

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО ККД SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ ВІД ЇХ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗА ПОВІТРЯМ НА ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ

Постанова проблеми. Споживання електричної енергії системами кондиціонування повітря (СКП) в енергетичному балансі будинку в теплий період року (ТПР) займає значне місце. Достатньо відзначити, що на кондиціонування 1 м² площі будинку витрачають від 30 до 70 Вт електроенергії. Тенденція росту тарифів потребує уважного ставлення до витрати енергії і впровадження енергоощадних технологій в СКП.

Ексергія – це максимальна робота, яку може здійснити термодинамічна система під час переходу із даного стану у стан рівноваги з навколишнім середовищем. Ексергію інколи називають роботоздатністю системи [1, 2].

Критерій енергоефективності обладнання для вибору системи кондиціонування часто є визначальним. Такий підхід обґрунтований не тільки економією енергії в період його експлуатації. Відомо, що підведена енергія витрачається тільки за призначенням, то, як правило, енергоефективне обладнання відрізняють кращі показники надійності, менший рівень шуму і вібрації, більший термін експлуатації. Для оцінки енергоефективності обладнання СКП застосовують узагальнений показник енергетичної ефективності, або *ексергетичний ККД* (коефіцієнт корисної дії).

Аналіз останніх досліджень. Сучасні місцеві автономні кондиціонери, які використовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного технічного вдосконалення. Для подальшого підвищення ефективності роботи цих кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування.

Для цього автором розроблений *ексергетичний* метод аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження холодильної машини як загалом, так і її окремих частин, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які мають місце в таких системах [3, 4, 5]. Результатом аналізу є знаходження ексергетичного ККД процесу загалом та втрат ексергії в окремих елементах технічної системи.

Завдання досліджень. Метою цієї роботи є визначення оптимальних значень продуктивності split-кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов випробування залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі;
- аналітичну залежність між ексергетичним ККД split-кондиціонера “Sanyo” і витратою повітря на випарнику і конденсаторі;
- оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

Це і було завданням досліджень.

Викладення основного матеріалу. Методика ексергетичного аналізу холодильної машини місцевого автономного кондиціонера *без ефективного охолодження компресора* наведена в [3, 4, 5].

Для визначення умов роботи кондиціонера виконаний ексергетичний аналіз його холодильної машини в стандартному температурному режимі.

Для проведення розрахунку прийнято такі вихідні дані:

- холодопродуктивність кондиціонера $Q_{х ст} = 2020$ Вт;
- витрата повітря у випарнику $L_{вип ст} = 450$ м³/год;
- витрата повітря у конденсаторі $L_{к ст} = 1360$ м³/год;
- стандартна температура внутрішнього повітря на вході $t_{C1} = +27^{\circ}\text{C}$ у випарник і припливного на виході t_{C2} з нього;
- стандартна температура зовнішнього повітря на вході $t_{H1} = +35^{\circ}\text{C}$ і на виході t_{H2} з конденсатора;
- кількість конденсату, яка випадає у конденсаторі $W_{конд ст} = 0,9$ л/год;
- споживана потужність кондиціонера $N_{сп ст} = 610$ Вт;
- споживана потужність електродвигуном компресора $N_{сп ст}^{компр} \approx 0,87 \cdot N_{сп ст}$, Вт;
- кінцеву різницю температур у випарнику (внутрішнього повітря на виході з випарника і киплячого холодильного агента) $\Delta t_{вип} = 2,8^{\circ}\text{C}$;
- кінцеву різницю температур у конденсаторі (холодильного агента, який конденсується, і зовнішнього повітря на виході з конденсатора) $\Delta t_{к} = 4,2^{\circ}\text{C}$;

– перегрівання пари холодильного агента у випарнику $\Delta t_{\text{перегр}} = 10^{\circ}\text{C}$;

– переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі $\Delta t_{\text{переох}} = 5^{\circ}\text{C}$;

– адіабатичний ККД компресора $\eta_i = 0,8$;

– електромеханічний ККД компресора $\eta_{\text{ем}} = 0,9$;

– холодильний агент – хладон-22 (R22);

– схема холодильної установки (рис. 1, а).

Послідовність розрахунку така. Визначаємо охолодження повітря у випарнику за формулою:

$$\Delta t_C = \frac{(Q_{\text{хст}} - W_{\text{кондст}} \cdot r \times 0,278) \times 3,6}{L_{\text{вип}} \cdot \frac{353}{273 + t_{C1}} \cdot c_{\text{пов}}} = \frac{(0,01 \cdot Q_{\text{хст}} - 7,1 \cdot W_{\text{кондст}}) \cdot (273 + t_{C1})}{L_{\text{вип}}} \quad ^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

і відповідно температуру повітря на виході з випарника як:

$$t_{C2} = t_{C1} - \Delta t_C, \quad ^{\circ}\text{C}. \quad (2)$$

Розраховуємо нагрівання повітря у конденсаторі за формулою:

$$\Delta t_H = \frac{(Q_{\text{хст}} + N_{\text{спст}}^{\text{компр}}) \times 3,6}{L_{\text{к}} \cdot \frac{353}{273 + t_{H1}} \cdot c_{\text{пов}}} = \frac{(0,01 \cdot Q_{\text{хст}} + 0,009 \cdot N_{\text{спст}}) \cdot (273 + t_{H1})}{L_{\text{к}}}, \quad ^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

і відповідно температуру повітря на виході з конденсатора як:

$$t_{H2} = t_{H1} + \Delta t_H, \quad ^{\circ}\text{C}, \quad (4)$$

де $r = 2500$ кДж/кг – прихована питома теплота конденсації водяної пари; $c_{\text{пов}} = 1,005$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність повітря.

Розрахувавши температури випаровування та конденсації, а також температури всмоктування пари холодильного агента в компресор і переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі за відповідними формулами:

$$t_0 = t_{\text{вип}} = t_{C2} - \Delta t_{\text{вип}}, \quad ^{\circ}\text{C}; \quad (5)$$

$$t_{\text{к}} = t_{H2} + \Delta t_{\text{к}}, \quad ^{\circ}\text{C}; \quad (6)$$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + \Delta t_{\text{перегр}}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (7)$$

$$t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - \Delta t_{\text{переох}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (8)$$

будуємо процес роботи холодильної установки в термодинамічній p, i -діаграмі (рис. 1, б). В характерних точках схеми (рис. 1, а) за діаграмою або за таблицями [6] знаходимо параметри холодильного агента.

Знаходимо питому кількість ексергії, яка вводиться в холодильну машину у вигляді електричної енергії, підведеної до електродвигуна компресора, за формулою:

$$e_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{е}} \times 10^{-3}}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

де $G = Q_{\text{хст}} \times 10^{-3} / q_0$ — кількість циркулюючого холодильного агента в контурі холодильної машини, кг/с; $q_0 = i_1 - i_4$ — питома витрати теплоти на одиницю витрати робочого агента у випарнику холодильної машини, кДж/кг; $N_{\text{е}} = Q_{\text{хст}} \cdot l / q_0$ — електрична потужність компресора, Вт; $l = i_i / \eta_{\text{ем}}$ — реальна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг; $i_i = i_2 - i_1$ — індикаторна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг; $i_1, i_2, i_2 = i_1 + (i_2^* - i_1) / \eta_i$ та i_4 — питомі ентальпії холодильного агента у відповідних точках процесу роботи холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Звідси

$$e_{\text{вх}} = l = \frac{i_2 - i_1}{\eta_{\text{ем}}}, \text{ кДж/кг}. \quad (10)$$

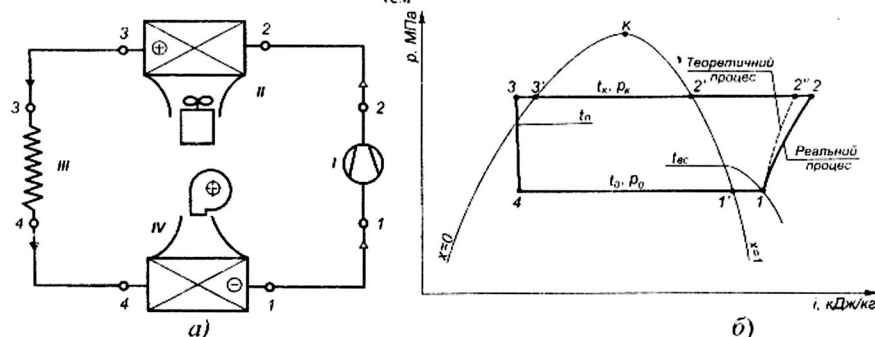


Рис. 1. Схема холодильної машини (а) та побудова процесів її роботи на p, i -діаграмі (б):

I — компресор; II — конденсатор; III — капілярна трубка (дрозель); IV — випарник

Визначаємо абсолютну температуру навколишнього повітря за формулою:

$$T_{н.с} = t_{H1} + 273, \text{ К} \quad (11)$$

та абсолютну середню температуру повітря у випарнику як:

$$\bar{T}_C = \frac{t_{C1} + t_{C2}}{2} + 273, \text{ К.} \quad (12)$$

Розраховуємо коефіцієнт роботоздатності отриманого повітрям холоду у випарнику за формулою:

$$\bar{\tau}_e^C = \frac{T_{н.с}}{T_C} - 1. \quad (13)$$

Визначаємо питому кількість ексергії, яка відводиться від випарника кондиціонера у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, за формулою:

$$e_{вих} = q_0 \cdot \bar{\tau}_e^C, \text{ кДж/кг.} \quad (14)$$

Складаємо рівняння ексергетичного балансу холодильної машини кондиціонера:

$$e_{вх} = e_{вих} + \Sigma d, \text{ кДж/кг,} \quad (15)$$

звідки

$$\Sigma d = e_{вх} - e_{вих}, \text{ кДж/кг,} \quad (16)$$

де Σd – загальні втрати питомої ексергії у всіх елементах холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Остаточно розраховуємо *ексергетичний коефіцієнт корисної дії*, який характеризує ефективність роботи холодильної машини кондиціонера:

$$\eta_c = \frac{e_{вих}}{e_{вх}} = \frac{e_{вх} - \Sigma d}{e_{вх}}, \quad (17)$$

Нами проведений розрахунок ексергетичного ККД одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

Для проведення розрахунків на ЕОМ p, i -діаграма хладона-22 (R22) в діапазоні температур 0...50°C автором подана у вигляді аналітичних залежностей $p = f(t)$, $i = \varphi(t)$, $s = \psi(t)$.

Результати розрахунку зводимо в табл. 1, а на рис. 2 і 3 наводимо залежність ексергетичного ККД одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

Таблиця 1

Результати розрахунку ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі

$L_{\text{вип}},$ м ³ /год	$L_{\text{к}},$ м ³ /год	$t_{\text{с}_2},$ °C	$t_{\text{н}_2},$ °C	$t_0=t_{\text{вип}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	$e_{\text{вх}}=l,$ кДж/кг	$e_{\text{вих}},$ кДж/кг	η_e
300	1360	13,2	40,8	10,4	45,0	33,8	8,46	0,250
400	1360	16,6	40,8	13,8	45,0	30,0	7,49	0,250
600	1360	20,1	40,8	17,3	45,0	26,3	6,52	0,248
800	1360	21,8	40,8	19,0	45,0	24,4	6,03	0,247
1000	1360	23,4	40,8	20,1	45,0	23,4	5,74	0,246
450	500	17,8	50,8	15,0	55,0	37,9	6,60	0,174
450	1000	17,8	42,9	15,0	47,1	30,6	7,05	0,230
450	3000	17,8	37,6	15,0	41,8	25,9	7,35	0,284
450	5000	17,8	36,6	15,0	40,8	24,9	7,41	0,297
450	7000	17,8	36,1	15,0	40,3	24,5	7,43	0,303
450	1360	17,8	40,8	15,0	45,0	28,8	7,17	0,249
300	3000	13,2	37,6	10,4	41,8	31,0	8,67	0,280

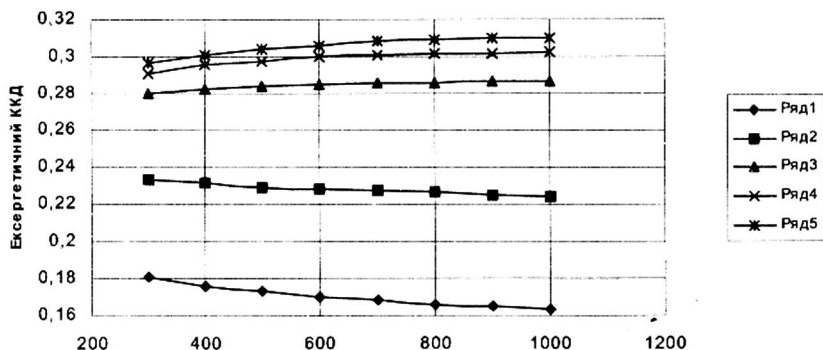


Рис. 2. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на випарнику і конденсаторі:

1 ряд – $L_{\text{к}}=500$ м³/год; 2 ряд – $L_{\text{к}}=1000$ м³/год; 3 ряд – $L_{\text{к}}=3000$ м³/год;
4 ряд – $L_{\text{к}}=5000$ м³/год; 5 ряд – $L_{\text{к}}=7000$ м³/год

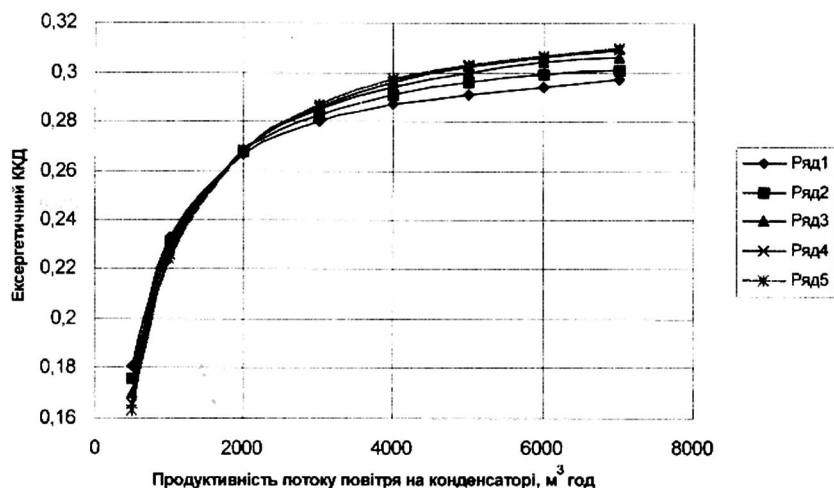


Рис. 3. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на конденсаторі і випарнику:

1 ряд – $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$; 2 ряд – $L_{\text{вип}} = 400 \text{ м}^3/\text{год}$; 3 ряд – $L_{\text{вип}} = 600 \text{ м}^3/\text{год}$;

4 ряд – $L_{\text{вип}} = 800 \text{ м}^3/\text{год}$; 5 ряд – $L_{\text{вип}} = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$

В табл. 1 курсивом наведені дані отримані для стандартних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера, а жирним – для запропонованих оптимальних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера. Вочевидь, що завдяки цьому ексергетичний ККД зростає на $(0,280 - 0,249) \cdot 100 / 0,249 = 12,5\%$, що є суттєвим.

Результати розрахунків ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера апроксимовані такими формулами:

— за $L_K = 500 \dots 2000 \text{ м}^3/\text{год}$ (включно $2000 \text{ м}^3/\text{год}$) та $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год}$:

$$\eta_e = 0,45 \cdot L_K^{-0,069} \cdot L_{\text{вип}}^{1,808 \cdot 10^{-4}} \cdot L_K - 4,96 \cdot 10^{-8} \cdot L_K^2 - 0,1632; \quad (18)$$

— за $L_K = 2000 \dots 7000 \text{ м}^3/\text{год}$ (вище $2000 \text{ м}^3/\text{год}$) та $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год}$:

$$\eta_e = 0,362 \cdot L_K^{-0,046} \cdot L_{\text{вип}}^{1,275 \cdot 10^{-5}} \cdot L_K - 8,5 \cdot 10^{-10} \cdot L_K^2 - 0,0109. \quad (19)$$

Висновки. Аналізуючи отримані дані в табл. 1 та на рис. 2 і 3, можна прийти до таких висновків. Зростання витрати повітря на випарнику холодильної машини кондиціонера $L_{\text{вип}}$ від 300 до 1000 м³/год практично не впливає на зміну значення ексергетичного ККД η_c , але зменшує як кількість питомої ексергії $e_{\text{вих}}$, так і $e_{\text{вх}}$, що є негативним. Тому на випарнику кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{вип}}$ по можливості найменшою (наприклад, $L_{\text{вип}} = 300$ м³/год).

Разом з тим за витрати повітря на конденсаторі холодильної машини кондиціонера L_k від 500 до 2000 м³/год зростання витрати повітря на випарнику $L_{\text{вип}}$ призводить до незначного зниження значення ексергетичного ККД η_c , а, навіть, за 2000 м³/год це значення стає практично сталим (на рис. 3 помітно, що всі криві перетинаються за $L_k = 2000$ м³/год). В той самий час за витрати повітря на конденсаторі L_k від 2000 до 7000 м³/год зростання витрати повітря на випарнику $L_{\text{вип}}$ призводить до незначного зростання значення ексергетичного ККД η_c , особливо після 7000 м³/год. Тому на конденсаторі кондиціонера бажано використовувати витрату повітря L_k дещо вищою за 2000 м³/год, але незначно (наприклад, $L_k = 3000$ м³/год).

За результатами аналізу отриманих даних запропоновані оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі холодильної машини split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов, а саме: на випарнику — $L_{\text{вип}} = 300$ м³/год, на конденсаторі — $L_k = 3000$ м³/год.

Література

1. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. — 2-е изд. — М.: Энергоиздат, 1981. — 320 с.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия / Пер. с польского; Под ред. В. М. Бродянского. — М.: Энергия, 1968. — 280 с.
3. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.
4. Лабай В., Омельчук О. Ексергетична оцінка місцевих автономних кондиціонерів // Вісник НУ "Львівська політехніка" № 460. "Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація", 2002, С. 154–157.

5. Łabaj W., Omelczuk O. Efektywność egzergetyczna autonomicznych klimatyzatorów miejscowych // XIV Konferencja ciepłowników „Perspektywy rozwoju ciepłownictwa”. Materiały konferencyjne. – Solina: Politechnika Rzeszowska, 2002, C. 137–144.

6. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник, изд.3-е. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

7. Богословский В. Н., Кокорин О. Я., Петров Л. В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.

8. Sanyo, Technical data, W-Eoo Multi. G0900.