

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.577+697.1

М.К. Безродний, М.А. Галан

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ З РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛОТИ І РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВІДПРАЦЬОВАНОГО ПОВІТРЯ

This paper demonstrates the results of operation analysis of the heat pump ventilation system with a heat recuperator and exhaust air recirculation. We also obtain the coefficient value of energy application for these systems. Finally, we make some conclusion on simultaneous application of the heat pump and the exhausted air recirculation used in the ventilation systems.

Вступ

На сьогоднішній день при вирішенні проблем енергозбереження теплові насоси вважаються найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики завдяки можливості черпати відновлювану енергію з навколишнього середовища. Тепловий насос не використовує як енергоносіє природний газ і, на відміну від більшості опалювальних систем, не завдає ніякої шкоди навколишньому середовищу та людському здоров'ю. Масове застосування теплонасосних установок, в тих галузях, де це доцільно, дасть змогу на 40–50 % знизити обсяги спалювання природного газу в теплогенераторах комунальної енергетики за рахунок використання природних відновлюваних джерел енергії [1].

Одним із найефективніших об'єктів для застосування теплонасосних технологій теплозабезпечення є системи вентиляції промислових, громадських і житлових приміщень. Завдяки малій різниці температур припливного та відпрацьованого повітря досягається висока енергетична ефективність використання теплових насосів у системах вентиляції при помірних температурах навколишнього повітря. Однак при зниженні температури зовнішнього повітря ефективність простих теплонасосних схем вентиляції істотно зменшується, що зумовлює необхідність застосування більш складних схем. Однією з таких схем є теплонасосно-рекуператорна система вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря, аналізу енергетичної ефективності якої і присвячена дана стаття.

Постановка задачі

Метою дослідження є: аналіз енергетичної ефективності теплонасосних систем вентиляції з одночасним використанням рекуператора теп-

лоти і рециркуляції відпрацьованого повітря; отримання значення коефіцієнта використання енергії для таких систем; побудова відповідних графічних залежностей.

Опис системи вентиляції

У випадках, коли повітря, що видаляється з приміщення, має досить високу температуру і не має у своєму складі шкідливих речовин, частина його у зимовий період не викидається назовні, а після очищення підмішується до припливного повітря для його підігріву, і отримана суміш подається у приміщення. Цим досягається економія вартості установки й експлуатації, оскільки зменшуються витрати на нагрів навколишнього повітря. Рециркуляція також широко застосовується при охолодженні повітря в літній період.

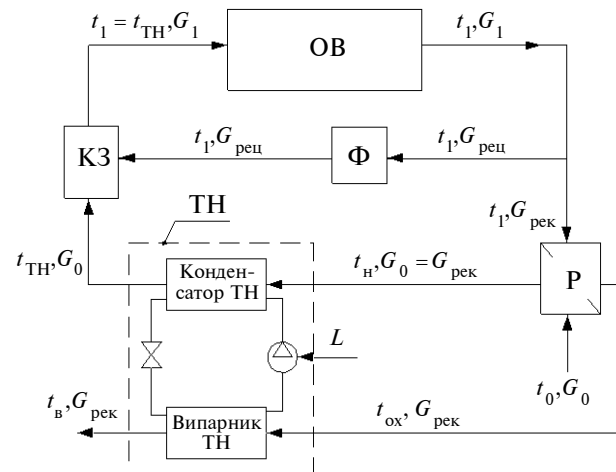


Рис. 1. Система вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОВ – об'єкт вентиляції; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування; L – робота приводу теплового насоса

З рис. 1 видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкта вентиляції розділяється

на два підпотоки: одна частина повітря, пройшовши через фільтр, підмішується у камері змішування до припливного, а інша направляється на рекуператор-утилізатор і тепловий насос. Завдяки рекуператору теплота повітря, що залишає приміщення, передається свіжому повітрю, яке надходить з навколишнього середовища. Економія енергії, що витрачається на нагрів припливного повітря в холодний період, може сягати 60–85 % (порівняно зі звичайною припливною установкою) [2].

Аналітичний аналіз системи вентиляції

Величина рециркуляції відпрацьованого повітря характеризується коефіцієнтом рециркуляції

$$K_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{рец}}}{G_1}. \quad (1)$$

Оскільки $G_{\text{рек}} = G_1 - G_{\text{рец}}$, то з урахуванням (1) можна записати:

$$G_{\text{рек}} = G_1 (1 - K_{\text{рец}}). \quad (2)$$

Якщо ефективність роботи рекуператора охарактеризувати коефіцієнтом рекуперації

$$\eta_p = \frac{t_1 - t_{\text{ок}}}{t_1 - t_0}, \quad (3)$$

то на підставі формули (3) і теплового балансу рекуператора можна отримати рівняння для визначення температур нагрітого свіжого повітря на виході з рекуператора t_n та охолодженого відпрацьованого повітря $t_{\text{ок}}$:

$$t_n = t_1 - (1 - \eta_p)(t_1 - t_0), \quad (4)$$

$$t_{\text{ок}} = t_1 - \eta_p(t_1 - t_0). \quad (5)$$

Енергетичну ефективність такої системи вентиляції можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії

$$\eta_{\text{св}} = \frac{L}{Q_0}. \quad (6)$$

де L – потужність приводу теплового насосу, а Q_0 – витрата теплоти на підігрів свіжого повітря в простій системі вентиляції:

$$Q_0 = G_1 c_p (t_1 - t_0). \quad (7)$$

Величина L може бути визначена за формулою

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varepsilon - 1}, \quad (8)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника ТН:

$$Q_{\text{вип}} = (1 - K_{\text{рец}}) \cdot G_1 c_p \cdot (t_{\text{ок}} - t_b), \quad (9)$$

а ε – коефіцієнт трансформації ТН. Тоді на підставі рівнянь (6)–(9) можна отримати вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії:

$$\eta_{\text{св}} = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_{\text{ок}} - t_b)}{(\varepsilon - 1)(t_1 - t_0)}. \quad (10)$$

Із врахуванням рівняння (5) для $t_{\text{ок}}$ вираз (10) набуде вигляду

$$\eta_{\text{св}} = \frac{(1 - K_{\text{рец}})[t_1 - (t_1 - t_0)\eta_p - t_b]}{(\varepsilon - 1)(t_1 - t_0)}. \quad (11)$$

Коефіцієнт трансформації ідеального циклу ТН із врахуванням теплових необоротностей у випарнику і конденсаторі можна визначити як

$$\varepsilon_T = \frac{1}{1 - \frac{T_2}{T_1}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_1 + \Delta t_k}}, \quad (12)$$

де Δt_b , Δt_k – різниці температур повітря і робочого тіла ТН на виході із випарника і конденсатора відповідно. Згідно з рекомендаціями [3] для повітряного ТН покладається: $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт трансформації реального ТН визначено як

$$\varepsilon = \varepsilon_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (13)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – ККД теплового насосу. Згідно з [3] величина ККД вважається рівною $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$.

Невідома температура повітря t_b на виході з випарника ТН може бути визначена з енергетичного балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_k, \quad (14)$$

де L і $Q_{\text{вип}}$ визначаються за рівняннями (8) і (9), а кількість теплоти в конденсаторі – за формулою

$$Q_k = (1 - K_{\text{рец}})G_1 c_p (t_1 - t_n). \quad (15)$$

Із врахуванням рівнянь (4) та (5) для $t_{\text{н}}$ і $t_{\text{ох}}$ отримуємо вираз для температури повітря на виході з випарника:

$$t_{\text{в}} = t_1 - (t_1 - t_0)\eta_{\text{р}} - (1 - \eta_{\text{р}})(t_1 - t_0)\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}. \quad (16)$$

Розрахунковий аналіз системи

Результати розрахунків температури $t_{\text{в}}$ методом послідовних наближень за формулами (12), (13) і (16) у вигляді різниці температур $t_{\text{в}} - t_0$ подано на рис. 2. Видно, що температура повітря на виході із випарника $t_{\text{в}}$ значно перевищує температуру навколишнього повітря t_0 . Це свідчить про покращення умов роботи ТН порівняно з умовами використання як нижнього джерела теплоти навколишнього середовища, особливо при низьких значеннях температури t_0 .

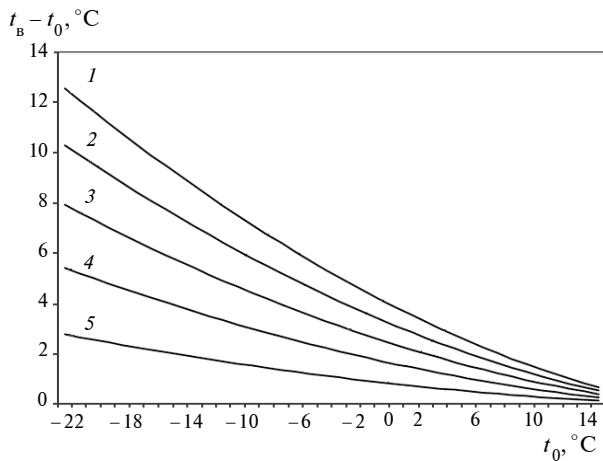


Рис. 2. Залежність різниці температур повітря на виході із випарника ТН та навколишнього повітря від зміни температури t_0 : 1 – $\eta_{\text{р}} = 0$; 2 – $\eta_{\text{р}} = 0,2$; 3 – $\eta_{\text{р}} = 0,4$; 4 – $\eta_{\text{р}} = 0,6$; 5 – $\eta_{\text{р}} = 0,8$

На рис. 3 наведено відповідні до $t_{\text{в}}$ залежності коефіцієнта трансформації теплового насосу від температури зовнішнього повітря. Видно, що значення ε слабо залежать від коефіцієнта $\eta_{\text{р}}$ і розміщуються значно вище відповідних значень ε при використанні в тепловому насосі теплоти зовнішнього повітря з температурою t_0 .

Знаючи температуру $t_{\text{в}}$ і величину ε , за рівнянням (11) можна визначити питомі витрати

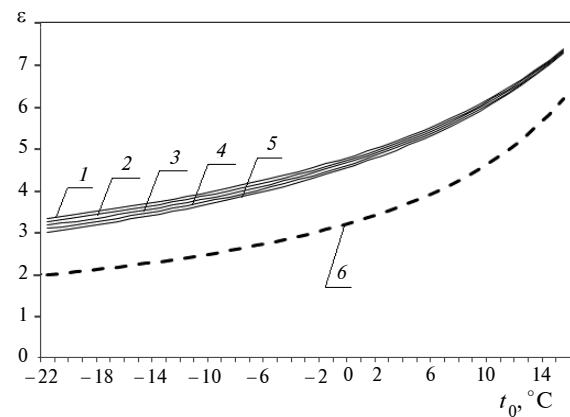


Рис. 3. Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури навколишнього середовища $\varepsilon = f(t_0)$: 1 – $\eta_{\text{р}} = 0$; 2 – $\eta_{\text{р}} = 0,2$; 3 – $\eta_{\text{р}} = 0,4$; 4 – $\eta_{\text{р}} = 0,6$; 5 – $\eta_{\text{р}} = 0,8$; 6 – $\varepsilon = f(t_0)$ при використанні у ТН теплоти зовнішнього повітря з температурою t_0

енергії на систему вентиляції. Розглянемо випадок, коли рекуператор відсутній ($\eta_{\text{р}} = 0$), а коефіцієнт рециркуляції поступово зростає. Результати розрахунків (рис. 4) свідчать про високу енергетичну ефективність таких систем навіть при відносно низьких температурах навколишнього повітря. Тож при збільшенні коефіцієнта рециркуляції відпрацьованого повітря до 90% і відсутності рекуператора ефективність роботи теплонасосної системи вентиляції підвищується на порядок порівняно з повною відсутністю рециркуляції.

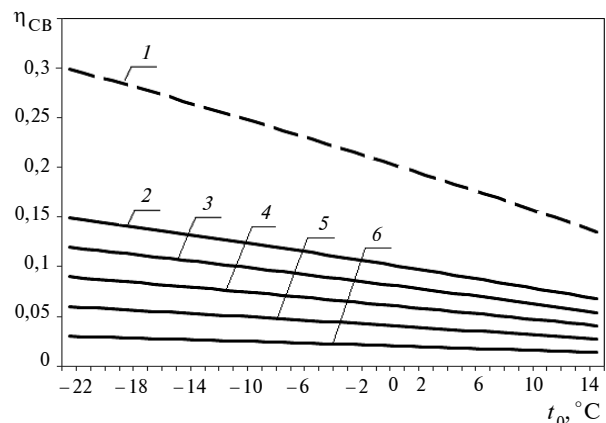


Рис. 4. Залежність коефіцієнта використання енергії від зміни температури навколишнього середовища при ККД рекуператора $\eta_{\text{р}} = 0$: 1 – $K_{\text{рец}} = 0$; 2 – $K_{\text{рец}} = 0,5$; 3 – $K_{\text{рец}} = 0,6$; 4 – $K_{\text{рец}} = 0,7$; 5 – $K_{\text{рец}} = 0,8$; 6 – $K_{\text{рец}} = 0,9$

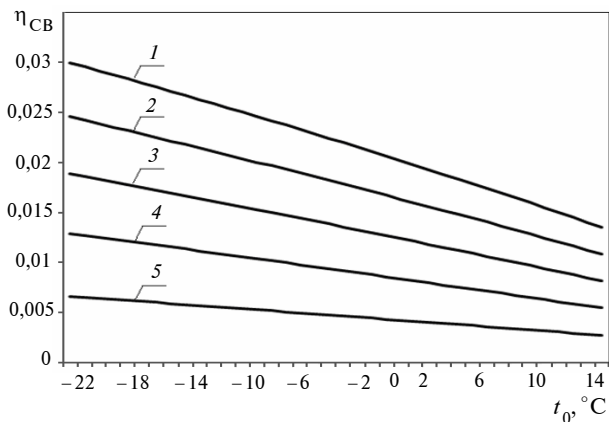


Рис. 5. Залежність коефіцієнта використання енергії від зміни температури навколишнього середовища t_0 при різних ККД рекуператора та при значенні коефіцієнта рециркуляції $K_{\text{реци}} = 0,9$: 1 – $\eta_p = 0$; 2 – $\eta_p = 0,2$; 3 – $\eta_p = 0,4$; 4 – $\eta_p = 0,6$; 5 – $\eta_p = 0,8$

У випадку, коли система вентиляції працює з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря і з утилізацією теплоти потоку повітря, що направляється на рекуператор і тепловий насос, відбувається подальше зниження питомих витрат зовнішньої енергії залежно від ККД рекуператора. Відповідні залежності величини $\eta_{\text{св}}$ від температури навколишнього повітря t_0 при різних значеннях коефіцієнта рециркуляції наведено на рис. 5. З графіків видно, що питомі витрати зовнішньої енергії на привід компресора теплового насосу при збільшенні коефіцієнта рециркуляції до 0,8 істотно

зменшуються (менше 0,5 %) навіть при низьких значеннях зимових температур.

Висновки

Установки вентиляції з рекуператором-утилізатором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря являють собою один із варіантів найбільш ефективного застосування повітряних теплових насосів у системах низькотемпературного теплозабезпечення. При цьому питомі затрати зовнішньої енергії на нагрів припливного повітря зменшуються прямо пропорційно до зменшення витрат теплоти відпрацьованого повітря, що підлягають регенерації у ТН після рециркуляції частини потоку та рекуперації теплоти в рекуператорі, а також обернено пропорційно до коефіцієнта трансформації ТН, який в даному випадку має більш високі значення, ніж при використанні в ТН теплоти атмосферного повітря.

Наведений аналіз та отримані залежності дають можливість визначити питомі витрати енергії в таких системах при різних умовах їх застосування.

Результати аналізу показують, що теплонасосні системи вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря мають незначні питомі витрати енергії навіть при низьких температурах зовнішнього повітря.

Викладені підходи до оцінки ефективності теплонасосних систем вентиляції можуть бути використані при дослідженні повітряних теплонасосних систем опалення і вентиляції, що й буде розглянуто далі.

1. *Мацевитий Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С.* Внедрение теплонасосных установок // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.
2. *Голубков Б.Н., Пятчков Б.И., Романова Т.М.* Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. – М.: Энергоиздат, 1982. – 232 с.
3. *Морозюк Т.В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия “Негоциант”, 2006. – 712 с.
4. *Мацевитий Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С.* О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.
5. *Коврига Т.* Лідер енергозберігаючих технологій // Энергосбережение. – 2009. – № 9. – С. 4–5.
6. *Фиалко Н.М., Зимин Л.Б., Дубовской С.В.* Утилизация энергии выбросов систем местной вентиляции метрополитенов с помощью тепловых насосов // Промышленная теплотехника. – 2000. – № 1. – С. 90–93.
7. *Зимин Л.Б.* Опытная установка для утилизации низкотемпературной теплоты вентиляционных выбросов метрополитенов // Там же. – 2001. – № 1. – С. 92–95.
8. *Барон В.Г.* О тепловой эффективности децентрализованных рекуператоров тепла вентиляционного воздуха ТеФо // Энергосбережение. – 2007. – № 2. – С. 9–14.