

М.К. Безродний, д-р. техн. наук, проф., ORCID 0000-0002-0788-5011
Т.О. Місюра, магістр, асп., ORCID 0000-0002-2733-5308
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ВИСОКОЕФЕКТИВНА ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ

Метою роботи був термодинамічний аналіз теоретичної моделі теплонасосної установки вентиляції та кондиціонування повітря з рециркуляцією холоду в залежності від параметрів зовнішнього повітря для підтримання температурних і вологісних умов у виробничому приміщенні в теплий період року. За допомогою чисельного аналізу методом послідовних наближень визначено параметри повітря в вузлових точках схеми та оцінена її енергетична ефективність. Це дало встановити режими роботи установки в залежності від параметрів зовнішнього повітря, характеристик вагомості рециркуляції холоду для забезпечення високої ефективності роботи схеми. Досліджена система може бути придатною для застосування в країнах з помірним континентальним і вологим тропічним кліматом в усьому діапазоні температур навколишнього середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну.

Ключові слова: теплонасосно-рекуператорна схема, повітряний тепловий насос, вентиляція та кондиціонування, холодильний коефіцієнт, рециркуляція, помірний континентальний клімат.

Вступ

У 2015 році в Парижі Рамкова конвенція ООН про зміну клімату домовилася знизити підвищення середньорічної глобальної температури на 2 °С відносно доіндустріальних часів з метою зменшення ризиків зміни клімату. Як наслідок, Європейський Союз встановив мету до 2050 р. скоротити викиди CO₂ на 80 % [1]. Крім того, окремі цілі були встановлені для різних секторів, що споживають енергію. Так, метою будівельного сектору є скорочення викидів на 90 %, що також включає суцільну декарбонізацію цього сектору. З цією метою пропонується використання відновлюваних джерел енергії та електроенергії замість викопного палива для цілей теплопостачання та генерації холоду, на що у розвинутих країнах витрачається половина енергії, що споживається в будівлях, та п'ята частина загального національного споживання енергії [2]. ЄС також встановив проміжну загальну мету на 2030 рік – зменшення викидів CO₂ на 40 % із часткою залучення відновлюваних джерел енергії щонайменше 32 %.

На сьогодні використання систем з тепловими насосами (ТН) продовжує зростати, оскільки це високоефективні технології, що пропонують можливість забезпечення вентиляції та кондиціонування в будівлях, зменшуючи споживання первинної енергії по відношенню до традиційних систем [3]. Повітряні ТН для цілей кондиціонування широко використовуються в житлових, комерційних та виробничих приміщеннях, забезпечуючи заданий тепловий та вологісний режим за високої енергоефективності. Видалення зайвої вологи з таких приміщень відбувається шляхом вентиляції з відпрацьованим вентиляційним повітрям, а підтримання заданих температури і вологості повітря всередині приміщення може досягатись за рахунок попередньої підготовки припливного повітря в теплонасосній установці (ТНУ) [4]. В останні роки через масштабне введення в роботу таких систем споживання ними електроенергії протягом року почало зростати [5]. Таким чином, покращення продуктивності ТНУ має велике значення для економії енергії.

У роботі [6] було виконано термодинамічний аналіз ТНУ вентиляції та кондиціонування повітря виробничого приміщення у теплий період року, метою якого були визначення параметрів повітря в вузлових точках схеми, оцінка енергетичної ефективності та встановлення режимів роботи ТНУ в залежності від параметрів зовнішнього повітря та характеристик об'єктів вентиляції та кондиціонування.

Попередня схема забезпечувала потреби у вентиляції та кондиціонуванні повітря шляхом змінного надходження свіжого повітря. Аналіз схеми показав, що за постійної температури навколишнього середовища t_0 потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням його відносної вологості ϕ_0 та величини K , яка використовується для розрахунку необхідного переохолодження припливного повітря на вході до приміщення для компенсації теплових надходжень. Таке зростання призводить до збільшення температури відпрацьованого повітря після конденсатора ТН $t_{\text{відх}}$. У результаті для задоволення потреб необхідна більша

На рис. 2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціонування приміщення в $h-d$ діаграмі. Точка O побудована за параметрами навколишнього середовища (t_o, h_o) [7]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою t_2 і відносною вологістю φ_2 повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [8] в залежності від технологічного призначення приміщення. За $h-d$ діаграмою визначається h_2 . Згідно з будівельними нормами [8] для даного приміщення приймається величина перегріву припливного повітря $\Delta t_{\text{вент}}$ і на лінії $h_2 = \text{const}$ за $t_1' = t_2 + \Delta t_{\text{вент}}$ знаходиться точка $1'$, яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції. Перехід $1'-1$ зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціонування. Температура повітря в точці 1 на лінії $d_1' = \text{const}$ може бути прийнята, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур зовні і всередині приміщення, тобто $\Delta t = t_1' - t_1 = K(t_o - t_2)$, де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Опис методики розрахунку даного коефіцієнта викладено у роботі [6]. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 розділяється на два потоки та змішується з двома потоками свіжого зовнішнього повітря з параметрами в точці O у двох камерах змішування (точки c_1 і c_2). Один потік повітряної суміші підігрівається в конденсаторі ТН до температури t_k за сталого вологовмісту d_{c_1} (точка k), а інший потік охолоджується у випарнику ТН з частковою конденсацією водяної пари (точка B). Охолоджений потік повітря нагрівається у рекуператорі за сталого заданого вологовмісту d_1 до температури t_1 за рахунок гарячого потоку повітря після конденсатора. Підігріта суміш повітря направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціонування. Процес $1-2$ відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.

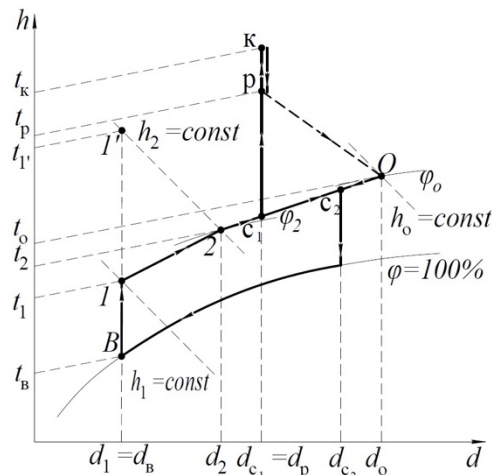


Рис. 2. Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціонування приміщення в $h-d$ діаграмі

Визначення температури припливного повітря на вході в приміщення

За методикою, що описана в роботі [6], співвідношення переохолодження припливного повітря для задоволення потреб кондиціонування і перепаду температур зовні і всередині приміщення, можна записати

$$\Delta t = t_1' - t_1 = K(t_o - t_2), \quad (1)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти.

У свою чергу величина K визначається наступним чином

$$K = K_1 + K_2, \quad (2)$$

$$K_1 = \frac{3600 \bar{K} F}{\rho_{\text{п}} c_{\text{р}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}}}, \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{Q_{\text{вн}}}{G_{\text{зар}} c_{\text{р}} (t_o - t_2)}, \quad (4)$$

де K_1 – коефіцієнт, який залежить від геометричних і теплофізичних характеристик будівлі і кратності повітрообміну об'єкта кондиціонування; K_2 – коефіцієнт, який залежить від внутрішніх тепловиділень; \bar{K} , Вт/(м²·°С) – середній коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій приміщення; F , м² – площа огорожувальних конструкцій, через які відбуваються надходження теплоти до приміщення; $\rho_{\text{п}}$, кг/м³ –

густина повітря; c_p , кДж/(кг·°C) – питома теплоємність повітря; $K_{п.об}$, 1/год – коефіцієнт повітрообміну; $V_{прим}$, м³ – об’єм приміщення; $Q_{вн}$, кВт – внутрішні тепловиділення.

Таким чином, коефіцієнт пропорційності K в рівнянні (1) може бути попередньо визначений через коефіцієнти K_1 і K_2 . Тим самим із рівняння (1) може бути визначена температура t_1 припливного повітря на вході в приміщення.

Термодинамічний аналіз ТНУ

Термодинамічний аналіз системи, що розглядається, виконується на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від зміни параметрів зовнішнього атмосферного повітря. У свою чергу стан даної системи вентиляції та кондиціонування повітря залежить від поки що невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є частки потоків відпрацьованого та свіжого зовнішнього повітря, що направляються до КЗ₁ та КЗ₂, температури повітря після конденсатора ТН та рекуператора, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів як окремих елементів системи, так і системи в цілому.

За принципом роботи схеми повітря після випарника ТН підігрівається у рекуператорі до необхідної температури t_1 за рівнянням (1). Цей процес протікає за постійного вологовмісту, який повинен відповідати заданому значенню d_1 . Оскільки у випарнику охолодження повітря протікає за часткової конденсації водяної пари, температуру та ентальпію повітря на виході, t_b і h_b , можна визначити за допомогою $h-d$ діаграми вологого повітря на лінії $\phi = 100\%$ в точці її перетину з d_1 .

Ентальпії сумішей повітря після КЗ₁ і КЗ₂ можна визначити з рівнянь енергетичного балансу для камер змішування, які відповідно мають вигляд

$$G_p h_0 + G_0 h_2 = G_{заг} h_{c1}, \quad (5)$$

$$G_p h_2 + G_0 h_0 = G_{заг} h_{c2}, \quad (6)$$

де G_0 , G_p , $G_{заг}$, кг/с – масові витрати свіжого, відпрацьованого і загального потоків повітря; h_{c1} , h_{c2} , кДж/кг_{с.п.} – ентальпії повітряних сумішей після камер змішування.

Розділивши ліві та праві частини рівнянь (5) і (6) на величину $G_{заг}$, отримаємо рівняння для визначення ентальпій h_{c1} і h_{c2}

$$h_{c1} = K_p h_0 + K_0 h_2, \quad (7)$$

$$h_{c2} = K_p h_2 + K_0 h_0, \quad (8)$$

де K_p , K_0 – частки рециркуляційного відпрацьованого та свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

За принципом роботи схеми на виході з камер змішувань отримуються суміші повітря з однаковими масовими витратами, які рівні необхідній витраті повітря для задоволення потреб вентиляції $G_{заг}$. Тобто повинна виконуватись така умова

$$K_p + K_0 = 1. \quad (9)$$

Вологовмісти сумішей повітря після камер змішування d_{c1} і d_{c2} можна визначити із рівнянь матеріального балансу для камер змішування

$$G_p d_0 + G_0 d_2 = G_{заг} d_{c1}, \quad (10)$$

$$G_p d_2 + G_0 d_0 = G_{заг} d_{c2}. \quad (11)$$

Розділивши ліві та праві частини рівнянь (10) і (11) на величину $G_{заг}$, отримаємо рівняння для визначення вологовмістів

$$d_{c1} = K_p d_0 + K_0 d_2, \quad (12)$$

$$d_{c2} = K_p d_2 + K_0 d_0. \quad (13)$$

Для визначення ентальпії суміші повітря після конденсатора ТН, h_k , може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_{конд} = Q_{вип} + L_k. \quad (14)$$

Складові рівняння (14) визначаються так:
тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{заг}}(h_{\text{к}} - h_{\text{с1}}); \quad (15)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}}(h_{\text{с2}} - h_{\text{в}}); \quad (16)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (17)$$

де $\varepsilon_{\text{ТН}}$ – холодильний коефіцієнт ТН.

Після деяких математичних перетворень вираз для визначення ентальпії $h_{\text{к}}$ приймає вигляд

$$h_{\text{к}} = h_{\text{с1}} + (h_{\text{с2}} - h_{\text{в}}) \frac{\varepsilon_{\text{ТН}} + 1}{\varepsilon_{\text{ТН}}}. \quad (18)$$

Температура на виході з конденсатора ТН, $t_{\text{к}}$, може бути визначена за допомогою h - d діаграми вологого повітря в точці перетину $h_{\text{к}}$ з вологовмістом після КЗ₁ $d_{\text{с1}}$.

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціонування працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}} - 1}, \quad (19)$$

де $t_{\text{в}}$ – температура суміші повітря на виході з випарника ТН, °С; $t_{\text{к}}$ – температура суміші повітря на виході з конденсатора ТН, °С; $\Delta t_{\text{в}}$ – температурний перепад між потоками повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С; $\Delta t_{\text{к}}$ – 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 [9] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти $\Delta t_{\text{к}} = \Delta t_{\text{в}} = 10$ °С.

Ентальпію h_1 з достатньою точністю можна визначити за наступною розрахунковою формулою для вологого повітря [7]

$$h_1 = 1,005t_1 + (2500 + 1,8t_1)d_1. \quad (20)$$

Ентальпія охолодженої суміші повітря на виході з рекуператора, $h_{\text{р}}$, визначається з рівняння енергобалансу рекуператора. З урахуванням того, що масові витрати повітряних сумішей після КЗ₁ і КЗ₂ однакові, рівняння має наступний вигляд

$$h_{\text{к}} + h_{\text{в}} = h_1 + h_{\text{р}}. \quad (21)$$

Таким чином, ентальпія $h_{\text{р}}$ визначається як

$$h_{\text{р}} = h_{\text{к}} + h_{\text{в}} - h_1. \quad (22)$$

З іншого боку, ентальпію суміші повітря після КЗ₂ можна виразити з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми, яке з урахуванням зовнішніх і внутрішніх надходжень теплоти, $Q_{\text{к}}$, має вигляд

$$L_{\text{к}} + G_0 h_0 + G_{\text{р}} h_0 + Q_{\text{к}} = G_{\text{заг}} h_{\text{р}}. \quad (23)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (23) на величину $G_{\text{заг}}$ та врахувавши рівняння (1) в $Q_{\text{к}}$, після ряду перетворень отримаємо

$$h_{\text{с2}} = \left[h_{\text{р}} - h_0 - c_{\text{р}} K (t_0 - t_2) \right] \varepsilon_{\text{ТН}} + h_{\text{в}}. \quad (24)$$

Якщо параметри у вузлових точках системи визначено правильно, то числові значення ентальпії $h_{\text{с2}}$, отримані за допомогою рівнянь (8) та (24), мають бути рівними.

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціонування більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L_{\text{к}}}, \quad (25)$$

де $Q_{\text{хол}}$, кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення. Вона визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1). \quad (26)$$

З урахуванням рівнянь (16) і (17) вираз (25) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \varepsilon_{\text{тн}} \frac{h_0 - h_1}{h_{\text{с2}} - h_{\text{в}}} \quad (27)$$

Розрахунковий аналіз вентиляції і кондиціонування повітря

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ вентиляції та кондиціонування повітря виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділенням. Як прототип був обраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в Київській області [10]. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [8]: температура в приміщенні $t_2 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$; відносна вологість повітря в приміщенні $\varphi_2 = 50 \%$; перегрів припливного повітря для системи вентиляції $\Delta t_{\text{вент}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 2: $d_1 = 5,3 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ і $d_2 = 6,5 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$.

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (7), (8), (12), (13), (18), (19), (22), (24) і (27) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування як на параметри системи (температура повітря на виході з конденсатора ТН і рекуператора (рис. 3, 5), холодильний коефіцієнт ТН (рис.3, 6)), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції та кондиціонування (рис. 3, 6).

При виборі величини K врахована така обставина. За наведеною у роботі [6] методикою для обраного виробничого приміщення встановлено, що $K = 0,23$ (відношення надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Отримане значення відповідає дійсності, оскільки для будівель виробничого та громадського призначень витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька раз перевищувати відповідні теплові притоки [11]. У зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення коефіцієнта $K = 0,1; 0,3; 0,5$.

На рис. 3, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора $t_{\text{к}}$ і випарника $t_{\text{в}}$ ТН та рекуператора $t_{\text{р}}$ (рис. 3, а), а також залежності холодильних коефіцієнтів ТН $\varepsilon_{\text{тн}}$ та ТНУ $\varepsilon_{\text{сх}}$ вентиляції та кондиціонування (рис. 3, б) від температури t_0 та відносної вологості ($\varphi_0 = 50 \%$) навколишнього середовища, коефіцієнта $K = 0,3$ і значень коефіцієнта рециркуляції $K_{\text{р}} = 0 - 0,8$ ($t_{\text{вдх}}$, $t_{\text{в}}$, $\varepsilon_{\text{тн}}$, $\varepsilon_{\text{сх}} = f(t_0, \varphi_0 = 50 \%, K = 0,3)$). Криві 1 та 6 на обох рисунках відповідають випадку, коли рециркуляція відсутня, тобто $K_{\text{р}} = 0$.

Температури $t_{\text{к}}$ обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН $t_{\text{к}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$. Видно, що умови використання даної схеми покращуються зі збільшенням рециркуляції відпрацьованого повітря. Так, за $K_{\text{р}} = 0,8$ схема здатна працювати до $t_0 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура охолодженого в рекуператорі повітря $t_{\text{р}}$ підвищуються з ростом t_0 , оскільки знижується t_1 , тобто потреба в більш холодному повітрі. Температури $t_{\text{в}}$ не залежать від t_0 та $K_{\text{р}}$ згідно з прийнятим робочим процесом ТНУ і становлять в середньому $4 \text{ }^\circ\text{C}$.

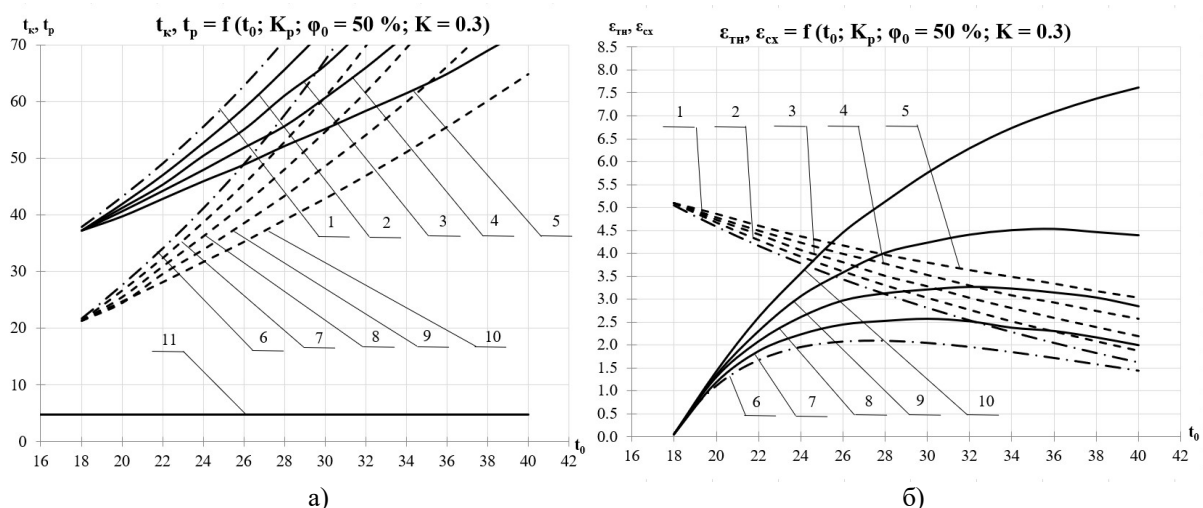


Рис. 3. Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН і рекуператора (а), залежності холодильних коефіцієнтів ТН та схеми в цілому (б) від температури, відносної вологості ($\varphi_0 = 50 \%$) навколишнього середовища, величини $K = 0,3$ і коефіцієнта рециркуляції $K_{\text{р}}$: а) 1-5 ($t_{\text{к}}$); 6-10 ($t_{\text{р}}$); 11 ($t_{\text{в}}$) – $K_{\text{р}} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$; б) 1-5 ($\varepsilon_{\text{тн}}$); 6-10 ($\varepsilon_{\text{сх}}$) – $K_{\text{р}} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

З рис. 3, б видно, що енергоефективність даної ТНУ зростає зі збільшенням t_0 і K_p . За зниження рециркуляції K_p температури t_0 , при яких ефективність максимальна, також знижуються. Потім ефективність поступово знижується з ростом t_0 . Проте за $K_p = 0,8$ ефективність при $t_0 = 40$ °С все ще зростає. Це свідчить про те, що дана модель ТНУ може бути придатною для застосування в країнах з помірним сухим континентальним кліматом в усьому діапазоні температур навколишнього середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну. Але це також означає те, що для підтримання кратності повітрообміну $K_{п.о} = 1$ год⁻¹ необхідно збільшити загальну витрату повітря в 5 разів (див. рис. 4). Ефективність ТН $\epsilon_{тн}$ при цьому за найгірших умов ($t_0 = 40$ °С; $K_p = 0,2$) становить 2 од.

Прийняту умову (9) формування загального потоку повітря на вентиляцію можна записати у вигляді

$$\frac{G_p}{G_{заг}} + \frac{G_0}{G_{заг}} = 1, \quad (28)$$

звідки можна отримати

$$\frac{G_{заг}}{G_0} = \frac{1}{1 - K_p}. \quad (29)$$

Дана залежність описує, як змінюються загальні витрати повітря на вентиляцію приміщення $G_{заг}$ від коефіцієнта рециркуляції K_p . На рис. 4 ця залежність представлена графічно. Видно, що підвищення рециркуляції до 80 % досить слабо впливає на відносну загальну витрату повітря, після чого має місце стрімке зростання величини $G_{заг} / G_0$. У зв'язку з цим подальший аналіз ефективності схеми виконано при максимально доцільному значенні коефіцієнта рециркуляції $K_p = 0,8$.

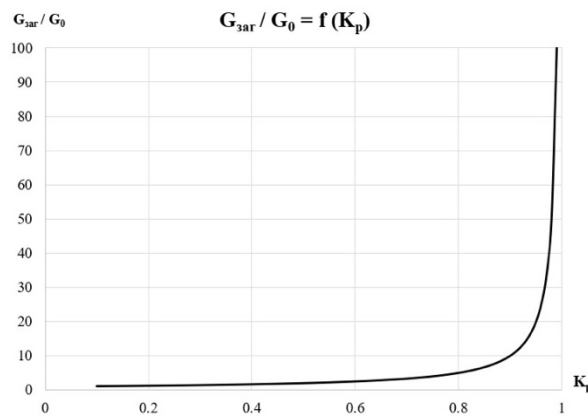


Рис. 4. Залежність загальних витрат повітря на вентиляцію приміщення $G_{заг}$ від коефіцієнта рециркуляції K_p

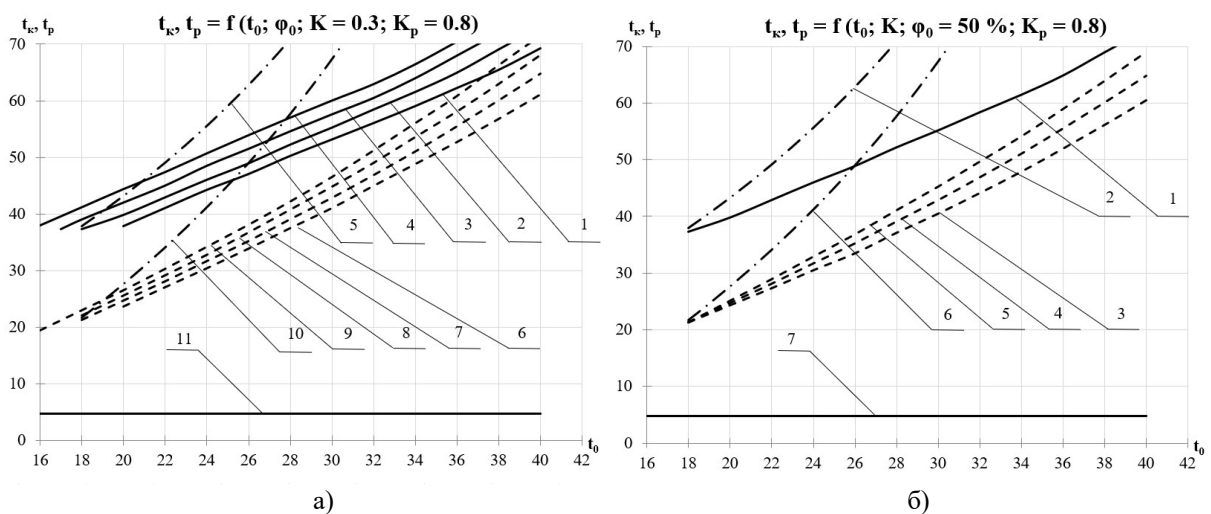


Рис. 5. Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН і рекуператора від температури та відносної вологості навколишнього середовища, величини K і коефіцієнта рециркуляції $K_p = 0,8$: а) $K = 0,3$: 1-4 (t_k), 6-9 (t_p), 11 (t_b) – $\varphi_0 = 40$ %; 50 %; 60 %; 70 %; 5 (t_k), 10 (t_p) – $K_p = 0$; б) $\varphi_0 = 50$ %: 1 (t_k), 3-5 (t_p), 7 (t_b) – $K = 0,1$; 0,3; 0,5; 2 (t_k), 6 (t_p) – $K_p = 0$

На рис. 5, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора t_k , випарника t_b ТН і рекуператора t_p від температури t_0 та відносної вологості ϕ_0 навколишнього середовища (а, $K = 0,3$; $K_p = 0,8$) і різних значень величини K (б, $\phi_0 = 50\%$; $K_p = 0,8$). Температури t_k теж обмежуються критичним значенням температури та зростають зі збільшенням відносної вологості ϕ_0 . За $\phi_0 = 70\%$ критична температура настане при $t_0 = 36\text{ }^\circ\text{C}$. Це означає, що дана схема має сприятливі показники також для вологого жаркого клімату. Температури t_b не залежать від відносної вологості ϕ_0 та температури t_0 і становлять в середньому $4\text{ }^\circ\text{C}$. Збільшення температури t_p вказує на зменшення теплового потоку для нагрівання припливного повітря до заданої температури t_1 . За даного робочого процесу температура t_k не залежить від величини K , оскільки в розрахунках приймається постійне значення температури повітря на виході з приміщення $t_2 = 18\text{ }^\circ\text{C}$. Тобто схема розглядається в стаціонарному режимі, коли теплові надходження не змінюються в часі. За збільшення величини K , тобто при більших надходженнях теплоти, температура t_p також буде зростати. Криві 5 і 10 (а), а також 2 і 6 (б) описують відсутність рециркуляції повітря та вказують на різке погіршення температурного режиму роботи ТНУ.

На основі числового аналізу співвідношень (19) і (27) на рис. 6 побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН $\epsilon_{тн}$ та ТНУ $\epsilon_{сх}$ вентиляції та кондиціювання від температури t_0 та відносної вологості ϕ_0 навколишнього середовища (рис.6, а) та різних значень величини K (рис.6, б). З графіків видно, що енергоефективність даної ТНУ $\epsilon_{сх}$ зростає зі збільшенням ϕ_0 , оскільки більша частина зовнішнього повітря потрапляє до конденсатора ТН, а на випарник надходить повітряна суміш з параметрами близькими до параметрів в точці 2 (див. рис. 2). Тобто зростання ентальпії зовнішнього повітря h_0 не суттєво впливає на теплове навантаження випарника ТН, що свідчить про ефективну рециркуляцію холоду, який виробляється системою. Зростання величини K вказує на те, що зростає потреба у більш холодному повітрі для цілей кондиціювання, тому ефективність схеми також підвищується. Оскільки температури t_k і t_b є постійними за даного робочого процесу, то $\epsilon_{тн}$ не залежить від величини K , тобто від характеристики приміщення. Криві 5, 10 (а) і 2, 6 (б) описують відсутність рециркуляції повітря та вказують на різке погіршення ефективності роботи ТНУ.

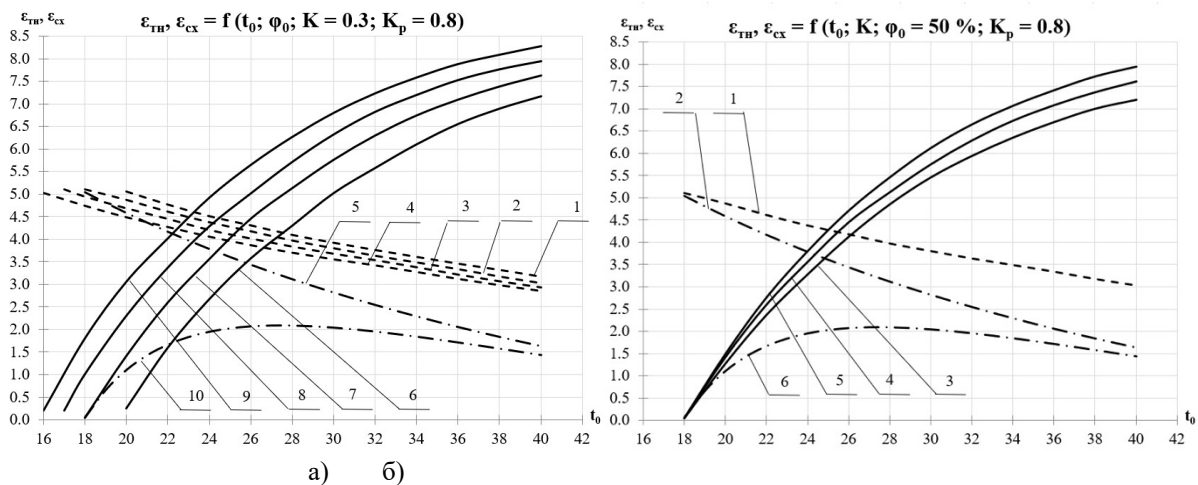


Рис. 6. Залежності холодильних коефіцієнтів ТН та схеми в цілому від температури та відносної вологості навколишнього середовища, величини K і коефіцієнта рециркуляції $K_p = 0,8$: а) $K = 0,3$: 1-4 ($\epsilon_{тн}$), 6-9 ($\epsilon_{сх}$) – $\phi_0 = 40\%$; 50%; 60%; 70%; 5 ($\epsilon_{тн}$), 10 ($\epsilon_{сх}$) – $K_p = 0$; б) $\phi_0 = 50\%$: 1 ($\epsilon_{тн}$), 3-5 ($\epsilon_{сх}$) – $K = 0,1$; 0,3; 0,5; 2 ($\epsilon_{тн}$), 6 ($\epsilon_{сх}$) – $K_p = 0$

Висновки

1. Аналіз даної ТНУ вентиляції та кондиціювання показав вагомість рециркуляції холоду для забезпечення високої ефективності роботи схеми в широкому діапазоні температур і відносних вологостей навколишнього середовища. Теоретично максимальна ефективність схеми становить близько 8 од., що відбувається за найгірших умов: $t_0 = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $\phi_0 = 70\%$. Збільшення теплових притоків зумовлює до ще більш ефективної рециркуляції холоду, так як для кондиціювання потребується більш низька температура припливного повітря.

2. Висока холодильна ефективність ТНУ в усьому температурному діапазоні свідчить про покращення умов роботи конденсатора, тобто температури повітря на виході з нього досягають критичних значень за вищих температур навколишнього середовища в порівнянні зі схемою, що була розглянута в роботі [6].

3. Дана теоретична модель ТНУ може бути придатною для застосування як в країнах з помірним сухим континентальним кліматом, так і з вологим тропічним кліматом в усьому діапазоні температур навколишнього

середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну (цех, склад, машинне відділення). Але це також означає те, що для підтримання низької кратності повітрообміну необхідно збільшувати загальну витрату повітря, тобто затрати енергії на вентиляційні агрегати будуть зростати.

Отримані результати дослідження буде покладено в подальшу наукову та проектну роботу з вдосконалення існуючих ТНУ опалення, вентиляції та кондиціонування.

Список використаної літератури

1. Aguilar, F. Techno-economic analysis of an air conditioning heat pump powered by photovoltaic panels and the grid / F. Aguilar, D. Crespi-Llorens, P.V. Quiles // Solar Energy. – 2019. Vol. 180 – pp. 648–663.
2. Pérez-Lombard, L. A review on buildings energy consumption information / L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, C. Pout // Energy Build. – 2008. Vol. 40 – pp. 394–398. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.03.007>.
3. Mazzeo, D. Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage / D. Mazzeo // Journal of Cleaner Production. – 2019. Vol. 213 – pp. 1228–1250.
4. Yu-Yuan Hsieh. A study of heat-pump fresh air exchanger / Yu-Yuan Hsieh, Yi-Hung Chuang, Tung-Fu Hou, Bin-Juine Huang // Applied Thermal Engineering. – 2018. Vol. 132 – pp. 708–718.
5. Wu J. Residential air-conditioner usage in China and efficiency standardization / Wu J, Liu C, Li H // Energy. – 2016. Vol. 119 – pp. 1036–1046.
6. Безродний, М. К. Теплонасосна система вентиляції та кондиціонування виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // Eurasian Physical Technical Journal. – 2020. – № 34. – С. 118–132.
7. Боженко, М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти / М. Ф. Боженко. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2004. – 192 с.
8. Опалення, вентиляція та кондиціонування // Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. – 149 с.
9. Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
10. Безродний, М. К. Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях з вологовиділенням / М. К. Безродний, Н. О. Притула, М. О. Цветкова // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". – 2018. – № 13. – С. 77–82. DOI: 10.20998/2078774X.2018.13.14.
11. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.

M. Bezrodny, Dr. Eng. Sc., Prof., **ORCID 0000-0002-0788-5011**

T. Misiura, Msc, Ph.D. student, **ORCID 0000-0002-2733-5308**

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

HIGHLY EFFICIENT HEAT PUMP VENTILATION AND AIR CONDITIONING SYSTEM OF THE PRODUCTION AREA WITH VENTILATION AIR RECIRCULATION

The aim of the work was thermodynamic analysis of the theoretical model of heat pump ventilation and air conditioning system with recirculation of cold depending on the outside air parameters to maintain temperature and humidity conditions in the production area during the warm season. Using the numerical analysis with the method of successive approximations air parameters at nodal points of the model were determined and its energy efficiency was estimated. These data made it possible to estimate operating modes of the system depending on outside air parameters, characteristics of ventilation and air conditioning objects and heat entrances to an area. The importance of cold energy recirculation to ensure high efficiency of the heat pump system was quantified. The studied system may be suitable for use in countries with temperate continental and humid tropical climates in the entire range of ambient temperatures, when the object of ventilation is a production area with a low air exchange rate.

Keywords: heat pump-recuperator system, air heat pump, ventilation and air conditioning, refrigeration coefficient, recirculation, temperate continental climate.

REFERENCES

1. Aguilar, F. Techno-economic analysis of an air conditioning heat pump powered by photovoltaic panels and the grid / F. Aguilar, D. Crespi-Llorens, P.V. Quiles // *Solar Energy*. – 2019. Vol. 180 – pp. 648–663.
2. Pérez-Lombard, L. A review on buildings energy consumption information / L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, C. Pout // *Energy Build.* – 2008. Vol. 40 – pp. 394–398. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.03.007>.
3. Mazzeo, D. Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage / D. Mazzeo // *Journal of Cleaner Production*. – 2019. Vol. 213 – pp. 1228–1250.
4. Yu-Yuan Hsieh. A study of heat-pump fresh air exchanger / Yu-Yuan Hsieh, Yi-Hung Chuang, Tung-Fu Hou, Bin-Juine Huang // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. Vol. 132 – pp. 708–718.
5. Wu J. Residential air-conditioner usage in China and efficiency standardization / Wu J, Liu C, Li H // *Energy*. – 2016. Vol. 119 – pp. 1036–1046.
6. Bezrodny, M. The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation / M. Bezrodny, T. Misiura // *Eurasian Physical Technical Journal*. – 2020. Vol. 17 – pp. 118–132.
7. Bozhenko, M. F. (2004). Heat sources and heat consumers. Kyiv, Ukraine: NTUU KPI “Politehnika”, 192 p.
8. State Building Standards of Ukraine DNB B.2.5-67: 2013, “Heating, ventilation and air conditioning”. Kyiv, Ukraine: Ministry of Regional Development, Construction and Housing of Ukraine, 149 p.
9. Morozjuk, T. V. (2006). The theory of chillers and heat pumps. Odessa, Ukraine: Studija «Negociant», 712 p.
10. Bezrodny, M. Thermodynamic analysis of the heat pump ventilation system for support of comfort conditions in industrial premises with release of moisture / M. Bezrodny, N. Prytula, M. Tsvetkova // *NTU “HPI”*. – 2018. No. 13 – pp. 77–82. DOI: 10.20998/2078-774X.2018.13.14.
11. Bezrodny M.K. Thermodynamic and energy efficiency of heat pump heat supply circuits: monograph / M.K. Bezrodny, N.O. Pritula - Kyiv: NTUU "KPI" View "Polytechnic", 2016. - 272 p.

УДК 621.577 + 697.1

М. К. Безродный, д-р. техн. наук, проф., ORCID 0000-0002-0788-5011
Т.А. Мисюра, магистр, асп., ORCID 0000-0002-2733-5308
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

**ВЫСОКОЭФФЕКТИВНАЯ ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ И
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПОМЕЩЕНИЯ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ
ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА**

Целью работы был термодинамический анализ теоретической модели теплонасосной установки вентиляции и кондиционирования воздуха с рециркуляцией холода в зависимости от параметров наружного воздуха для поддержания температурных и влажностных условий в производственном помещении в тёплый период года. С помощью численного анализа методом последовательных приближений определены параметры воздуха в узловых точках схемы и оценена её энергетическая эффективность. Это дало установить режимы работы установки в зависимости от параметров наружного воздуха, характеристик объектов вентиляции и кондиционирования и поступлений теплоты. Была количественно отражена значимость рециркуляции холода для обеспечения высокой эффективности работы схемы. Исследованная система может быть пригодной для применения в странах с умеренным континентальным и влажным тропическим климатом во всём диапазоне температур окружающей среды, когда объектом вентиляции выступает производственное помещение с невысокой кратностью воздухообмена.

Ключевые слова: теплонасосно-рекуператорная схема, воздушный тепловой насос, вентиляция и кондиционирование, холодильный коэффициент, рециркуляция, умеренный континентальный климат.

Надійшла 18.06.2020
Received 18.06.2020