

КЛІМАТИЗАЦІЯ

УДК 697.94(075.8)

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКЛІМАТУ В ПРИМІЩЕННІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МІСЦЕВИХ АВТОНОМНИХ КОНДИЦІОНЕРІВ

© Лабай В.Й., 1999

ДУ "Львівська політехніка", кафедра "Теплогазопостачання і вентиляція"

The proposed method of the calculation with an extension of the I-d-diagram indexes of the room microclimate which created with local autonomous air conditioners has been presented in this article (2).

При обслуговуванні приміщень місцевими автономними кондиціонерами актуальним є завдання визначення параметрів мікроклімату в цих приміщеннях, яке не висвітлене в сучасній науково-технічній літературі*.

Розглянемо це на конкретному прикладі кондиціонування повітря в приміщенні загального призначення у м.Львові (температура $t_{зБ} = 26,4^{\circ}\text{C}$; питома ентальпія $I_{зБ} = 57,4$ кДж/кг; відносна вологість зовнішнього повітря $\phi_{зБ} = 55\%$).

Приймаємо параметри внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні (у випадку, коли надлишки теплоти і вологи в приміщенні дорівнюють робочим холодопродуктивності кондиціонера і кількості конденсату, що випадає у кондиціонері):

– температуру

$$t_{в} = 20 + 0.63(t_{зБ} - 22) = 20 + 0.63(26.4 - 22) \approx 23^{\circ}\text{C}; \quad (1)$$

– відносну вологість

$$\phi_{в} = \phi_{зБ} + (5 \dots 10) = 55 + 6 = 61\%. \quad (2)$$

Нехай в кондиціонованому приміщенні надлишки повної теплоти $Q_{\text{надл}}^{\text{п}} = 1800$ Вт, а вологи – $W_{\text{надл}} = 0,8$ кг/год. За надлишками повної теплоти з каталогу фірми "SANYO" приймаємо до встановлення місцевий автономний кондиціонер типу "split", для якого стандартна холодопродуктивність $Q_{\text{Хст}}^{\text{п}} = 2020$ Вт $> Q_{\text{надл}}^{\text{п}}$, стандартна кількість конденсату $W_{\text{конд}} = 0,9$ кг/год $> W_{\text{надл}}$ (при $t_{з} = 35^{\circ}\text{C}$; $\phi_{з} = 40\%$, а $t_{в} = 27^{\circ}\text{C}$; $\phi_{в} = 46\%$) та об'ємна продуктивність по повітрю $L_{к} = 450$ м³/год.

Визначаємо робочі холодопродуктивність та кількість конденсату для кондиціонера за такими формулами*:

$$Q_{\text{Хроб}}^{\text{п}} = Q_{\text{Хст}}^{\text{п}} [1 + (t_{в} - 27) \cdot 0.035 + (35 - t_{з}) \cdot 0.02] =$$

* Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. и др. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. М., 1985.

$$= 2020 [1 + (23 - 27) \cdot 0,035 + (35 - 26,4) \cdot 0,02] = 2085 \text{ Вт}; \quad (3)$$

$$W_{\text{конд}}^{\text{роб}} = W_{\text{конд}}^{\text{ст}} [1 + (27 - t_B) \cdot 0,035] =$$

$$= 0,95 \cdot [1 + (27 - 23) \cdot 0,035] = 1,026 \text{ кг/год}. \quad (4)$$

Розраховуємо кутові коефіцієнти процесу зміни стану рециркуляційного повітря у випарнику кондиціонера і процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків припливним повітрям з кондиціонера в приміщенні:

$$\epsilon_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{Xроб}}^{\text{п}}}{W_{\text{конд}}^{\text{роб}}} = \frac{2085 \cdot 3,6}{1,026} = 7316 \text{ кДж/кг}; \quad (5)$$

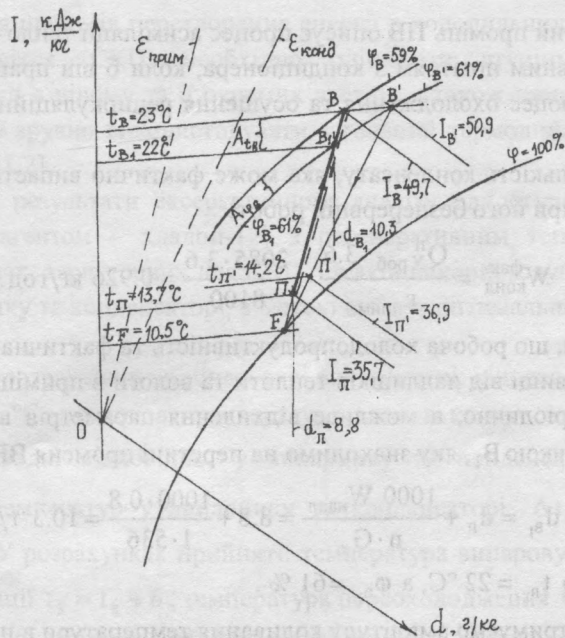
$$\epsilon_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{п}} \cdot 3,6}{W_{\text{надл}}} = \frac{1800 \cdot 3,6}{0,8} = 8100 \text{ кДж/кг}. \quad (6)$$

Визначаємо густину внутрішнього (рециркуляційного) повітря та масову продуктивність кондиціонера по повітрю:

$$\rho_B = \frac{353}{273 + t_B} = \frac{353}{273 + 23} = 1,19 \text{ кг/м}^3; \quad (7)$$

$$G_K = L_K \cdot \rho_B = 450 \cdot 1,19 = 536 \text{ кг/год}. \quad (8)$$

Далі будуємо відповідні процеси зміни стану вологого повітря на I-d-діаграмі (див. рисунок).



Зображення на I-d-діаграмі процесів зміни стану вологого повітря

Спочатку наносимо на I-d-діаграму точку B' ($t_B = 23^\circ\text{C}$; $\phi_B' = 61\%$) і за кутовим коефіцієнтом $\epsilon_{\text{конд}}$ через цю точку проводимо промінь до перетину з кривою відносної вологості $\phi = 100\%$ в точці F. Ізотерма, що проходить через точку F, має температуру

$t_F = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$, що відповідає температурі поверхні випарника. Температура t_F для кондиціонерів є функцією температури t_B .

У випадку, коли надлишки повної теплоти і вологи у приміщенні точно збігалися б з робочими холодопродуктивністю кондиціонера і кількістю конденсату, що випадає у кондиціонері, то процеси зміни стану вологого повітря у приміщенні і випарнику проходили б по променю В'F і на ньому можна було б знайти точку П', що відповідала б стану припливного повітря, при перетині з питомою ентальпією

$$I_{П'} = I_{В'} - \frac{Q_{X_{роб}}^n \cdot 3.6}{n \cdot G_k} = 50.9 - \frac{2085 \cdot 3.6}{1 \cdot 536} = 36.9 \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

для якої температура $t_{П'} = 14,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Після цього з точки F проводимо за кутовим коефіцієнтом $\epsilon_{прим}$ пряму до перетину з ізотермою $t_B = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ в точці В, для якої маємо $\phi_B = 59 \%$, $I_B = 49,7 \text{ кДж/кг}$.

При перетині з променем BF ізоентальпи

$$I_{П} = I_B - \frac{Q_{X_{роб}}^n \cdot 3.6}{n \cdot G_k} = 49.7 - \frac{2085 \cdot 3.6}{1 \cdot 536} = 35.7 \text{ кДж/кг}, \quad (10)$$

отримуємо точку П, що відповідає стану припливного повітря, для якої $t_{П} = 13,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_{П} = 8,8 \text{ г/кг}$.

Отже, отриманий промінь ПВ описує процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в приміщенні припливним повітрям з кондиціонера, коли б він працював безперервно, а ВП – відповідно, процес охолодження та осушення рециркуляційного повітря у випарнику кондиціонера.

Визначасмо кількість конденсату, яка може фактично випасти на поверхні випарника кондиціонера при його безперервній роботі:

$$W_{контд}^{\text{факт}} = \frac{Q_{X_{роб}}^n \cdot 3.6}{\epsilon_{прим}} = \frac{2085 \cdot 3.6}{8100} = 0.926 \text{ кг/год}. \quad (11)$$

У зв'язку з тим, що робоча холодопродуктивність та фактична кількість конденсату для кондиціонера є вищі від надлишків теплоти та вологи в приміщенні, то кондиціонер буде працювати періодично, а можливе відхилення параметрів внутрішнього повітря буде визначатись точкою В₁, яку знаходимо на перетині променя ВF з вологовмістом

$$d_{В_1} = d_{П} + \frac{1000 W_{надл}}{n \cdot G_k} = 8.8 + \frac{1000 \cdot 0.8}{1 \cdot 536} = 10.3 \text{ г/кг}. \quad (12)$$

Для точки В₁ маємо $t_{В_1} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, а $\phi_{В_1} = 61 \%$.

У результаті отримуємо амплітуду коливання температури в приміщенні:

$$\Delta t_B = t_B - t_{В_1} = 23 - 22 = 1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13)$$

та відносної вологості:

$$\Delta \phi_B = \phi_{В_1} - \phi_B = 61 - 59 = 2 \%. \quad (14)$$

Остаточо, можна зробити висновок, що у випадку, коли кількість конденсату, яка може випасти на поверхні випарника кондиціонера, перевищує надлишки вологи у

приміщенні, то відповідні процеси зміни стану вологого повітря відхиляються на I-d-діаграмі вліво, що призводить до зменшення відносної вологості в приміщенні.

Аналогічно, можна провести розрахунок для випадку, коли кількість конденсату, яка може випасти на поверхні випарника кондиціонера, є меншою від надлишків вологи в приміщенні. При цьому відповідні процеси зміни стану вологого повітря відхиляться вправо, що призведе до підвищення відносної вологості в приміщенні.

УДК 621.59.01 (075.8)

ВИБІР ДОЦІЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ МЕТОДОМ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ

© Лабай В.Й., Ярослав В.Ю., 1999

ДУ «Львівська політехніка», кафедра "Теплогазопостачання і вентиляція"

The exergetic analysis of the one-step freon cooling plant with the regenerative heat exchanger for all temperature regimes which are typical for air conditioning systems is considered in this paper (1). It was defined the optimum temperature regime.

Під час вивчення процесів перетворення енергії в холодильних установках систем кондиціонування повітря (СКП) необхідно оцінювати ступінь термодинамічної досконалості установки в цілому та її окремих частин, а також джерела втрат енергії в них. Для такої оцінки зручно використовувати загальний термодинамічний метод аналізу – ексергетичний [1,2].

У статті подані результати ексергетичного аналізу одноступеневої холодильної установки (з холодоагентом – хладон-12) з регенеративним теплообмінником при температурних режимах, характерних для СКП, і в якій використовується вода як один з теплоносіїв у випарнику та конденсаторі, з метою вибору оптимального температурного режиму.

Для проведення розрахунків прийняті такі вихідні дані: кінцева температура води у випарнику $t_n = 6...14$ °С; початкова температура води в конденсаторі $t_b = 13...35$ °С; різниці температур води, відповідно, у випарнику та конденсаторі $\Delta t_n = 2,8$ °С, $\Delta t_b = 4$ °С; різниці температур у випарнику та конденсаторі, $\Delta t_o = t_n - t_o = 3,6$ °С, $\Delta t_k = t_k - t_b = 2$ °С. У розрахунках прийняті: температура випаровування $t_o = t_n - 3,6$, температура конденсації $t_k = t_b + 6$, температура переохолодження $t_n = t_b + 1$.

Перегрів пари холодоагенту і переохолодження його в рідкому стані відбуваються одночасно в теплообміннику для регенерації теплоти. Тому для визначення величини перегріву пари $\Delta t_{\text{перевр}} = t_{\text{вс}} - t_o$ знаходили значення температури всмоктування пари холодоагенту в компресорі $t_{\text{вс}}$ на основі теплового балансу теплообмінника для регенерації теплоти [1], а потім визначили температуру всмоктування як функцію тиску випаровування p_o та питомої ентальпії холодоагенту при всмоктуванні в компресор.