

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

DOI: 10.20535/kpi-sn.2020.2.205111

УДК 621.577 + 697.1

М.К. Безродний*, Т.О. Місюра
КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна
*corresponding author: m.bezrodny@kpi.ua

ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З НАДЛИШКОВИМ ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ

Проблематика. На сьогодні проектування теплонасосних установок є більш складним процесом, ніж простий підбір теплового насоса необхідної теплової потужності для забезпечення потреб теплопостачання. Під час проектування теплонасосних систем враховується низка чинників, спрямованих на знаходження шляхів підвищення ефективності використання теплових насосів та зменшення використання енергії в цілому.

Мета дослідження. Найбільш перспективним з точки зору енергоефективності напрямом застосування теплонасосних установок є їх використання в системах вентиляції та повітряного опалення різних об'єктів і особливо об'єктів із великими об'ємами приміщень. Впровадження теплонасосних технологій у такі системи значно підвищує їх енергоефективність за рахунок використання теплоти частини скидного повітря для підігріву суміші припливного повітря. Метою дослідження є аналіз енергоефективності подібної теплонасосної установки.

Методика реалізації. У статті викладено методику аналізу енергоефективності підтримання комфортних умов у виробничому приміщенні з надлишковим вологовиділенням у холодний період року за рахунок теплонасосної установки вентиляції та повітряного опалення зі змінною частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря залежно від параметрів зовнішнього повітря. Розроблено теоретичну модель цієї системи та виконано числовий аналіз її термодинамічної ефективності.

Результати дослідження. Показано, що необхідний для опалення додатковий підігрів припливного повітря може бути визначений через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур всередині та ззовні приміщення, значення якого обумовлюється характеристиками приміщення і кратністю повітрообміну. Отримано розрахункові величини питомих затрат зовнішньої енергії в такій системі, які характеризують енергетичну ефективність її роботи залежно від параметрів навколишнього середовища.

Висновки. Запропонована система підтримання температурно-вологісних умов усередині приміщення характеризується високою енергетичною ефективністю в широкому діапазоні як параметрів зовнішнього повітря, так і параметрів об'єкта теплопостачання (коефіцієнт K), що пов'язано з вигідними температурними умовами роботи теплового насоса, які забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також з утилізацією теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря за рахунок часткової рециркуляції.

Ключові слова: антифрикційний композиційний матеріал; шліфувальні відходи; швидкорізальна сталь; тверде мастило; технологія; структура; функціональні властивості; плівки тертя.

Вступ

Теплонасосні установки (ТНУ), які використовують відновлювані природні джерела енергії та низькотемпературні вторинні енергоресурси для перетворення на енергію, придатну для практичного використання, є звичайною практикою в провідних країнах світу. На сьогодні проектування ТНУ є більш складним процесом, ніж простий підбір теплового насоса (ТН) необхідної теплової потужності для забезпечення потреб теплопостачання. Під час проектування ТНУ враховується низка чинників, спрямованих на знаходження шляхів підвищення ефективності використання ТН і зменшення використання енергії в цілому. Така доцільність впровадження ТНУ з енергетичної точки зору доведена досвідом експлуатації мільйонів уста-

новок різного функціонального призначення. При цьому більш ніж 75 % ТНУ працюють у системах теплопостачання об'єктів житлово-комунального господарства [1], економлячи у великій кількості цінне органічне паливо, знижуючи забруднення навколишнього середовища продуктами згоряння і покращуючи умови життя та побуту населення.

Відомо, що найбільш перспективним (з точки зору енергоефективності) є застосування ТНУ в системах вентиляції та повітряного опалення різних об'єктів і особливо об'єктів із великими об'ємами приміщень. Особливе місце серед них посідають об'єкти, що потребують підтримання заданих не тільки температурних, але і вологісних умов унаслідок внутрішнього надлишкового вологовиділення. Такими об'єктами можуть бути зали торговельних або торговельно-розважаль-

них центрів, спортивних споруд, а також виробничі, складські та сортувальні приміщення із заданим технологічним або комфортним режимом. Видалення зайвої вологи з таких приміщень відбувається через вентиляцію з відпрацьованим вентиляційним повітрям, а підтримання заданої вологості всередині приміщення в холодний період року може досягатись за рахунок часткової рециркуляції відпрацьованого повітря і підмішування його до свіжого припливного повітря. Застосування ТНУ в таких системах значно підвищує енергоефективність системи вентиляції за рахунок використання теплоти частини скидного повітря для підігріву суміші припливного повітря. Термодинамічний аналіз такої системи вентиляції був проведений у роботі [2], де було наведено методику і результати розрахунку коефіцієнтів рециркуляції відпрацьованого повітря, що забезпечують заданий температурно-вологісний режим усередині виробничого приміщення при зміні параметрів навколишнього атмосферного повітря, а також показано енергоефективність такої системи. Проведений аналіз, однак, не враховує додаткові витрати теплоти на опалення приміщення, що впливають на температурний режим у приміщенні.

Нині системи загальнообмінної вентиляції часто комбінуються із системами повітряного опалення, які є найбільш гнучкими, оскільки дають можливість швидко змінювати кількість теплоти, що надходить до приміщення [3]. У виробничих приміщеннях такі системи підвищують санітарно-гігієнічні показники повітряного середовища, забезпечують рівномірність розподілу температур, а також змінюють, очищують та осушують повітря. При цьому система повітряного опалення не потребує додаткового джерела теплоти і додаткового обладнання.

У зв'язку з цим авторами запропоновано і проаналізовано принципову ТНУ вентиляції та повітряного опалення виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням у холодний період року. Показано, що необхідний для опалення додатковий підігрів припливного повітря може бути визначений через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур всередині та ззовні приміщення, значення якого визначається тепловими і геометричними характеристиками приміщення та кратністю повітрообміну. З урахуванням додаткового підігріву припливного повітря на опалення приміщення проведено термодинамічний аналіз системи по-

вітряного опалення та вентиляції. Під час аналізу такої ТНУ бралася часткова рециркуляція відпрацьованого повітря зі змінним коефіцієнтом рециркуляції залежно від параметрів навколишнього середовища. Результатом роботи є визначені енергетична ефективність та режими роботи ТНУ в холодний період року залежно від параметрів зовнішнього повітря і характеристик об'єктів опалення та вентиляції.

Постановка задачі

Метою роботи є аналіз енергоефективності підтримання комфортних умов у виробничому приміщенні з надлишковим вологовиділенням у холодний період року за рахунок ТНУ вентиляції та повітряного опалення зі змінною частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря залежно від параметрів зовнішнього повітря.

Опис теплонасосної системи повітряного опалення і вентиляції та робочого процесу зміни стану вентиляційного повітря

На рис. 1 зображена принципова схема вентиляції та повітряного опалення з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря. Принцип роботи схеми: відпрацьоване повітря з приміщення за температури t_2 , вологовмісту d_2 і з масовою витратою $G_{\text{заг}}$ розділяється на два потоки. Один потік із масовою витратою G_0 спрямовується до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури t_b та вологовмісту d_b і скидається в навколишнє середовище. Другий потік подається до камери змішування, де змішується зі свіжим атмосферним повітрям із температурою t_0 , вологовмістом d_0 і масовою витратою G_0 . Отримана суміш повітря ($t_{\text{сум}}$, $d_{\text{сум}}$, $G_{\text{заг}}$) після камери змішування спрямовується в конденсатор ТН, де повітря нагрівається і на виході має температуру t_1 та вологовміст d_1 . Тепловий потік від конденсатора ТН $Q_{\text{оп+вент}}$ використовується для компенсації витрат теплоти на повітряне опалення та вентиляцію всередині виробничого приміщення.

На рис. 2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та повітряного опалення в $h-d$ -діаграмі. Точка O побудована за параметрами навколишнього середовища (t_0 , h_0) [4]. Точка 2, побудована згідно з необхідними температурою t_2 і відносною вологістю φ_2 повітря всередині виробничого примі-

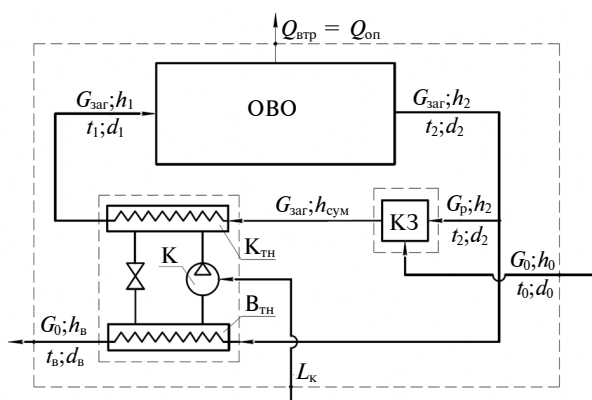


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної установки вентиляції та повітряного опалення з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря: К_{ТН} – конденсатор теплового насоса; В_{ТН} – випарник теплового насоса; К – компресор; КЗ – камера змішування; ОВО – об’єкт вентиляції та повітряного опалення

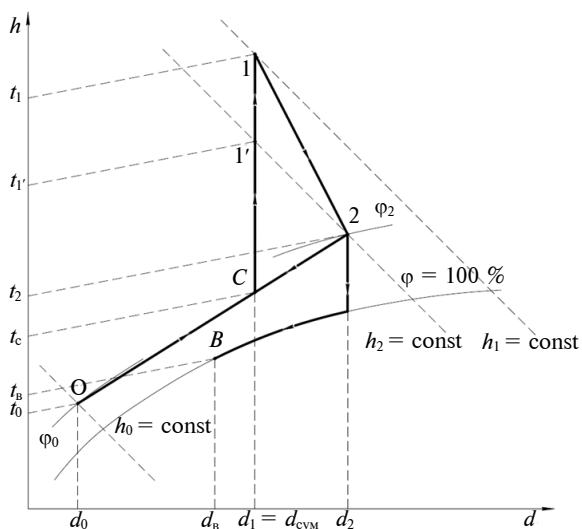


Рис. 2. Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та повітряного опалення приміщення в *h-d*-діаграмі

щення, визначається згідно з [5] залежно від технологічного призначення приміщення. За *h-d*-діаграмою визначається h_2 . Згідно з будівельними нормами [5] для заданого приміщення покладається величина перегріву припливного повітря $\Delta t_{\text{вент}}$ і на лінії $h_2 = \text{const}$ за $t_1' = t_2 + \Delta t$ знаходиться точка 1', яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції. Процес 1'-1 зображує додаткове перегрівання повітря для задоволення потреб опалення. Температура пові-

тря в точці 1 на лінії $d_1' = \text{const}$ може покладатися, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає перегріву повітря на вході в приміщення, і перепаду температур всередині та зовні приміщення, тобто

$$\Delta t = t_1 - t_1' = K(t_2 - t_0),$$

де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від характеру будівлі та потребує визначення. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 розділяється на два потоки. Один потік спрямовується на рециркуляцію і, змішуючись зі свіжим атмосферним повітрям, утворює в точці C суміш повітря з вологовмістом $d_{\text{сум}} = d_1' = d_1$, яка після підігріву в конденсаторі ТН спрямовується в приміщення для задоволення потреб вентиляції та опалення. Інший потік надходить до випарника ТН і після охолодження в ньому скидається в навколишнє середовище в стані, що відповідає точці B .

Визначення температури припливного повітря на вході в приміщення

Виходячи з апріорної оцінки співвідношення перегріву припливного повітря для задоволення потреб витрати теплоти на опалення і перепаду температур всередині та зовні приміщення, можна записати

$$\Delta t = t_1 - t_1' = K(t_2 - t_0), \quad (1)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, що залежить від характеристик приміщення та потребує попереднього визначення. З цією метою запишемо рівняння для витрат теплоти на вентиляцію та опалення:

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{зар}}(h_2 - h_0), \quad (2)$$

$$Q_{\text{оп}} = G_{\text{зар}}c_p(t_1 - t_1'). \quad (3)$$

З рівнянь (2) і (3) з урахуванням (1) випливає

$$K = \frac{Q_{\text{оп}}}{Q_{\text{вент}}} \frac{(h_2 - h_0)}{c_p(t_2 - t_0)}. \quad (4)$$

З іншого боку, витрати теплоти на опалення та вентиляцію можна визначити як

$$Q_{\text{оп}} = \bar{K}F(t_2 - t_0), \quad (5)$$

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{вент}}(h_2 - h_0), \quad (6)$$

де \bar{K} , Вт/(м²·°C), – середній коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій вироб-

ничого приміщення; F , m^2 , – площа огорожувальних конструкцій, через які відбуваються втрати теплоти в навколишнє середовище; $G_{\text{вент}}$, kg/c , – масова витрата повітря на потреби системи вентиляції.

Масова витрата повітря $G_{\text{вент}}$ може бути розрахована залежно від об'єму виробничого приміщення $V_{\text{прим}}$ і коефіцієнта повітрообміну $K_{\text{п.об}}$, 1/год, за співвідношенням

$$G_{\text{вент}} = \rho_{\text{п}} V_{\text{прим}} \frac{K_{\text{п.об}}}{3600}, \quad (7)$$

де $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря.

Із відношення (5) і (6) з урахуванням (7) вираз для $Q_{\text{оп}}/Q_{\text{вент}}$ можна записати як

$$\frac{Q_{\text{оп}}}{Q_{\text{вент}}} = \frac{3600 \bar{K} F (t_2 - t_0)}{\rho_{\text{п}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}} (h_2 - h_0)}. \quad (8)$$

Тоді вираз для коефіцієнта пропорційності за рівнянням (4) з урахуванням (8) набуде вигляду

$$K = \frac{3600 \bar{K} F}{\rho_{\text{п}} c_{\text{р}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}}}. \quad (9)$$

Таким чином, коефіцієнт пропорційності K у рівнянні (1) може бути попередньо визначений через геометричні й теплофізичні характеристики будівлі (як об'єкта опалення і вентиляції) та кратність повітрообміну, що визначається функціональним призначенням об'єкта теплопостачання. Тим самим із рівняння (1) може бути визначена температура припливного повітря на вході в приміщення.

Термодинамічний аналіз теплонасосної установки

Термодинамічний аналіз системи, що розглядається, виконується на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи за покладених вихідних параметрів повітря всередині приміщення та залежно від зміни параметрів зовнішнього атмосферного повітря. Своєю чергою стан цієї системи вентиляції та повітряного опалення залежить від поки що невідомих параметрів повітря в її вузлових точках. Для цієї системи невідомими параметрами є частка потоку відпрацьованого повітря, що спрямовується на рециркуляцію, температура повітря після камери змішування рециркуляційного та

свіжого атмосферного повітря, температура повітря після випарника ТН, а також величина електричної потужності, яка підводиться до приводу компресора ТН. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів як окремих елементів системи, так і системи в цілому.

Частка потоку відпрацьованого повітря, що спрямовується на рециркуляцію, може бути визначена з рівняння матеріального балансу вологи для камери змішування, яке має вигляд

$$G_0 d_0 + G_{\text{р}} d_2 = G_{\text{заг}} d_{\text{сум}}, \quad (10)$$

де G_0 , $G_{\text{р}}$, $G_{\text{заг}}$, kg/c , – масові витрати свіжого, рециркуляційного і загального потоків повітря; d_0 , d_2 , $d_{\text{сум}}$, $g/kg_{\text{с.п.}}$, – вологовмісти відповідних потоків повітря. З урахуванням того що вологовміст суміші повітря після КЗ має відповідати вологовмісту припливного повітря на вході в приміщення, тобто $d_{\text{сум}} = d_1$, коефіцієнт рециркуляції, який визначається з рівняння (10), можна записати як

$$K_{\text{р}} = \frac{G_{\text{р}}}{G_{\text{заг}}} = \frac{d_1 - d_0}{d_2 - d_0}. \quad (11)$$

Ентальпія суміші повітря на виході з камери змішування визначається з рівняння теплового балансу КЗ аналогічним способом:

$$G_0 h_0 + G_{\text{р}} h_2 = G_{\text{заг}} h_{\text{сум}}, \quad (12)$$

звідки

$$h_{\text{сум}} = h_0 + K_{\text{р}} (h_2 - h_0). \quad (13)$$

Для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН:

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}}. \quad (14)$$

Складові рівняння (14) визначаються так:

– тепловий потік, відведений від конденсатора ТН:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{заг}} (h_1 - h_{\text{сум}}); \quad (15)$$

– тепловий потік, підведений до випарника ТН:

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}} (1 - K_{\text{р}}) (h_2 - h_{\text{в}}); \quad (16)$$

– затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН:

$$L_k = Q_{\text{вип}} / (\varphi - 1). \quad (17)$$

Після деяких математичних перетворень вираз для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН набуває вигляду

$$h_b = h_2 - \frac{(h_1 - h_{\text{сум}}) \varphi - 1}{(1 - K_p) \varphi}, \quad (18)$$

де φ – коефіцієнт трансформації ТН; h_1 – ентальпія повітря на вході до виробничого приміщення.

Ентальпію h_1 з достатньою точністю можна визначити за такою розрахунковою формулою для вологого повітря [4]:

$$h_1 = 1,005t_1 + (2500 + 1,8t_1)d_1. \quad (19)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН визначається як

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (20)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, які здійснюються робочим тілом у ТН (згідно з низкою джерел, він може змінюватись у діапазоні 0,6–0,8 (покладається $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$) [6, 7]); φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно φ_T з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_1 + \Delta t_k}}, \quad (21)$$

де t_b – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С; t_1 – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С; Δt_b – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С; Δt_k – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря в системі вентиляції та опалення 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 і випарника ТН можна покласти $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$ °С.

Затрати зовнішньої електричної енергії на привід компресора ТН можуть бути визначені з рівняння енергетичного балансу всієї схеми, що має вигляд

$$Q_0 + L_k = Q_b + Q_{\text{оп}}, \quad (22)$$

звідки

$$L_k = (Q_b - Q_0) + Q_{\text{оп}} = G_{\text{заг}}(1 - K_p)(h_b - h_0) + G_{\text{заг}}c_p K(t_2 - t_0). \quad (23)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (23) поділити на загальну кількість теплоти, що витрачається на підготовку припливного повітря в простих системах вентиляції та повітряного опалення без ТН:

$$Q_{\text{оп+вент}} = G_{\text{заг}}(h_2 - h_0) + G_{\text{заг}}c_p K(t_2 - t_0), \quad (24)$$

то питома характеристика затрат зовнішньої електричної енергії на вироблення одиниці теплоти в ТНУ вентиляції та повітряного опалення зі змінною частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря набуває вигляду

$$l = \frac{(1 - K_p)(h_b - h_0) + c_p K(t_2 - t_0)}{(h_2 - h_0) + c_p K(t_2 - t_0)}. \quad (25)$$

Розрахунковий аналіз вентиляції та повітряного опалення

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ вентиляції та повітряного опалення виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділенням. Як прототип був вибраний виробничий цех кондитерської фабрики “Рошен” у м. Яготин [2]. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені такі параметри внутрішнього повітря [5]: температура в приміщенні $t_2 = 18$ °С; відносна вологість повітря в приміщенні $\varphi_2 = 50$ %; перегрів припливного повітря для системи вентиляції $\Delta t_{\text{вент}} = 3$ °С.

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

Числовий аналіз із використанням співвідношень (11), (13), (18)–(21) і (25) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, характеристики об'єкта опалення та вентиляції як на параметри системи (температуру повітря на виході з випарника ТН (рис. 3), коефіцієнт трансформації ТН (рис. 4), коефіцієнт рециркуляції відпрацьованого повітря (рис. 5)), так і на термодинамічну ефективність застосування цієї системи опалення та вентиляції (рис. 7).

При виборі величини K врахована така обставина. За рівняння (9) для вибраного виробничого приміщення встановлено, що $K = 0,15$ (відношення теплоти на опалення до теплоти на вентиляцію). Отримане значення відповідає дійсності, оскільки для будівель виробничого та громадського призначень витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька разів перевищувати відповідні витрати теплоти на опалення [9]. У зв'язку з цим у наведеному нижче аналізі взято такі значення коефіцієнта $K = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$.

На рис. 3, *a, б* наведено графічні залежності температури повітря на виході з випарника ТН t_b від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних значень величини K ($t_b = f(t_0, \varphi_0, K)$). Видно, що в усьому

діапазоні зміни зовнішніх параметрів температура повітря на виході з випарника майже відповідає температурі зовнішнього середовища t_0 та наближується до неї зі зростанням відносної вологості φ_0 (рис. 3, *a*). Можна побачити, що зі зменшенням потреб теплоти на опалення, тобто зі зменшенням величини K , температура t_b матиме значно вищий рівень, ніж температура атмосферного повітря, що приведе до полегшених умов роботи повітряного ТН у холодний період року і забезпечить досить високі значення коефіцієнтів трансформації ТН (рис. 4).

На рис. 4, *a, б* наведено графічні залежності коефіцієнта трансформації ТН φ (COP) від температури і відносної вологості навколишнього середовища та різних значень величини K ($\text{COP} = f(t_0, \varphi_0, K)$). Значення COP свідчать про сприят-

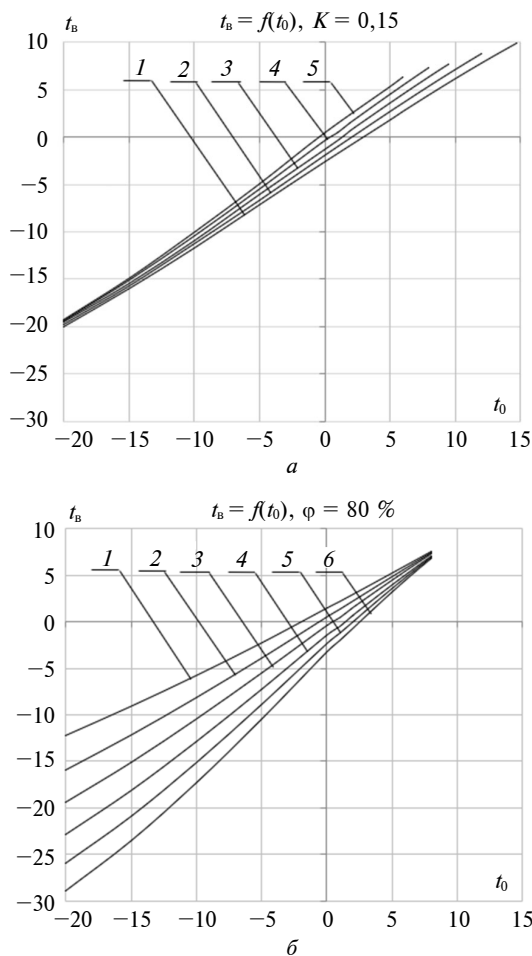


Рис. 3. Залежність температури повітря на виході з випарника теплового насоса від температури та відносної вологості навколишнього середовища і величини K : *a* – $K = 0,15$; 1–5 – $\varphi_0 = 50\%$; 60% ; 70% ; 80% ; 90% ; *б* – $\varphi_0 = 80\%$; 1–6 – $K = 0,05$; $0,1$; $0,15$; $0,2$; $0,25$; $0,3$

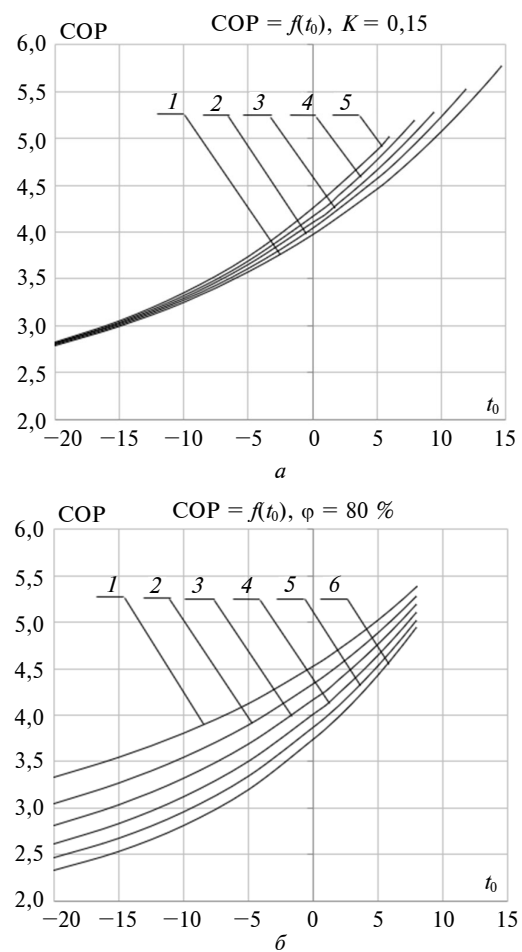


Рис. 4. Залежність коефіцієнта трансформації ТН від параметрів навколишнього середовища і величини K : *a* – $K = 0,15$; 1–5 – $\varphi_0 = 50\%$; 60% ; 70% ; 80% ; 90% ; *б* – $\varphi_0 = 80\%$; 1–6 – $K = 0,05$; $0,1$; $0,15$; $0,2$; $0,25$; $0,3$

ливі умови роботи ТН в усьому діапазоні зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища (рис. 4, а). Навіть за найбільш несприятливих умов, коли $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 80\%$, $K = 0,3$, COP ТН знаходиться на рівні 2,4 од.

Важливою характеристикою цієї системи є частка потоку відпрацьованого повітря на виході з приміщення, яка спрямовується на рециркуляцію. Відповідні розрахункові дані для коефіцієнта змінної часткової рециркуляції, що отримані за рівнянням (11), наведені на рис. 5.

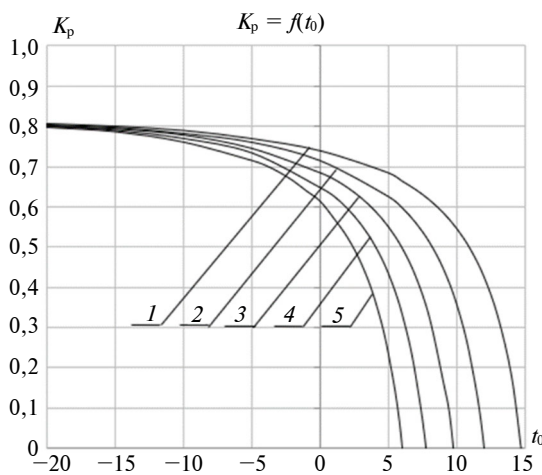


Рис. 5. Залежність коефіцієнта змінної часткової рециркуляції від параметрів навколишнього середовища: 1–5 – $\varphi_0 = 50\%$; 60% ; 70% ; 80% ; 90%

Як видно з графіків, коефіцієнт рециркуляції для виконання умов підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватися залежно як від температури, так і від відносної вологості атмосферного повітря. Тому проектування ТНУ вентиляції та повітряного опалення з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря за сталого значення коефіцієнта рециркуляції, відповідно до методики [5], є неправильним, оскільки система в цьому разі не дасть змоги забезпечити заданих умов у приміщенні за зміни параметрів навколишнього середовища. Слід також відзначити, що ця система, яка розрахована на режим роботи в холодний період року (підігрівання та зволоження повітря), має свої обмеження. З рис. 5 видно, що залежно від відносної вологості існує деяка критична температура зовнішнього повітря, за якої коефіцієнт рециркуляції зменшується до нуля. Це означає, що за підвищення температури атмосферного повітря вище критичного значення ТНУ в цьому операційному режимі не зможе забезпечити комфортних умов у

приміщенні внаслідок надходження надмірної вологи з навколишнього середовища. Така ситуація має місце тоді, коли вологовміст зовнішнього повітря перевищує заданий вологовміст припливного повітря в точці 1 (див. рис. 2).

Залежність критичної температури зовнішнього повітря від відносної вологості за покладених та можливих вихідних даних зображена на рис. 6.

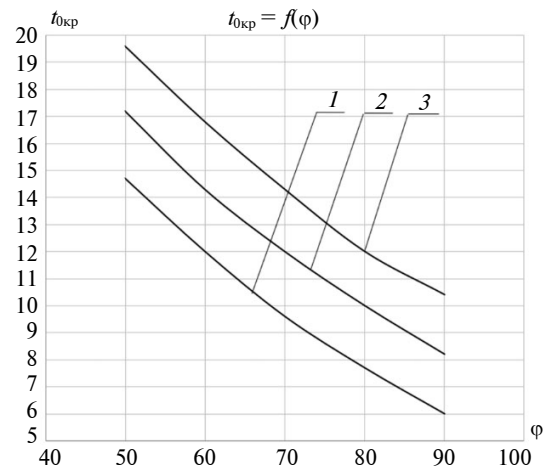


Рис. 6. Залежність критичної температури атмосферного повітря від відносної вологості: 1–3 – $t_2 = 18\text{ }^\circ\text{C}$; $20\text{ }^\circ\text{C}$; $22\text{ }^\circ\text{C}$

Значення критичної температури змінюватимуться залежно від вологовмісту припливного повітря d_1 , але ці зміни будуть невеликими, оскільки діапазон зміни комфортних умов у виробничих приміщеннях незначний. Важливо те, що наведена залежність являє собою граничну межу застосування розглядуваної системи вентиляції та повітряного опалення, яка орієнтована на роботу в холодний період року і здатна підтримувати комфортні умови в приміщенні за рахунок підігрівання та зволоження припливного повітря. За перевищення граничних значень температури атмосферного повітря необхідна принципова зміна системи з переходом у режим кондиціонування, в якому забезпечується охолодження й осушення припливного повітря.

На основі числового аналізу співвідношення (25) побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на систему вентиляції та повітряного опалення від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних значень величини K ($l = f(t_0, \varphi_0, K)$) (рис. 7, а, б). Як видно з графіків, теплонасосна система вентиляції та повітряного опалення зі змінною

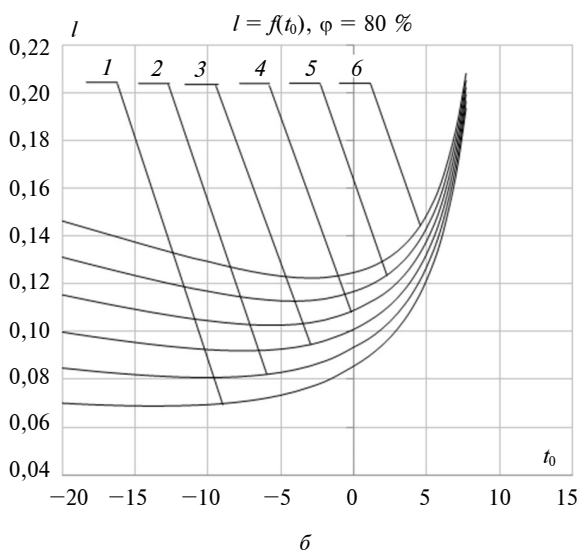
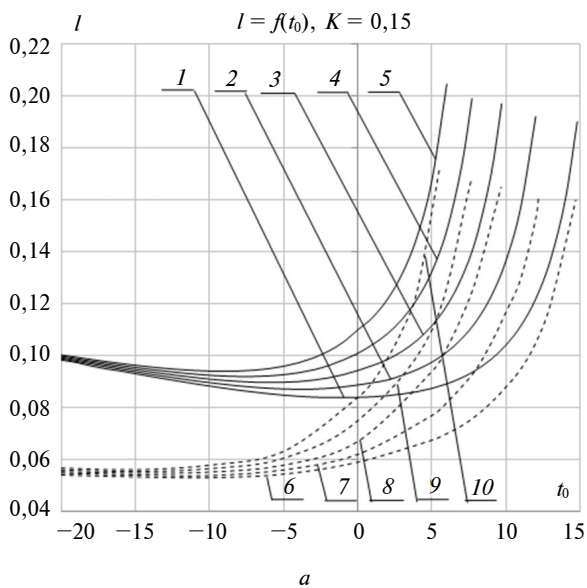


Рис. 7. Залежність питомих затрат зовнішньої енергії від параметрів навколишнього середовища і величини K : $a - K = 0,15$; $1-5 - \varphi_0 = 50\%$; 60% ; 70% ; 80% ; 90% ; $6 - \varphi_0 = 80\%$; $1-6 - K = 0,05$; $0,1$; $0,15$; $0,2$; $0,25$; $0,3$

частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря характеризується малими значеннями питомих затрат зовнішньої енергії, які в зоні низьких значень температури довкілля майже не залежать від параметрів атмосферного повітря і зростають у зоні додатних температур. Остання обставина пов'язана з підвищенням вологовмісту атмосферного повітря і різким зменшенням коефіцієнта рециркуляції для підтримання комфортних умов у приміщенні, а отже, зі змен-

шенням потоку утилізованої теплоти відпрацьованого повітря. У цілому висока енергетична ефективність розглянутої системи пов'язана з вигідними температурними умовами роботи ТН, які забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також з утилізацією теплоти відпрацьованого повітря за рахунок часткової рециркуляції. Із зіставлення з відповідною системою вентиляції (рис. 7, a , штрихові лінії, праця [2]) видно, що додаткові витрати зовнішньої енергії на опалення зростають із пониженням температури зовнішнього повітря, що пов'язано з необхідністю підвищення температури припливного повітря на вході в приміщення і відповідним зменшенням коефіцієнта трансформації ТН.

Висновки

Показано, що необхідний для опалення додатковий підігрів припливного повітря на вході в приміщення може бути визначений через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур всередині та ззовні приміщення, значення якого залежить від теплофізичних і геометричних характеристик приміщення та кратності повітрообміну, що визначається функціональним призначенням об'єкта теплопостачання.

Необхідний для підтримання комфортних умов коефіцієнт рециркуляції відпрацьованого вентиляційного повітря не залежить від характеристик повітряного опалення, а обумовлюється лише параметрами зовнішнього атмосферного повітря і заданими параметрами всередині приміщення.

Розглянута система повітряного опалення і вентиляції в приміщеннях із надлишковим вологовиділенням може забезпечити підтримання заданих умов всередині приміщення в холодний і теплий періоди року тільки до деякої критичної температури зовнішнього атмосферного повітря, значення якої залежить від відносної вологості зовнішнього повітря та заданих параметрів усередині приміщення, після чого система має бути переведена в режим кондиціонування припливного повітря.

Така система підтримання температурно-вологісних умов усередині приміщення характеризується високою енергетичною ефективністю в широкому діапазоні як параметрів зовнішнього повітря, так і параметрів об'єкта теплопостачання (коефіцієнт K), що пов'язано з вигідними температурними умовами роботи ТН, які

забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також з утилізацією теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря за рахунок часткової рециркуляції.

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

References

- [1] V.F. Gershkovich, "The key to full-scale energy conservation in Ukrainian public utilities", *Energozberezhniye v Zdaniiakh*, no. 1, pp. 32–43, 2015.
- [2] M.K. Bezrodny et al., "Thermodynamic analysis of the heat pump ventilation system for support of comfort conditions in industrial premises with release of moisture", *NTU "KhPI" Bulletin: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*, no. 13, pp. 77–82, 2018. DOI: 10.20998/2078-774X.2018.13.14
- [3] B.M. Khrustaliyov, *Heat Supply and Ventilation*. Moscow, Russia: ASV, 2007.
- [4] M.F. Bozhenko, *Heat Sources and Heat Consumers*. Kyiv, Ukraine: Politehnika, 2004.
- [5] *Heating, Ventilation, and Air Conditioning*, Ukraine Standard DNB B.2.5-67, 2013.
- [6] T.V. Morozjuk, *The Theory of Chillers and Heat Pumps*. Odesa, Ukraine: Negociant, 2006.
- [7] F.R. Steward, "Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat", *Energy Conversion and Management*, vol. 24, no. 2, pp. 123–129, 1984. doi: 10.1016/0196-8904(84)90023-2
- [8] E.P. Shubin, *The Main Issues of Cities' Heating Systems Designing*. Moscow, SU: Energiya, 1979.
- [9] M.K. Bezrodny, *Thermodynamic and Energy Efficiency of Heat Pump Heat Supply Circuits*. Kyiv, Ukraine: Politehnika, 2016.

М.К. Безродный, Т. А. Мисюра

ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПОМЕЩЕНИЯ С ИЗБЫТОЧНЫМ ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЕМ

Проблематика. На сегодняшний день проектирование теплонасосных установок является более сложным процессом, чем простой подбор теплового насоса необходимой тепловой мощности для обеспечения нужд теплоснабжения. При проектировании теплонасосных систем учитывается ряд факторов, направленных на нахождение путей повышения эффективности использования тепловых насосов и уменьшение использования энергии в целом.

Цель исследования. Наиболее перспективным с точки зрения энергоэффективности направлением применения теплонасосных установок является их использование в системах вентиляции и воздушного отопления различных объектов и особенно объектов с большими объемами помещений. Внедрение теплонасосных технологий в такие системы значительно повышает их энергоэффективность за счет использования теплоты части вытяжного воздуха для подогрева смеси приточного воздуха. Целью исследования является анализ энергоэффективности подобной теплонасосной установки.

Методика реализации. В статье изложена методика анализа энергоэффективности поддержания комфортных условий в производственном помещении с избыточным влаговыведением в холодный период года за счет теплонасосной установки вентиляции и воздушного отопления с переменной частичной рециркуляцией отработанного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха. Разработана теоретическая модель этой системы, и выполнен численный анализ ее термодинамической эффективности.

Результаты исследования. Показано, что необходимый для отопления дополнительный подогрев приточного воздуха может быть определен через простой коэффициент пропорциональности к перепаду температур внутри и снаружи помещения, значение которого определяется характеристиками помещения и кратностью воздухообмена. Получены расчетные величины удельных затрат внешней энергии в данной системе, характеризующие энергетическую эффективность ее работы в зависимости от параметров окружающей среды.

Выводы. Данная система поддержания температурно-влажностных условий внутри помещения характеризуется высокой энергетической эффективностью в широком диапазоне как параметров наружного воздуха, так и параметров объекта теплоснабжения (коэффициент K), что связано с выгодными температурными условиями работы теплового насоса, которые обеспечивают высокие значения коэффициента трансформации, а также с утилизацией теплоты отработанного вентиляционного воздуха за счет частичной рециркуляции.

Ключевые слова: теплонасосная система; вентиляция; воздушное отопление; рециркуляция; удельные затраты внешней энергии.

М.К. Bezrodny, Т.О. Misiura

HEAT PUMP SYSTEM FOR AIR HEATING AND VENTILATION OF AN INDUSTRIAL BUILDING WITH EXCESSIVE MOISTURE

Background. Now the design of heat pump units is a more complex process than the simple selection of a heat pump of the necessary heat capacity to meet the needs of heat supply. When designing heat pump systems, a few factors are considered aimed at finding ways to increase the efficiency of heat pump use and reduce energy use in general.

Objective. The most promising use of heat pump systems, from the energy efficiency perspective, is their use in ventilation and air heating systems of various objects and especially objects with large volumes of premises. The introduction of heat pump technologies in

such systems significantly increases their energy efficiency by using the heat of the exhaust air to heat the supply air mixture. The aim of this study is to analyze the energy efficiency of such a heat pump system.

Methods. The article sets out a methodology for analyzing energy efficiency in maintaining comfortable conditions in an industrial building with excessive moisture in the cold season due to the heat pump system of ventilation and air heating with variable exhaust air recirculation depending on the parameters of the outdoor air. A theoretical model of this system is developed, and a numerical analysis of its thermodynamic efficiency is performed.

Results. It is shown that the additional heating of the supply air necessary for heating can be determined through a simple coefficient of proportionality to the temperature difference inside and outside the premises, the value of which is determined by the characteristics of the premises and the air exchange rate. The calculated values of the specific costs of external energy in this system are obtained, which characterize the energy efficiency of its operation, depending on the environmental parameters.

Conclusions. This system for maintaining the temperature and humidity conditions indoors is characterized by high energy efficiency in a wide range of both the parameters of the outdoor air and the parameters of the heat supply object (K coefficient), which is associated with favorable temperature conditions of the heat pump that provide high values of the COP, as well as with the utilization of the heat of the exhaust ventilation air due to partial recirculation.

Keywords: heat pump system; ventilation; air heating; recirculation; specific external energy costs.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції
16 січня 2020 року

Прийнята до публікації
05 червня 2020 року