (рис. 3). Розрахунки проведені за таких сталих параметрів системи: $t_2 = 20$ °С, $\eta_{ТН} = 1$. Попередній аналіз у роботі [8] дав можливість покласти середнє значення коефіцієнта пропорційності на рівні $K = 0,25$.

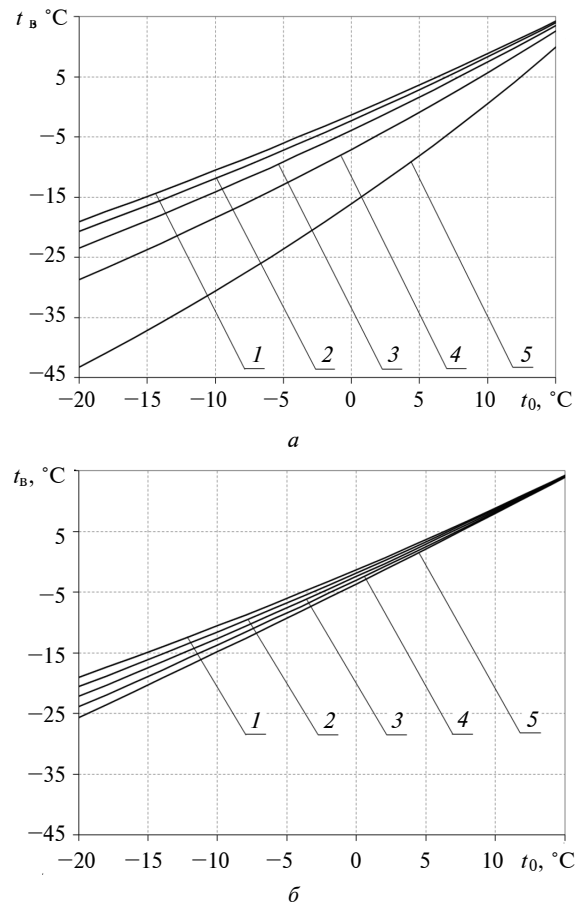


Рис. 3. Залежності температури відпрацьованого повітря на виході з випарника теплового насоса від температури зовнішнього повітря: *a* – при роботі в режимі часткової рециркуляції та без рекуперації $\eta_p = 0$: 1 – при $K_{\text{рец}} = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; *б* – при роботі в режимі часткової рекуперації та без рециркуляції $K_{\text{рец}} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8

Як видно з рис. 3, робота системи в режимі рециркуляції повітря менш ефективна, оскільки збільшення коефіцієнта рециркуляції призводить до різкого зменшення температури повітря на виході з випарника і, отже, до погіршення умов роботи ТН. На основі аналізу отриманих результатів можна відзначити, що в практичних умовах утилізація теплоти відпрацьованого вентиляційного

повітря може бути досить ефективною тільки за невисоких значень коефіцієнта рециркуляції, а якщо цей коефіцієнт перевищує $K_{\text{рец}} = 0,6$, то використання рециркуляції втрачає сенс.

Аналогічне порівняння ефективності двох способів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря можна провести на основі зіставлення відповідних значень коефіцієнтів трансформації теплоти ТН для двох режимів роботи схеми (рис. 4).

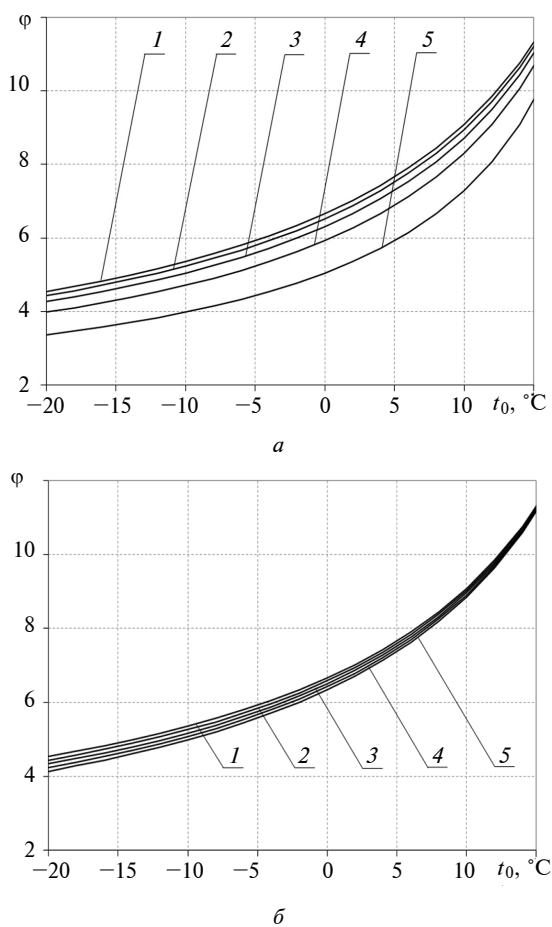


Рис. 4. Залежність коефіцієнта трансформації теплового насоса від температури зовнішнього повітря: *a* – при роботі в режимі часткової рециркуляції та без рекуперації $\eta_p = 0$: 1 – при $K_{\text{рец}} = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; *б* – при роботі в режимі часткової рекуперації та без рециркуляції $K_{\text{рец}} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8

Із графіків на рис. 4, *a* видно, що за коефіцієнтів рециркуляції $K_{\text{рец}} = 0,6$ і вище коефіцієнти трансформації ТН при роботі схеми в режимі рециркуляції істотно знижуються і стають меншими, ніж при роботі схеми в режимі

рекуперації теплоти. Однак енергетична ефективність роботи всієї теплонасосної схеми теплопостачання визначається ефективністю роботи не тільки самого ТН, а і всіх елементів схеми в їх сукупності. У нашій роботі як показник термодинамічної ефективності роботи ТНС повітряного опалення та вентиляції вибрано величину питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на вході в систему згідно з рівнянням (10). Тому має сенс зіставити ефективність двох способів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря саме за цією характеристикою. На рис. 5 показано таке зіставлення питомих затрат енергії для двох режимів роботи теплонасосної схеми.

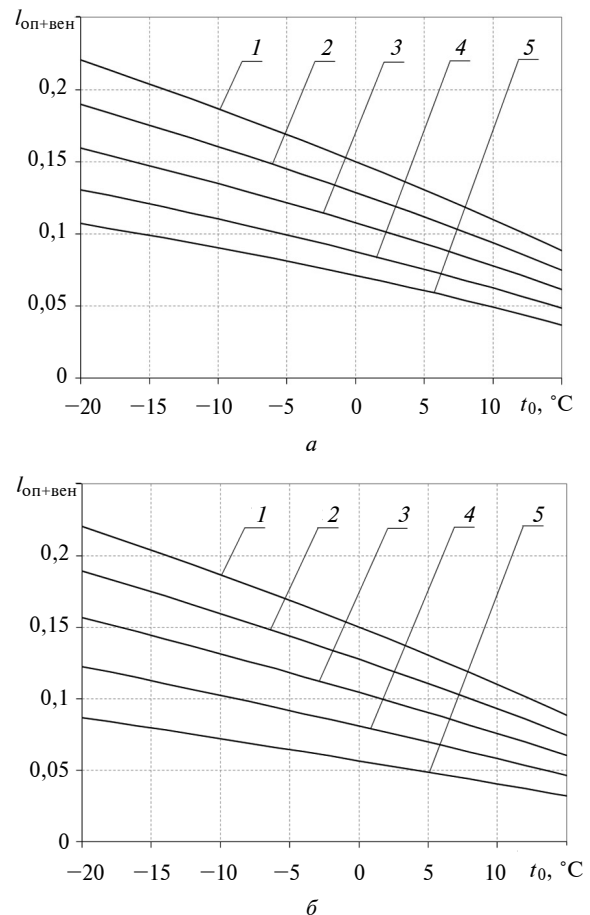


Рис. 5. Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії на теплонасосну систему повітряного опалення та вентиляції від температури зовнішнього повітря: *a* – при роботі в режимі часткової рециркуляції та без рекуперації $\eta_p = 0$: 1 – при $K_{\text{рец}} = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; *б* – при роботі в режимі часткової рекуперації та без рециркуляції $K_{\text{рец}} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8

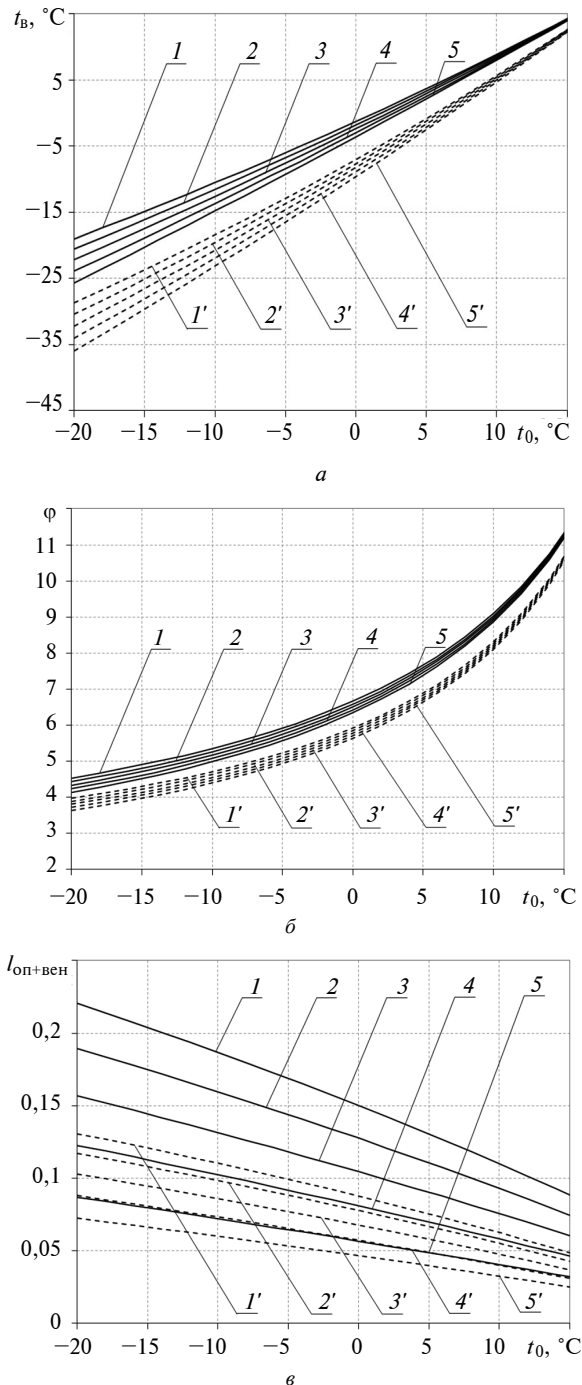


Рис. 6. Зіставлення теплонасосно-рекуператорної системи повітряного опалення та вентиляції без рециркуляції та з рециркуляцією відпрацьованого повітря: *a* – для температури повітря на виході з випарника теплового насоса; *b* – для коефіцієнта трансформації теплового насоса; *v* – для коефіцієнта використання зовнішньої енергії на теплонасосну систему повітряного опалення та вентиляції: 1–5 – для схеми без рециркуляції $K_{\text{рец}} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; 1'–5' – для схеми з рециркуляцією $K_{\text{рец}} = 0,6$ і тих самих значень коефіцієнта η_p

Як видно з рис. 5, *a* і *б*, питомі затрати зовнішньої енергії істотно зменшуються зі збільшенням коефіцієнтів як рециркуляції відпрацьованого повітря, так і рекуперації. Видно, що хоча схема з рекуперацією і має зазначені вище переваги, але загальний ефект такої схеми незначний, що пояснюється додатковими затратами енергії на підвищення потенціалу всього потоку відпрацьованого повітря у випарнику ТН. Тому має сенс розглянути ефективність схеми з одночасним застосуванням як часткової рециркуляції відпрацьованого повітря, так і рекуперації теплоти в теплообміннику-утилізаторі.

На рис. 6, *a*, *б*, *в* наведені характеристики такої схеми у вигляді зіставлення основних параметрів комбінованої схеми (з рекуперацією та рециркуляцією) та схеми тільки з рекуперацією (без рециркуляції). При цьому в комбінованій схемі покладається максимальне встановлене вище значення коефіцієнта рециркуляції на рівні $K_{\text{рец}} = 0,6$.

Як видно з графіків, додаткове застосування рециркуляції, незважаючи на зниження параметрів t_b і ϕ , що спричиняє погіршення умов роботи ТН, приводить до зменшення питомих затрат енергії, тобто має позитивний ефект. Разом із тим слід відзначити, що застосування рециркуляції має суттєвий вплив на питомі затрати енергії тільки за невисоких значень коефіцієнта рекуперації η_p . При збільшенні коефіцієнта рекуперації цей вплив зменшується, але все ж таки залишається позитивним навіть за високих значень η_p , на відміну від раніше дослідженої у [8] схеми з розміщенням камери змішування потоків повітря після конденсатора ТН (див. рис. 1). Таким чином, схема з розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН (див. рис. 2) забезпечує покращення умов роботи ТН і є більш енергетично ефективною.

Висновки

З двох способів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря (рециркуляцією та рекуперацією) перевагу слід віддавати рекуперації, оскільки вона створює більш сприятливі умови для роботи ТН і забезпечує більш високу енергетичну ефективність всієї теплонасосної схеми повітряного опалення та вентиляції.

Додаткове застосування рециркуляції в теплонасосно-рекуператорній схемі опалення та

вентиляції дає значний позитивний енергетичний ефект тільки за невисоких значень коефіцієнта рекуперації, зі збільшенням якого енергетичний ефект зменшується.

Теплонасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря має максимальний енергетичний ефект при розміщенні камери змішування

потоків відпрацьованого та свіжого повітря перед конденсатором ТН.

Подальші дослідження і розробка подібних теплонасосних схем будуть спрямовані на підвищення їх енергоефективності завдяки комбінованому використанню різних відновлюваних джерел енергії.

References

- [1] V.F. Gershkovich, *Features of Designing Heat Supply Systems for Buildings with Heat Pumps*. Kyiv, Ukraine: Ukrainian Academy of Architecture PE “Energominimum”, 2009, 60 p.
- [2] A. Suslov, “Air heat pumps: Opportunities and marketing mistakes”, *Aquaterm*, no. 4, pp. 22–24, 2010.
- [3] E. Zhukov, “Heat pumps – “multipliers of heat”, *Aquaterm*, no. 6, pp. 10–12, 2010.
- [4] *Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings*, J.-C. Hadorn, Ed. London, United Kingdom: Ernst & Young, 2015, 274 p.
- [5] M.K. Bezrodny and N.O. Pritula, *Thermodynamic and Energy Efficiency of Heat Pump Heat Supply Circuits*. Kyiv, Ukraine: NTUU KPI, 2016, 272 p.
- [6] B.Kh. Draganov *et al.*, *Thermotechnics*. B.K. Draganov, Ed. Kyiv, Ukraine: INKOS, 2005, 504 p.
- [7] G. Heinrich, *Heat Pump Installations for Heating and Hot Water Supply*. Moscow, SU: Stroiizdat, 1985, 351 p.
- [8] M.K. Bezrodny and M.A. Galan, “Thermodynamic efficiency of heat pump systems, air heating and ventilation with heat recovery and recirculation of exhaust air”, *Power Engineering: Economics, Technique, Ecology*, no. 1, pp. 103–110, 2012.

М.К. Безродный, Н.А. Пritула, И.Ю. Опанасюк

ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ С РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛОТЫ И РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ОТРАБОТАННОГО ВОЗДУХА

Проблематика. На сегодняшний день, исходя из расширения использования невозобновляемых источников энергии, что приводит к уменьшению их количества в мире, все больше стран переходят на возобновляемые источники энергии. Основной проблемой современности является экономия природных ресурсов Земли и использование экологически безопасной альтернативы. Технологический прогресс вызывает рост потребности в энергии, тепловой или электрической, что приводит к созданию новых технологий или усовершенствованию существующих.

Цель исследования. Поиск условий максимального повышения энергетической эффективности работы теплонасосных систем воздушного отопления и вентиляции зданий путем комбинации теплового насоса и средств рационального использования теплоты отработанного вентиляционного воздуха.

Методика реализации. Проведен термодинамический и численный анализ энергетической эффективности теплонасосной системы воздушного отопления и вентиляции с рекуператором теплоты и рециркуляцией отработанного воздуха. Проведен анализ существующих теплонасосных систем, и усовершенствована компоновка вспомогательного оборудования теплонасосной системы.

Результаты исследования. Получен комплекс уравнений, характеризующих термодинамическое состояние теплонасосной системы и удельные затраты внешней энергии на отопление и вентиляцию. Приведены графики изменения параметров системы в зависимости от температуры наружного воздуха и параметров теплоутилизационных устройств отработанного воздуха. Определен оптимальный режим работы теплонасосной системы, и определено влияние температуры наружного воздуха на работу теплового насоса.

Выводы. Показано, что комбинированная теплонасосная схема отопления и вентиляции с рекуператором-утилизатором теплоты и частичной рециркуляцией отработанного вентиляционного воздуха имеет максимальный энергетический эффект при размещении камеры смешивания потоков отработанного и свежего воздуха перед конденсатором теплового насоса.

Ключевые слова: теплонасосная система отопления и вентиляции; воздушный тепловой насос; рекуператор; рециркуляция отработанного воздуха.

М.К. Bezrodny, N.O. Pritula, I.Yu. Opanasyuk

HEAT PUMP SYSTEM FOR AIR HEATING AND VENTILATION WITH RECUPERATOR AND RECIRCULATION OF EXHAUST AIR

Background. Today, based on the increasing use of non-renewable energy sources, which leads to their reduction in the world, more and more countries are switching to renewable energy sources. The main problem of the present is saving of natural resources of the Earth, and the use of an environmentally safe alternative. Technological progress leads to an increase in the need for energy, thermal or electric, which leads to the creation of new technologies or the improvement of existing ones.

Objective. Finding the conditions for maximizing the energy efficiency of heat pump systems for air heating and ventilation of buildings by combining a heat pump and means of rational use of heat of exhaust ventilation air.

Methods. In the article, a thermodynamic and numerical analysis of the energy efficiency of the heat pump system of air heating and ventilation with the heat recuperator and the recirculation of exhaust air was carried out.

The analysis of existing heat pump systems was carried out and the complex of the auxiliary equipment of the heat pump system was improved.

Results. A complex of equations describing the thermodynamic state of the heat pump system and the specific energy consumption of heating and ventilation are obtained. The graphs of changing the parameters of the system are shown, depending on the temperature of the outside air and the parameters of the heat utilization devices of the exhaust air. The optimal mode of operation of the heat pump system is determined and the influence of the temperature of the outside air on the operation of the heat pump is determined.

Conclusions. It has been shown that the combined heat pump heating and ventilation system with heat recuperator and partial recirculation of exhaust ventilation air has the maximum energy effect when placing the mixing chamber of exhaust and fresh air flows in front of the condenser of the heat pump.

Keywords: heat pump system of heating and ventilation; air heat pump; recuperator; recirculation of exhaust air.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції
28 березня 2019 року

Прийнята до публікації
20 червня 2019 року