

Технічні науки

УДК 621.577+697

Місюра Тимофій Олексійович

доктор філософії, науковий співробітник

Інститут технічної теплофізики НАН України

Misiura Tymofii

PhD, Research Worker

Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine

Фіалко Наталія Михайлівна

доктор технічних наук, професор,

чл.-кор. НАН України, завідувач відділу

Інститут технічної теплофізики НАН України

Fialko Nataliia

Doctor of Technical Sciences, Professor,

Corresponding Member of the NAS of Ukraine, Head of Department

Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
ТЕПЛОНАСОСНОЇ СПЛІТ-СИСТЕМИ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ХОЛОДУ
ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ**

**THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A HEAT PUMP SPLIT SYSTEM
EFFICIENCY WITH COLD EXHAUST AIR UTILISATION**

Анотація. Розглянуто принципову теплонасосну спліт-систему кондиціювання громадського приміщення, у якій застосовано утилізацію холоду відпрацьованого повітря для підтримання заданих комфортних умов всередині приміщення. Розроблено теоретичну модель цієї системи та проведено термодинамічний аналіз роботи системи для визначення необхідних режимів її роботи в теплий період року.

Ключові слова: теплонасосна спліт-система, кондиціонування, рециркуляція, питомі затрати зовнішньої енергії.

Summary. *The principal heat pump split air conditioning system of a public space is researched, in which cold exhaust air utilization is used to maintain the given comfortable conditions inside a premise. A theoretical model of this system was developed, and a thermodynamic analysis of the system's operation was carried out to determine the necessary modes of its operation in the warm period of the year.*

Key words: *heat pump split system, air conditioning, recirculation, specific consumption of external energy.*

Вступ. Тенденція зростання вартості енергоресурсів для кінцевого споживача робить первинною задачу збільшення ефективності роботи обладнання і сприяє пошуку шляхів і механізмів використання низькопотенційної енергії для заміни традиційних джерел теплоти або холоду, які передбачають спалювання органічного палива [1, с. 12].

Одним із рішень може бути використання додаткових джерел теплоти або холоду для підвищення ефективності роботи систем на базі повітряних теплових насосів (ТН). Як показано в [2, с. 710], ефективність роботи таких систем зростає при їх застосуванні в громадських будівлях (школи, дитсадки, лікарні, торгово-розважальні центри тощо) з постійним перебуванням людей, де вимагається досить велика кратність повітрообміну повітря. Як наслідок має місце додаткове джерело теплоти або холоду у вигляді вентиляційних викидів, що можуть бути використані в комбінації з атмосферним повітрям для цілей повітряного опалення та кондиціонування.

У зв'язку з цим авторами запропоновано та проаналізовано принципову теплонасосну спліт-систему в режимі кондиціонування з додатковою утилізацією холоду витяжного повітря. Як критерій

термодинамічної ефективності вибрано величину сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на спліт-систему, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманого холоду для задоволення потреб кондиціонування.

Опис роботи схеми

На рис. 1 наведена принципова теплонасосна спліт-система в режимі кондиціонування з використанням холоду витяжного повітря.

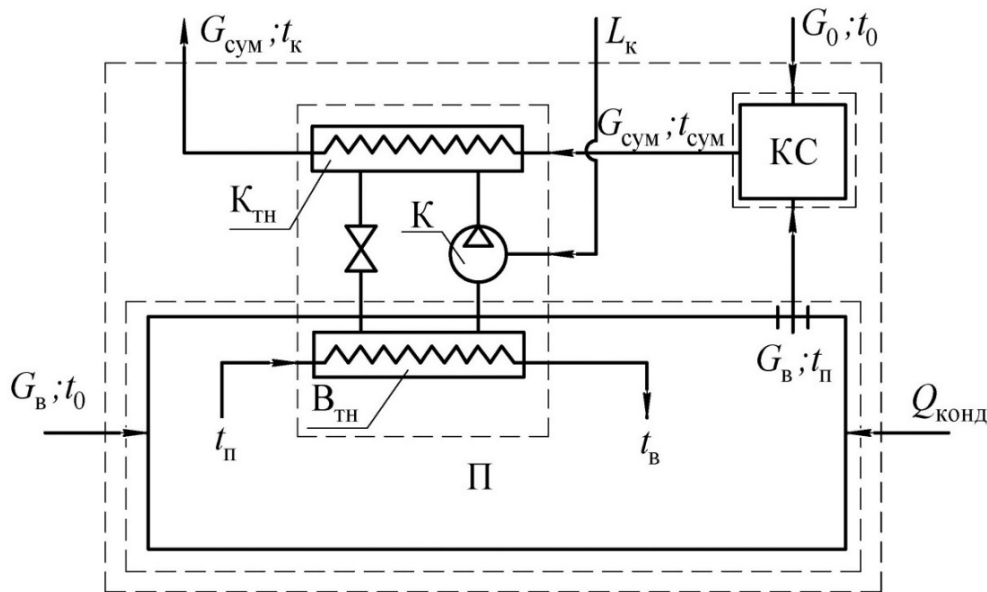


Рис. 1. Принципова теплонасосна спліт-система в режимі кондиціонування з використанням холоду витяжного повітря: $K_{\text{ТН}}$ – конденсатор ТН; $B_{\text{ТН}}$ – випарник ТН; K – компресор; $KЗ$ – камера змішування

Принцип роботи схеми: зовнішнє повітря з температурою t_0 і масовою витратою G_0 подається в камеру змішування, де відбувається його охолодження до температури $t_{\text{сум}}$ за рахунок змішування з відпрацьованим повітрям, відведеним з приміщення за температури $t_{\text{п}}$ та масової витрати $G_{\text{в}}$. Отримана суміш повітря ($t_{\text{сум}}$, $G_{\text{сум}}$) після камери змішування спрямовується у конденсатор ТН, де повітря нагрівається і на виході має температуру $t_{\text{к}}$. Для цілей кондиціонування тепловий потік $Q_{\text{конд}}$ відводиться від повітря у приміщенні у випарнику ТН, у якому повітря охолоджується до температури $t_{\text{в}}$.

Термодинамічний аналіз теплонасосної спліт-системи в режимі кондиціонування з використанням холоду витяжного повітря

Виконання термодинамічного аналізу будь-якої системи супроводжується попереднім визначенням термодинамічного стану цієї системи, який залежить від параметрів в її вузлових точках. У представленій системі серед невідомих параметрів є: температури повітря на вході до конденсатора ТН та на виході з нього, температура повітря на виході з випарника ТН або на вході до приміщення, а також витрати свіжого атмосферного та відпрацьованого повітря на вході до камери змішування. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

Температуру повітря на виході з випарника ТН можна визначити з теплового балансу приміщення. Дана рівність має вигляд:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{конд}} + Q_{\text{вент}}, \quad (1)$$

де $Q_{\text{в}}$, $Q_{\text{конд}}$ і $Q_{\text{вент}}$ – тепловий потік до випарника ТН від приміщення, надходження теплоти до приміщення з навколишнього середовища та потік теплоти на охолодження інфільтраційного повітря до приміщення відповідно, кВт.

Для подальшого аналізу введено коефіцієнт m – відношення потоку теплоти на охолодження інфільтраційного повітря до потоку теплоти на кондиціонування

$$m = \frac{Q_{\text{вент}}}{Q_{\text{конд}}}. \quad (2)$$

Теплові потоки $Q_{\text{в}}$, $Q_{\text{конд}}$ і $Q_{\text{вент}}$ можна представити у вигляді:

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} c_p (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}), \quad (3)$$

$$Q_{\text{конд}} = \bar{K} F (t_0 - t_{\text{п}}), \quad (4)$$

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{вент}} c_p (t_0 - t_{\text{п}}), \quad (5)$$

де $G_{\text{в}}$ – витрата повітря через випарник ТН, кг/с; c_p – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·°С); $t_{\text{в}}$ – температура повітря на виході з

випарника ТН, °С; t_{Π} – температура повітря всередині приміщення (у даних розрахунках прийнято $t_{\Pi} = 22$ °С); \bar{K} – загальний коефіцієнт теплопередачі огорожень приміщення, суміжних з навколишнім середовищем, Вт/(м²·°С); F – загальна площа даних огорожень приміщення, м²; t_0 – температура повітря навколишнього середовища; $G_{\text{вент}}$ – витрата інфільтраційного повітря, кг/с.

Підставивши рівняння (2) – (4) в (1), після ряду математичних перетворень отримаємо співвідношення для визначення температури повітря на виході з випарника ТН:

$$t_{\text{в}} = t_{\Pi} - K_{\Pi}(t_0 - t_{\Pi})(1 + m), \quad (6)$$

де $K_{\Pi} = \frac{\bar{K}F}{G_{\text{вент}}c_p}$ – безрозмірний коефіцієнт, який характеризує інтенсивність надходження теплоти через огорожуючі конструкції.

Рівняння теплового балансу камери змішування дає змогу визначити залежність температури суміші відпрацьованого і зовнішнього повітря на вході до конденсатора ТН $t_{\text{сум}}$ від коефіцієнта $K_{\text{в}}$ (відношення масової витрати відпрацьованого повітря з приміщення ($G_{\text{в}}$) до сумарної витрати повітря ($G_{\text{сум}}$) через конденсатор ТН), яке має вигляд

$$K_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{сум}}}, \quad (7)$$

де $G_{\text{сум}} = G_0 + G_{\text{в}}$ – сумарна масова витрата зовнішнього атмосферного G_0 і відпрацьованого $G_{\text{в}}$ повітря з приміщення на конденсатор ТН, кг/с.

Згідно з рис. 1 тепловий баланс камери змішування можна записати так

$$G_0 c_p t_0 + G_{\text{в}} c_p t_{\Pi} = G_{\text{сум}} \cdot c_p \cdot t_{\text{сум}}. \quad (8)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (7) розділити на $G_{\text{сум}}c_p$, отримаємо таке співвідношення

$$\frac{G_0 c_p}{G_{\text{сум}} c_p} \cdot t_0 + \frac{G_{\text{в}} c_p}{G_{\text{сум}} c_p} \cdot t_{\Pi} = t_{\text{сум}}. \quad (9)$$

З урахуванням рівняння (7), після ряду математичних перетворень, отримуємо вираз для залежності температури суміші повітря на вході до конденсатора ТН $t_{\text{сум}}$ від коефіцієнта $K_{\text{в}}$ (нехтуючи зміною питомої теплоємності)

$$t_{\text{сум}} = t_0 - K_{\text{в}}(t_0 - t_{\text{п}}). \quad (10)$$

Температура повітря на виході з конденсатора ТН $t_{\text{к}}$ може бути визначена шляхом розв'язку рівняння теплового балансу ТН, яке має вигляд

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

де $Q_{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника ТН, кВт; $L_{\text{к}}$ – потужність приводу компресора ТН, кВт.

З іншого боку потужність приводу компресора ТН можна визначити як

$$L_{\text{к}} = Q_{\text{вип}}/(\varepsilon + 1), \quad (12)$$

де ε – холодильний коефіцієнт ТН.

Теплове навантаження конденсатора ТН можна визначити за формулою

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{сум}}c_{\text{р}}(t_{\text{к}} - t_{\text{сум}}). \quad (13)$$

Використовуючи залежності (1), (2), (5), (7), (12) і (13), після ряду математичних перетворень отримуємо залежність для розрахунку температури повітря на виході з конденсатора ТН

$$t_{\text{к}} = t_{\text{сум}} + (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}) \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon}. \quad (14)$$

Для визначення коефіцієнта $K_{\text{в}}$ використано рівняння теплового балансу всієї схеми (рис. 1) з урахуванням виразів (2), (5), (7), (12), (13), оскільки заздалегідь невідомі масові витрати зовнішнього атмосферного та відпрацьованого повітря

$$K_{\text{в}} = \frac{(t_{\text{к}} - t_0) - (t_{\text{к}} - t_{\text{сум}})/(\varepsilon + 1)}{(t_0 - t_{\text{п}})/m}. \quad (15)$$

Холодильний коефіцієнт ТН визначається як

$$\varepsilon = \varepsilon_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (16)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$) [3, с. 112; 4, с. 216]; ε_T – теоретичний холодильний коефіцієнт ТН.

Холодильний коефіцієнт ідеального циклу Карно ε_T з урахуванням теплових необоротності у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varepsilon_T = \frac{1}{\frac{273+t_k+\Delta t_k}{273+t_b-\Delta t_b}-1}, \quad (17)$$

де t_b – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С; t_k – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С; Δt_b – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С; Δt_k – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [4, с. 218] для конденсатора ТН можна прийняти $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$, для випарника – $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$.

Після визначення невідомих параметрів у вузлових точках схеми можна визначити ефективність роботи теплонасосної спліт-системи в режимі кондиціонування з використанням холоду витяжного повітря. З урахуванням затрат енергії на привід компресора ТН цю ефективність можна охарактеризувати величиною питомих затрат енергії на кондиціонування та охолодження інфільтраційного повітря, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманого холоду для задоволення потреб кондиціонування

$$l_{\text{к+вент}} = \frac{L_{\text{к}}}{Q_{\text{конд}}+Q_{\text{вент}}}. \quad (18)$$

З урахуванням рівнянь (2), (5), (12), (13) після ряду математичних перетворень рівняння (16) для оцінки сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на теплонасосну спліт-систему в режимі кондиціювання буде мати вигляд

$$l_{\text{к+вент}} = \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{сум}}}{K_{\text{в}}(t_0 - t_{\text{п}})(1 + 1/m)(\varepsilon + 1)}. \quad (19)$$

Висновки. Наведений термодинамічний аналіз дозволить виконати ряд розрахунків в залежності від умов довкілля для задоволення потреб кондиціювання повітря в приміщенні. Аналіз дасть можливість оцінки ефекту від утилізації енергії холоду відпрацьованого повітря та встановить доцільність від застосування подібної схеми в порівнянні з простою спліт-системою кондиціювання.

Література

1. Нова енергетична стратегія України до 2035 року: «безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2017.
2. Yu-Yuan Hsieh, Yi-Hung Chuang, Tung-Fu Hou, Bin-Juine Huang A study of heat-pump fresh air exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 132, No. 5. P. 708-718.
3. Безродний М. К., Пуховий І. І., Кутра Д. С. Теплові насоси та їх використання: навч. посіб. К.: НТУУ «КПІ», 2013. 312 с.
4. Морозюк Т. В. Теорія холодильних машин і теплових насосів. Одеса: Студія «Негоціант», 2006. 712 с.