

ВПЛИВ ВНУТРІШНІХ ТЕМПЕРАТУРИ І ВОЛОГОВМІСТУ ПОВІТРЯ ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ НА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

© Гарасим Д. І., Лабай В. Й., 2016

У сучасних системах кондиціонування повітря важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивно оцінити ступінь енергетичної досконалості яких можна лише на основі їх ексергетичного аналізу. У статті використано авторську інноваційну математичну дослідницьку модель впроваджені центральної прямотечіної системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат з метою комп'ютерного оцінювання її енергетичної ефективності на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на її роботу. Завдяки цій моделі отримано залежність ексергетичного ККД h_e впроваджені системи кондиціонування від параметрів внутрішнього повітря, а саме температури t_B і вологовмісту d_B . Встановлено, що вологовміст d_B не впливає на ексергетичний ККД h_e системи. Показано, що таку систему кондиціонування повітря бажано використовувати за нижчих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад, $t_B = 25$ °С та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$, наприклад, $\Delta t_{\Pi} = 9,0$ °С, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД $h_e = 2,56$, а отже, отримати економічно найвигідніший варіант використання впроваджені системи кондиціонування повітря.

Ключові слова: ексергетичний баланс, системи кондиціонування повітря, чисті кімнати, енергетична ефективність.

In the modern air conditioning systems, important place are occupied by equipment and processes, the objective estimation of value of its energy perfection can be defined only on the basis of exergetic analysis. Innovation mathematical research model of the implemented central straight flow air conditioning system for operation cleanrooms in order to computer's estimation its energy effective by virtue of exergetic output-input ratio depending on different factors, which have influence on its work, was described in this article. The dependence of exergetic output-input ratio for chosen air conditioning system h_e on parameters of indoor air, namely temperature t_{in} and moisture content d_{in} was defined thanks to this model. It is found, that there is no effect of moisture content d_{in} on exergetic output-input ratio h_e of the system. It is shown that the implemented air conditioning system should be preferably used at lower indoor air temperatures, namely, for example $t_{in} = 25$ °С, and at as higher temperature difference between indoor and supplied air $\Delta t_S = t_{in} - t_S$ as it possible, for example, $\Delta t_{\Pi} = 9,0$ °С, that will give the opportunity to gain the highest exergetic output-input ratio $h_e = 2,56$, which means to gain the most advantageous economical variant of exploitation of implemented air conditioning system.

Key words: exergy balance, air conditioning systems, cleanrooms, energy efficiency.

Постановка проблеми. Для сучасних технологій, пов'язаних із перетворенням енергії, до яких належать системи кондиціонування повітря, дуже важливо підвищувати їхню енергоефективність, а це можливо з використанням інновацій термодинаміки, а саме ексергетичного аналізу [3–5]. Ексергетичний аналіз вказує на розташування, величину і джерела термодинамічних незворотностей в енерготехнологічній системі (ЕТС).

Ця інформація для ЕТС є необхідною і достатньою для підвищення термодинамічної ефективності системи, а також призначена для порівняння різних енергоперетворювальних систем за їх показниками.

Отже, зменшення затрат енергії, споживаної системами кондиціонування повітря (СКП), диктує необхідність їх оптимізації, чого якнайповніше можна досягти на основі ексергетичного аналізу, в якому враховано не лише кількість, але й якість затраченої енергії [7, 8].

Описання об'єкта аналізу та інноваційної дослідницької моделі. Метою кондиціонування повітря є підтримання у деякому обмеженому просторі (у даному випадку у чистих операційних кімнатах) певних параметрів повітря. Зазвичай регулюванню підлягають температура t_v і відносна вологість j_v повітря, а у чистих приміщеннях це ще й концентрація пилюнок x_v у повітрі [1, 2].

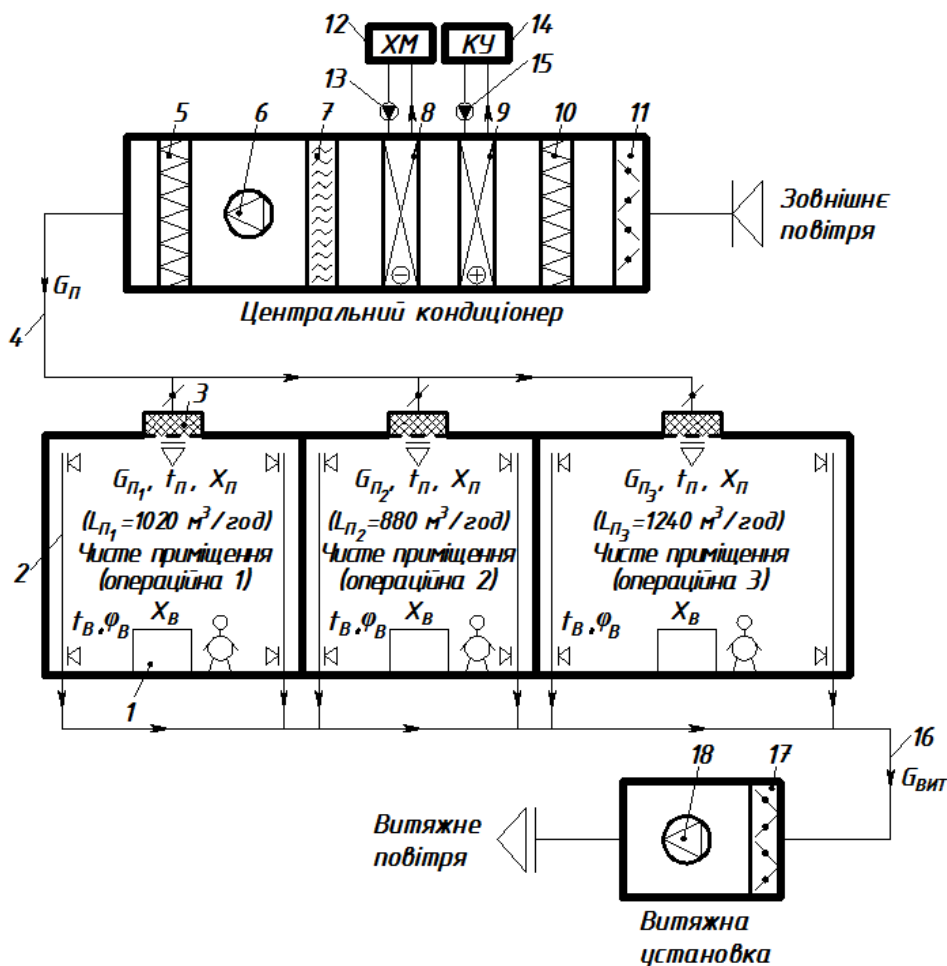


Рис. 1. Принципова схема впровадженої центральної прямотечійної СКП для операційних чистих кімнат: 1 – технологічне обладнання; 2 – витяжні канали у приміщеннях; 3 – фільтри припливного повітря у приміщення; 4 – припливний повітропровід; 5 – фільтр припливного повітря у кондиціонері; 6 – вентиляторний агрегат кондиціонера; 7 – краплевловник кондиціонера; 8 – повітроохолодник кондиціонера; 9 – повітронагрівник кондиціонера; 10 – фільтр зовнішнього повітря у кондиціонері; 11 – клапан зовнішнього повітря у кондиціонері; 12 – холодильна машина ХМ; 13 – насос холодної води ХМ; 14 – котельна установка КУ; 15 – насос гарячої води; 16 – витяжний повітропровід; 17 – клапан витяжного повітря; 18 – вентиляторний агрегат витяжної установки

Розглянемо впроваджену авторами центральну прямотечійну СКП для операційних чистих кімнат, схематично зображену на рис. 1. Робота такої системи залежить від температури і вологовмісту зовнішнього повітря, а відповідно від температури і вологовмісту внутрішнього у чистих кімнатах повітря. Отже, у теплий період року (ТПР) зовнішнє повітря через клапан 11 забирається центральним кондиціонером, очищається у фільтрі 10, проходить крізь повітро-нагрівник 9, охолоджується та осушується за політропою у повітроохолоднику 8, сепарується у краплевлловнику 7, а відтак вентиляторним агрегатом 6 подається крізь фільтр кондиціонера 5 і фільтри 3 на вході у чисті операційні кімнати. Видаляється відпрацьоване повітря з операційних чистих приміщень з верхньої і нижньої зон витяжною установкою через її клапан 17 витяжним вентилятором 18.

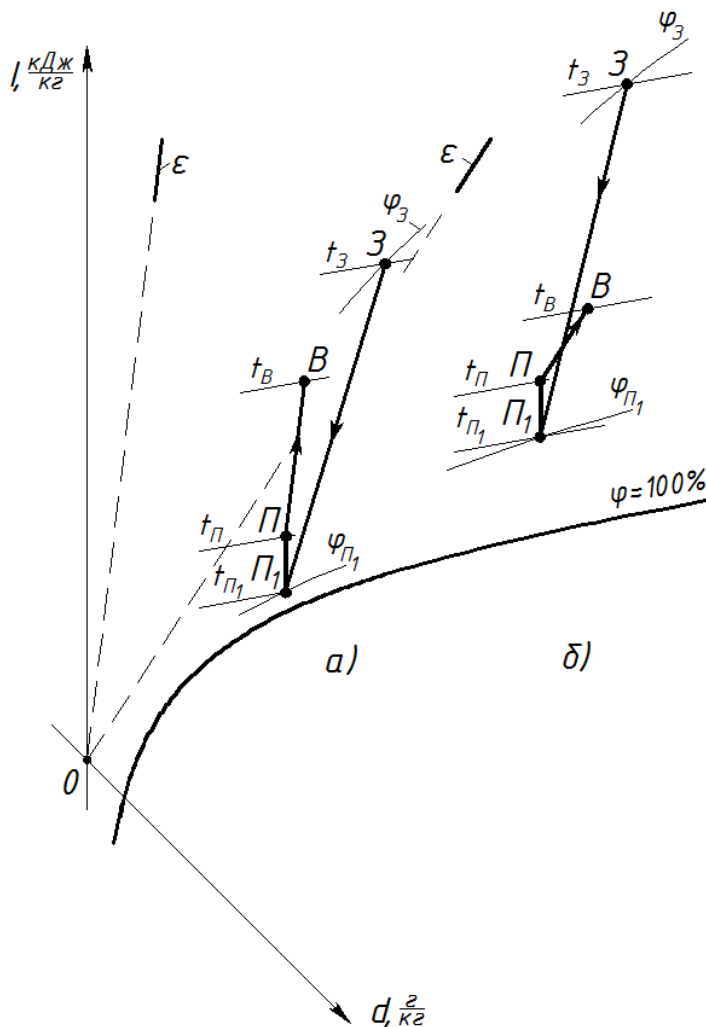


Рис. 2. Зображення процесів зміни стану вологого повітря у діючій прямотечійній СКП у ТПР на $I-d$ – діаграмі: а – для умов проведення досліджень – $t_3 = 30; 32$ °С; $t_B = 25; 26$ °С; $\Delta t_{\Pi} = 9; 7$ °С; б – для умов проведення досліджень – $t_3 = 35; 38; 40$ °С; $t_B = 27; 28; 29$ °С; $\Delta t_{\Pi} = 6; 5; 4$ °С: ЗП₁ – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря $G_3 = G_{\Pi}$ у повітроохолоднику; П₁П – процес підігрівання повітря G_{Π} на 1 °С у вентиляторі та припливному повітропроводі; ПВ – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям G_{Π} з кондиціонера

Розглянемо роботу впровадженої СКП у ТПР, коли вологовміст $d_B < d_3$ і температура $t_B < t_3$. На рис. 2 наведено у системі координат I, d послідовність зміни параметрів повітря, яке

проходить через різне обладнання впроваджені центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря для операційних чистих кімнат у ТПР за різних параметрів зовнішнього повітря. У дослідженнях прийнято масову продуктивність СКП, пораховану за кількістю пилинок, $G = 4300$ кг/год, параметри зовнішнього повітря змінювались у межах $t_3 = 30-40$ °С; $d_3 = 7,9-16,8$ г/кг (відповідно, питома ентальпія $I_3 = 50,3-83,4$ кДж/кг; відносна вологість $j_3 = 30-44$ %), барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа; параметри внутрішнього повітря відповідно – $t_b = 25-29$ °С; $j_b = 35-64$ % (відповідно, $d_b = 7,0-16,3$ г/кг; $I_b = 43,0-70,8$ кДж/кг); різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_b - t_{\Pi} = 9,0-4,0$ °С; кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистих кімнатах припливним повітрям з кондиціонера $e = 27058-9711$ кДж/кг; початкова температура холодоносія (40 % розчину пропіленгліколю) для повітроохолодника $t_{b\Pi} = 9,5-15,5$ °С.

Послідовність змін, які відбуваються з вологим повітрям, що проходить через різне обладнання системи кондиціонування повітря, наведено на рис. 2. Побудова на $I-d$ – діаграмі запропонована нами і виконана відповідно до [6]. Параметри повітря у характерних точках процесу (рис. 2) встановлювались за прийнятими значеннями параметрів для зовнішнього повітря та підраховувались на запропонованій математичній моделі за відомими аналітичними залежностями для вологого повітря.

У роботі використано створену інноваційну математичну дослідницьку модель впроваджені центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат, за допомогою якої проводились комп'ютерне оцінювання енергоефективності цієї системи на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на роботу системи. В цій моделі складались матеріальний, тепловий (енергетичний) та ексергетичний баланси системи, які враховували всі можливі варіанти її роботи в реальних умовах [8].

Для раціональної оцінки досконалості вказаної СКП користувались поняттям ексергетичного ККД, який визначався як відношення приросту ексергії повітря у кондиціонованому приміщенні $E_{\text{вих}}$ до ексергії приводу СКП $E_{\text{вх}}$, яка витрачалась на підтримання процесу [3-5, 7,8]:

$$h_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} \quad (1)$$

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи впроваджені та діючої центральної прямотечійної системи кондиціонування операційних чистих кімнат у ТПР, визначали за формулою:

$$h_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{\Delta E_{\Pi B}}{\Delta E_{3\Pi_1} + \Delta E_{\Pi_1\Pi} + \Delta E_{\Pi B} + \Delta E_{\text{вит}} + N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}} + N_{\text{сп}}^{\text{вит.вент}} + N_{\text{сп}}^{\text{XM}}} \quad (2)$$

де $E_{\text{вих}} = \Delta E_{\Pi B} = E_{\Pi} - E_B$ – зменшення ексергії кондиціонованого повітря в операційних чистих кімнатах, Вт; E_{Π} і E_B – відповідно, ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистих кімнатах, Вт; $\Delta E_{3\Pi_1} = E_{\Pi_1} - E_3$ – зростання ексергії повітря у повітроохолоднику кондиціонера, Вт; E_{Π_1} і E_3 – відповідно, ексергія оброблюваного повітря на виході та вході (зовнішнього повітря) у повітроохолодник кондиціонера, Вт; $\Delta E_{\Pi_1\Pi} = E_{\Pi_1} - E_{\Pi}$ – зменшення ексергії повітря під час його транспортування у припливних повітропроводах і вентиляторі СКП, Вт; E_{Π_1} і E_{Π} – відповідно, ексергія повітря на вході у припливний вентилятор кондиціонера та виході з припливних повітропроводів у чисті кімнати, Вт; $\Delta E_{\text{вит}} = E_B - E_3$ – втрата ексергії з витяжним кондиціонованим повітрям з чистих кімнат, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}}$ – споживана потужність припливним вентилятором кондиціонера, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{вит.вент}}$ – споживана потужність вентилятором витяжної установки, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{XM}}$ – споживана потужність холодильною машиною для центрального кондиціонера, Вт;

Величини, що входять у формулу (2), визначали так:

$$\Delta E_{\text{ПВ}} = G_{\text{п}} \cdot (e_{\text{п}} - e_{\text{В}}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (3)$$

де $e_{\text{п}}$ і $e_{\text{В}}$ – відповідно, питома ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистих кімнатах (табл. 1), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{ЗП}_1} = G_{\text{п}} \cdot (e_{\text{П}_1} - e_{\text{З}}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (4)$$

де $e_{\text{З}}$ і $e_{\text{П}_1}$ – відповідно, питома ексергія зовнішнього повітря та охолодженого і осушеного у повітроохолоднику повітря (табл. 1), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{П}_1\text{П}} = G_{\text{п}} \cdot (e_{\text{П}_1} - e_{\text{п}}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (5)$$

де $e_{\text{п}}$ – питома ексергія на виході з припливних повітропроводів у чисті кімнати (табл. 1), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{Вит}} = G_{\text{п}} \cdot (e_{\text{В}} - e_{\text{З}}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (6)$$

Значення питомих ексергій вологого повітря підраховували так.

Питому ексергію вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу впроваджені прямоотечійної центральної СКП, визначали за такими формулами:

$$e = e_{\text{ф}} + e_{\text{х}}, \text{ кДж/кг}, \quad (7)$$

де $e_{\text{ф}}$ і $e_{\text{х}}$ – відповідно, питома фізична і хімічна ексергія відносно параметрів зовнішнього повітря (навколишнього середовища);

$$e_{\text{ф}} = \left(\bar{c}_{\text{с.пов}} + \bar{c}_{\text{п}} \cdot \frac{d}{1000} \right) \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right), \text{ кДж/кг}, \quad (8)$$

$\bar{c}_{\text{с.пов}} = 1,005$ кДж/(кг·К) і $\bar{c}_{\text{п}} = 1,86$ кДж/(кг·К) – відповідно, середня питома теплоємність (за сталого тиску) сухого повітря і водяної пари;

T_0 і T – відповідно, абсолютна температура зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у певній точці процесу, К ($273 + t = T$);

$$e_{\text{х}} = T_0 \cdot \left[\left(R_{\text{с.пов}} + R_{\text{п}} \cdot \frac{d}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d} + R_{\text{п}} \cdot \frac{d}{1000} \cdot \ln \frac{d}{d_0} \right], \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

$R_{\text{с.пов}} = 0,287$ кДж/(кг·К) і $R_{\text{п}} = 0,462$ кДж/(кг·К) – відповідно, газова стала сухого повітря і водяної пари; d_0 і d – відповідно, вологовміст зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у певних точках процесу, г/кг.

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу впроваджені прямоотечійної центральної СКП, зводимо у табл. 1.

Таблиця 1

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи СКП

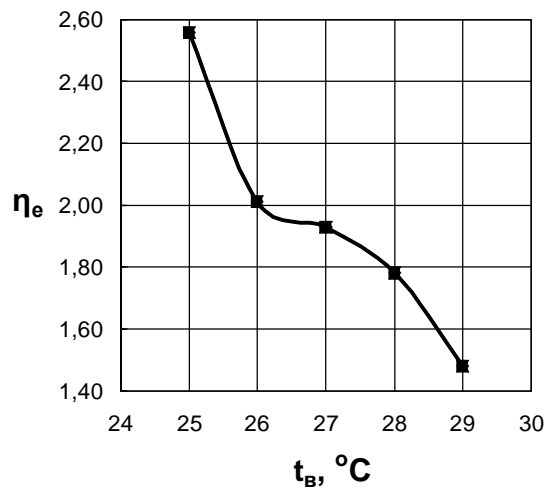
Точки На $I-d$ – діаграмі	Температура t , °С	Питома ентальпія I , кДж/кг	Вологовміст d , г/кг	Відносна вологість j , %	Питома ексергія e , кДж/кг
З (О)	30–40	50,3–83,4	7,9–16,8	30–44	0,0–0,0
П	15,0–24,0	32,3–64,7	6,7–15,8	63–84	0,4038–0,4421
П ₁	16,0–25,0	33,0–65,4	6,7–15,8	59–79	0,3527–0,3882
В	25–29	43,0–70,8	7,0–16,3	35–64	0,0497–0,2059

Варто зазначити, що нами не було враховано втрати ексергії, пов'язані з втратою аеродинамічного тиску потоку повітря, які є порівняно незначними і ними можна знехтувати, а також втрати у навколишнє середовище. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для цієї СКП, зведено в табл. 1.

Результати дослідницької роботи. Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2), розраховували значення ексергетичного ККД h_e для впровадженої СКП залежно від внутрішніх температурних та вологісних умов, а саме: температури t_b і вологовмісту d_b внутрішнього повітря, та подавали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3 і на цій основі робили аналіз.

Рис. 3. Залежність ексергетичного ККД h_e впровадженої центральної прямотечійної СКП операційних чистих кімнат від температури t_b і вологовмісту внутрішнього повітря:

1 ряд \blacklozenge – $d_b = 7,0-13,4$ г/кг; 2 ряд \blacksquare – $7,8-14,4$; 3 ряд \blacktriangle – $8,7-14,9$; 4 ряд \times – $9,7-15,3$; 5 ряд \blackstar – $10,8-16,3$ (залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)



Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3, можна дійти таких висновків. За певної температури внутрішнього повітря t_b зростання вологовмісту внутрішнього повітря d_b не призводить до зміни значення ексергетичного ККД h_e впровадженої СКП. Тобто, значення ексергетичного ККД h_e впровадженої СКП залежить тільки від температури внутрішнього повітря t_b та різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_b - t_{\Pi}$. Загальне зростання температури внутрішнього повітря t_b від 25 до 29 $^\circ\text{C}$, тобто в 1,16 разу, призводить до значного зменшення значення ексергетичного ККД h_e від 2,56 до 1,48, тобто в 1,73 разу, або на 73 %. На нашу думку, це пов'язано не стільки зі зростанням температури внутрішнього повітря t_b , як з одночасним зменшенням різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_b - t_{\Pi}$ від 9,0 до 4,0 $^\circ\text{C}$, тобто в 2,25 разу, або на 125 %. Тому впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати за нижчих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад, $t_b = 25$ $^\circ\text{C}$, та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_b - t_{\Pi}$, наприклад, $\Delta t_{\Pi} = 9,0$ $^\circ\text{C}$, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД $h_e = 2,56$, а отже, отримати економічно найвигідніший варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря.

Варто також зауважити (рис. 3), що за температури внутрішнього повітря t_b від 25 до 26 $^\circ\text{C}$ маємо один закон зміни ексергетичного ККД h_e , а за температури внутрішнього повітря t_b від 25 до 26 $^\circ\text{C}$ – інший. Це можна пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистих кімнатах приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30$ $^\circ\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання температури внутрішнього повітря t_b від 25 до 26 $^\circ\text{C}$, тобто в 1,04 разу, призводить до значного зменшення значення ексергетичного ККД h_e від 2,56 до 2,01, тобто в 1,27 разу, або на 27 %. Разом з тим середня швидкість зміни ексергетичного ККД h_e на цій початковій ділянці $\Delta h_e / \Delta t_b$ становить 0,55 1/ $^\circ\text{C}$.

Відповідно зростання температури внутрішнього повітря t_b від 26 до 29 $^\circ\text{C}$, тобто в 1,12 разу, призводить до зменшення значення ексергетичного ККД h_e від 2,01 до 1,48, тобто 1,36 разу, або на

36 %. Водночас середня швидкість зміни ексергетичного ККД h_e на цій ділянці $\Delta h_e / \Delta t_B$ становить 0,176 1/°C, що в 3,13 рази менше, тобто на 213 %, ніж на початковій ділянці.

Залежності, наведені на рис. 3, отримано нами у вигляді аналітичних формул для температур внутрішнього повітря $t_B = 25\text{--}26$ °C:

$$h_e = 16,31 - 0,55 \cdot t_B, \quad (10)$$

а для $t_B = 26\text{--}29$ °C:

$$h_e = 2,851 \cdot t_B - 0,055 \cdot t_B^2 - 34,94. \quad (11)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (10) становить 0 % і за формулою (11) – 0,6 %.

Висновки. Використано створену авторами інноваційну математичну дослідницьку модель впроваджені центральній проточній системі кондиціонування повітря операційних чистих приміщень для комп'ютерного оцінювання енергоефективності цієї системи на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на роботу системи. Наведено залежність ексергетичного ККД h_e впроваджені системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат від температури t_B і вологовмісту d_B внутрішнього повітря. Встановлено, що вологовміст d_B не впливає на ексергетичний ККД h_e системи. Показано, що впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати за нижчих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад, $t_B = 25$ °C та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$, наприклад, $\Delta t_{\Pi} = 9,0$ °C, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД $h_e = 2,56$, а отже, отримати економічно найвигідніший варіант використання впроваджені системи кондиціонування повітря.

1. Федотов А. Е. Чистые помещения. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: АСИНКОМ, 2003. – 576 с. 2. ГОСТ ИСО 14644-1. Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 1. Классификация чистоты воздуха. 3. Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с. 4. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с. 5. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев и др.; под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – Киев: Наук. думка, 1991. – 360 с. 6. Богословский В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров. – Стройиздат, 1985. – 367 с. 7. Labay V. Innovation model for energy effective investigations of air conditioning systems for cleanrooms / V. Labay, D. Narasym // ECONTechMOD – Lublin-Rzeszow: 2014 – Vol. 3, № 1. – P. 47–52. 8. Лабай В. Й. Дослідження ексергоефективності та шляхів енергозбереження системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / В. Й. Лабай, Д. І. Гарасим // Науково-технічний журнал “Холодильна техніка і технологія”, Т. 51, Вип. 4. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 53–59.