

## КЛІМАТИЗАЦІЯ

УДК 697.94 (0.75)

Лабай В., Іванух Т.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра теплогазоводопостачання і вентиляції

### ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ МЕТОДОМ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ

© Лабай В., Іванух Т., 2000

**Methodics of exergetic analysis of the air conditioning systems is considered in this paper . It was defined that the system with I and II recirculations has highest exergetic efficiency rate in comparison with the system without recirculations and the system having I recirculation.**

Зменшення затрат енергії, споживаної системами кондиціонування повітря (СКП), диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії.

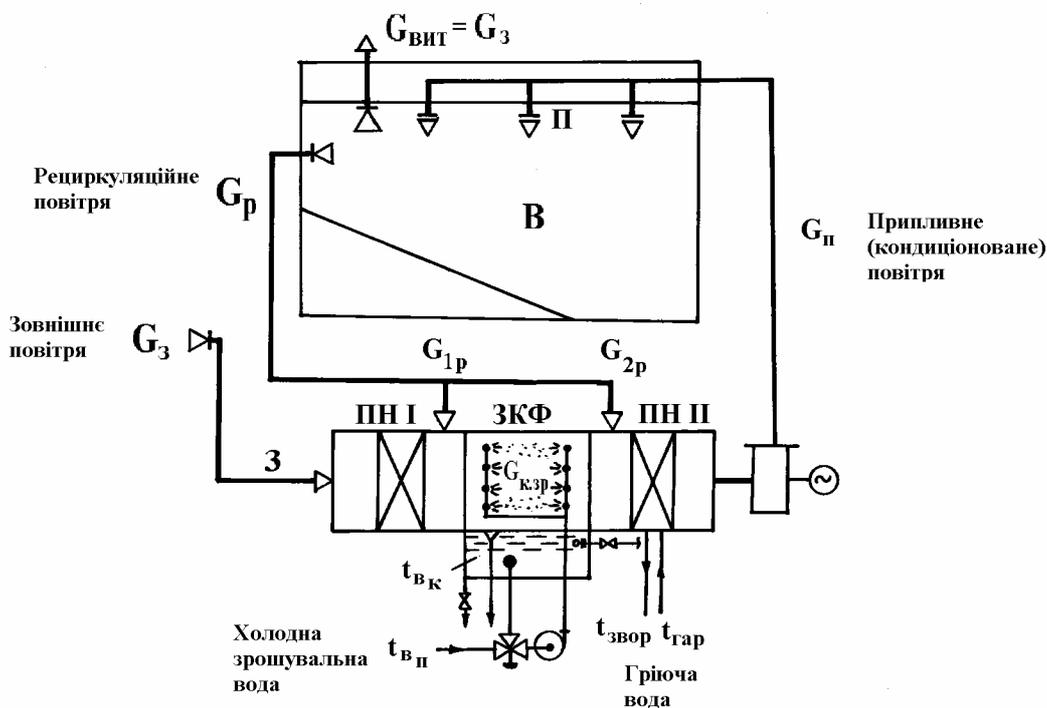


Рис. 1. Схема СКП із застосуванням I і II рециркуляцій  
(може використовуватися як прямотечійна СКП і СКП з I рециркуляцією)

Авторами виконаний порівняльний аналіз роботи різних схем СКП (прямотечійної, з I рециркуляцією, з I і II рециркуляціями (рис.1)), які обслуговують зал кінотеатру на 400 місць у м.Маріуполі в теплий період року (ТПР).

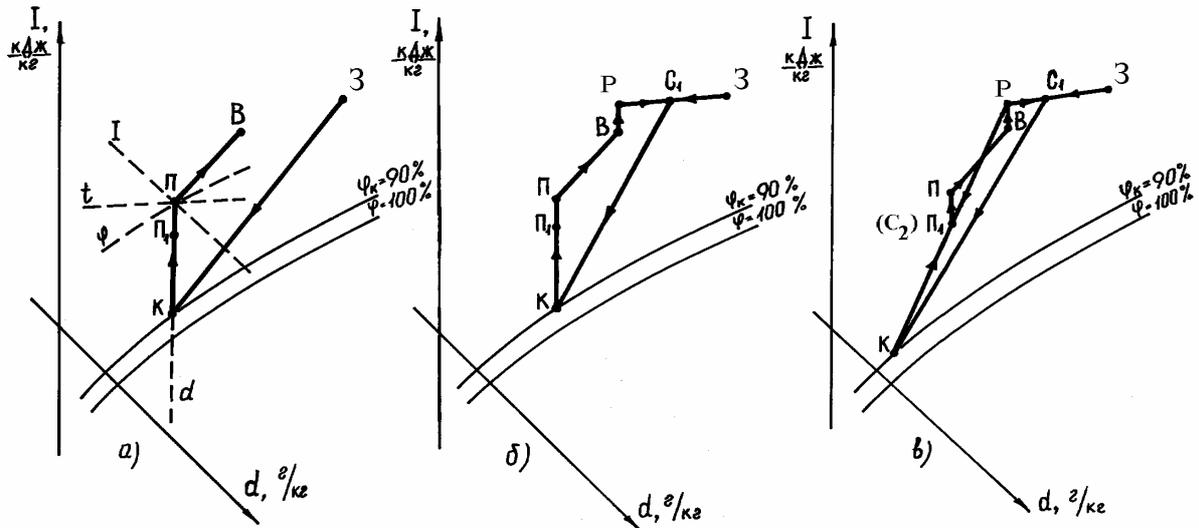


Рис.2. Процеси зміни стану вологого повітря

в різних установках кондиціонування повітря (теплій період року):

а) прямотечійній; б) з I рециркуляцією; в) з I і II рециркуляціями.

ЗР – процес змішування зовнішнього повітря з повітрям I рециркуляції;

С<sub>1</sub>К і ЗК – процес політропної обробки (охолодження та осушення) повітря в зрошувальній камері; КП<sub>1</sub> (для прямотечійної СКП і СКП з I рециркуляцією) – підігрівання повітря у повітрянагрівниках II підігріву;

з I рециркуляцією) – підігрівання повітря у повітрянагрівниках II підігріву;

КР (для СКП з I і II рециркуляціями) – процес змішування повітря, яке пройшло камеру зрошення, з повітрям II рециркуляції;

П<sub>1</sub>П – підігрівання на 1 °С у вентиляторі і припливному повітропроводі;

ПВ – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків у приміщенні

Послідовність змін, які відбуваються з вологим повітрям, що проходить через різні установки кондиціонування повітря (УКП), наведені на рис.2. Побудова на I-d-діаграмі виконана відповідно до [2].

У розрахунку, проведеному згідно з [2], прийняті параметри зовнішнього повітря (навколишнього середовища)  $t_3 = t_0 = 31.8$  °С;  $I_3 = I_0 = 60.7$  кДж/кг і  $P_3 = P_0 = 1010$  гПа та параметри внутрішнього (кондиціонованого) повітря в залі  $t_B = 26$  °С і  $\varphi_B = 50\%$ , а також різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{пр} = t_B - t_{II} = 5$  °С.

Розрахунками встановлені надлишки явної  $Q_{надл}^я = 30000$  Вт і повної  $Q_{надл}^п = 42600$  Вт теплоти і надлишки  $W_{надл} = 18.7$  кг/год вологи. Отримана для цього продуктивність кондиціонера  $G_{II} = 22400$  кг/год ( $L_{II} = 18700$  м<sup>3</sup>/год) може бути забезпечена кондиціонером КТЦ 2-20 із встановленою потужністю електродвигуна вентилятора  $N_{вст} = 11$  кВт і ККД вентилятора  $\eta_{вент} = 0.6$ . Для СКП з рециркуляцією внутрішнього повітря кількість зовнішнього повітря прийнято  $G_3 = 9270$  кг/год =  $0.414 G_{II}$ . Відповідно для СКП з I рециркуляцією кількість рециркуляційного повітря –  $G_{Iр} = 13130$  кг/год =  $0.586 G_{II}$ , а для СКП з I і II рециркуляціями кількість повітря для I рециркуляції –

$G_{1p} = 3100$  кг/год =  $0.138G_{II}$  і для II рециркуляції –  $G_{2p} = 10030$  кг/год =  $0.448G_{II}$ .  
Температура води, яка живить повітрянагрівник II підігріву,  $t_{\text{гпр}} = 70$  °С, а температура води, яка виходить з повітрянагрівника,  $t_{\text{звор}} = 42$  °С. Початкова і кінцева температури зрошувальної води для прямотечійної СКП  $t_{\text{вп}} = 8.8$  °С,  $t_{\text{вк}} = 11.7$  °С, для СКП з I рециркуляцією –  $t_{\text{вп}} = 9.3$  °С,  $t_{\text{вк}} = 11.8$  °С, а для СКП з I і II рециркуляціями –  $t_{\text{вп}} = 10.8$  °С,  $t_{\text{вк}} = 12.5$  °С.

У розрахунках не враховані втрати у навколишнє середовище; прийнято, що в зрошувальній камері відбувається політропний процес охолодження та осушення повітря. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для різних СКП, зведені в таблиці.

**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 φ, %	Питома ексергія e, кДж/кг
З (О)	31.8	60.7	11.3	38	0
В	26	53.3	10.7	50	0.067
П	21	46.4	10.0	62	0.227
Р	27	54.2	10.7	47	0.049
П <sub>1</sub> (С <sub>2</sub> )	20	45.3	10.0	66	0.267
К для прямотечійної СКП і СКП з I рециркуляцією	15.5	40.7	10.0	90	0.490
К для СКП з I і II рециркуляціями	14.6	38.3	9.5	90	0.559
С <sub>1</sub> для СКП з I рециркуляцією	29.0	56.7	10.9	43	0.019
С <sub>1</sub> для СКП з I і II рециркуляціями	30.6	59.1	11.1	40	0.005

Питома ексергію вологого повітря у відповідних точках процесів визначали за формулами [1, 4]:

$$e = e_{\phi} + e_x, \text{ кДж/кг}, \quad (1)$$

де питома фізична ексергія:

$$e_{\phi} = \left( \bar{c}_{\text{с.пов}} + \bar{c}_{\text{п}} \frac{d}{1000} \right) \left( T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right); \quad (2)$$

$\bar{c}_{с.пов}$  і  $\bar{c}_{п}$  – відповідно середня питома теплоємність (при сталому тискові) сухого повітря і водяної пари, кДж/(кг · К);  $T_0$  і  $T$  – відповідно абсолютна температура зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у відповідній точці процесу, К; питома хімічна ексергія:

$$e_x = T_0 \left[ \left( R_{с.пов} + R_{п} \frac{d}{1000} \right) \ln \frac{622 + d_0}{622 + d} + R_{п} \frac{d}{1000} \ln \frac{d}{d_0} \right]; \quad (3)$$

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

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у відповідних точках процесу наведено у таблиці.

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи, для різних схем систем кондиціонування визначали за формулою [1]:

$$\eta = \frac{E_{п} - E_{в}}{E_{вп} - E_{вк} + E_{гар} - E_{звор} + N_{вент}}, \quad (4)$$

де  $E_{п}$  і  $E_{в}$  – відповідно ексергія припливного і внутрішнього повітря, кВт;  $E_{вп} - E_{вк}$  – зменшення ексергії води у зрошувальній камері, кВт;  $E_{гар} - E_{звор}$  – зменшення ексергії теплоносія у повітряонагрівнику II підігріву, кВт;  $N_{вент}$  – електрична потужність приводу вентилятора, кВт.

Значення величин, які входять у формулу (4), розраховували так [1]:

$$E_{п} = \frac{G_{п} \cdot e_{п}}{3600} = 1.413 \text{ кВт}; \quad (5)$$

$$E_{в} = \frac{G_{п} \cdot e_{в}}{3600} = 0.417 \text{ кВт}; \quad (6)$$

– для *прямотечійної СКП*:

$$E_{вп} - E_{вк} = \frac{G_{п} \cdot \left( I_{к} + \frac{d_3 - d_{к}}{1000} \cdot i_{вк} - I_3 \right)}{3600} \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_в} \right) + \frac{G_{п} \cdot d_3 - d_{к}}{3600 \cdot 1000} \cdot e_{вк} = 9.491 \text{ кВт}, \quad (7)$$

де  $I_3$  і  $I_{к}$  – відповідно питома ентальпія зовнішнього повітря і повітря в кінці камери зрошення, кДж/кг;  $d_3$  і  $d_{к}$  – відповідно вологовміст зовнішнього повітря і повітря в кінці камери зрошення, г/кг;  $i_{вк} = c_{в} \cdot t_{вк} = 49.02$  кДж/кг – питома ентальпія води при кінцевій її температурі в камері зрошення;  $c_{в} = 4.19$  кДж/(кг · К) – питома теплоємність води (при сталому тискові);  $\bar{T}_в = 273 + 0.5(t_{вп} + t_{вк}) = 283.25$  К – абсолютна середня температура води в камері зрошення;  $e_{вк} = c_{в} \cdot \left( T_{вк} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{вк}}{T_0} \right) = 2.905$  кДж/кг – питома ексергія води при кінцевій її температурі в камері зрошення;

– для *СКП з рециркуляціями*:

$$E_{вп} - E_{вк} = \frac{G_{к.зр} \cdot \left( I_{к} + \frac{d_{c1} - d_{к}}{1000} \cdot i_{вк} - I_{c1} \right)}{3600} \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_в} \right) + \frac{G_{к.зр} \cdot d_{c1} - d_{к}}{3600 \cdot 1000} \cdot e_{вк}, \quad (8)$$

де  $G_{к.зр}$  – витрата повітря через зрошувальну камеру, кг/год (для СКП з I рециркуляцією  $G_{к.зр} = G_{II}$ ; для СКП з I і II рециркуляціями  $G_{к.зр} = 0.552 G_{II}$ );  $I_{c1}$  і  $d_{c1}$  – відповідно питома ентальпія і вологовміст повітря на вході у зрошувальну камеру;

– результати розрахунків для СКП з I рециркуляцією:

$$i_{вк} = 49.44 \text{ кДж/кг}; \bar{T}_в = 283.55 \text{ К}; e_{вк} = 2.876 \text{ кДж/кг}; \\ E_{вп} - E_{вк} = 7.457 \text{ кВт};$$

– результати розрахунків для СКП з I і II рециркуляціями:

$$i_{вк} = 52.38 \text{ кДж/кг}; \bar{T}_в = 284.65 \text{ К}; e_{вк} = 2.674 \text{ кДж/кг}; \\ E_{вп} - E_{вк} = 5.051 \text{ кВт};$$

$$E_{гар} - E_{звор} = \frac{G_{II} \cdot (I_{п1} - I_{к}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{г.в}}\right)}{3600} = 2.106 \text{ кВт}, \quad (9)$$

де  $\bar{T}_{г.в} = 273 + 0.5(t_{гар} + t_{звор}) = 329 \text{ К}$  – абсолютна середня температура гарячої води у повітронагрівнику II підігріву;

$$N_{вент} = N_{вст} \cdot \eta_{вент} = 6.6 \text{ кВт}.$$

Підставляючи розраховані значення величин у формулу (4), обчислюємо значення ексергетичного ККД для прямотечійної СКП  $\eta_{екс} = 0.055$ , для СКП з I рециркуляцією  $\eta_{екс} = 0.062$ , для СКП з I і II рециркуляціями  $\eta_{екс} = 0.085$ .

**Висновки.** 1. Розроблено методику оцінки ефективності систем кондиціонування повітря на основі ексергетичного аналізу.

2. При однаковій продуктивності різних схем систем кондиціонування повітря (прямотечійної, з I рециркуляцією, з I і II рециркуляціями) перевагу слід надавати системам з I і II рециркуляціями як таким, що мають найвищий ексергетичний ККД.

1. Шаргут Я., Петела Р. *Эксергия. Пер. с польск. под ред. В.М. Бродянского.* – М., 1968. 2. Богословский В.Н., Кокорин О. Я., Петров Л. В. *Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов.* – М., 1985. 3. СНиП 2.04.05–86. *Отопление, вентиляция и кондиционирование.* – М., 1987. 4. Прохоров В.И., Шилклопер С.М. *Метод вычисления эксергии потока влажного воздуха // Холодильная техника.* – 1981. – № 9. С.37-41.

УДК 697.9.001.2

Жуковський С., Жуковська З.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра теплогазопостачання і вентиляції

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ НЕОРГАНІЗОВАНОГО ПРИРОДНОГО ПОВІТРООБМІНУ ПОМЕШКАНЬ ЖИТЛОВИХ БУДИНКІВ

© Жуковський С., Жуковська З., 2000

**This article presents the method of calculation of the uncontrolled natural air exchange in the rooms of civil buildings, which is based on the solution of the system of**