

## ВПЛИВ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ У ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ НА ПОТОКИ ЕКСЕРГІЇ У SPLIT-КОНДИЦІОНЕРАХ

© Лабай В.Й., 2007

Описано ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин, які використовують в місцевих автономних кондиціонерах. Визначено потоки ексергії у split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт для стандартних умов і показано їх залежність від повітряних потоків на випарнику і конденсаторі. Встановлено оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

In this article it was described the method of the exergetic analysis of one-step freon cooling engines, that are used in the local autonomous air conditioners. It was defined exergy streams for the “split” air conditioner of firm “Sanyo” with cooling capacity 2020 W and shown the dependence of exergy streams from the conditioner air flow for the evaporator and the condenser. It was allocated the optimal conditioner air flow for the evaporator and the condenser.

**Постановка проблеми.** Дослідження досконалості холодильних процесів дотепер проводять за допомогою складання енергетичного балансу. Однак за енергетичного балансу всі види енергії розглядають без врахування різниці їх якості, тобто практичної придатності. Відомо, що практична придатність енергії різна і має тим менше значення, чим ближча температура джерела енергії до температури довкілля.

Тому, користуючись II законом термодинаміки, введено *узагальнений показник якості* різних видів енергії. Як такий показник прийнято *максимальну здатність матерії до виконання роботи* у такому процесі, кінцевий стан якого визначається умовами термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. Це і є *ексергією матерії*. Ексергію інколи називають роботоздатністю системи [1, 2].

Усі енергетичні процеси, які реалізують в техніці, зокрема холодильні процеси, відбуваються незворотно; в кожному разі незворотність є причиною зменшення досконалості процесу. Це зменшення відбувається не через втрати енергії; воно пов'язано зі зниженням її якості. У незворотних процесах енергія не зникає, а розсіюється.

З викладеного випливає, що кожне незворотне явище – це причина безповоротної *втрати ексергії*. Під час визначення втрат ексергії, які відбуваються у різних ланках холодильного процесу, виявляються і кількісно оцінюються причини зменшення досконалості процесу та отримується інформація про можливість підвищення цієї досконалості. Саме ці завдання є головною метою ексергетичного аналізу холодильних процесів. Отже, для оцінки енергоефективності холодильного обладнання split-кондиціонерів застосовують узагальнений показник енергетичної ефективності, або *ексергетичний ККД* (коефіцієнт корисної дії).

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Сучасні місцеві автономні кондиціонери, зокрема split-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 авторами розроблений *ексергетичний* метод аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження холодильної машини як загалом, так і її окремих частин зокрема, щоб отримати повну інформацію про процеси пере-

творення енергії, які існують в таких системах [3, 4, 5]. Результатом аналізу є знаходження ексергетичного ККД процесу загалом та втрат ексергії в окремих елементах технічної системи зокрема.

**Мета роботи** – встановлення впливу повітряних потоків у випарнику і конденсаторі на вхідний та вихідний потоки ексергії у split-кондиціонера та визначення оптимальних значень продуктивності split-кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

- вхідний та вихідний потоки ексергії split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов випробування залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі;
  - аналітичну залежність між вхідним та вихідним потоками ексергії split-кондиціонера “Sanyo” і відповідно витрату повітря на випарнику і конденсаторі;
  - оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.
- Це і було завданням досліджень.

**Виклад основного матеріалу.** Методику ексергетичного аналізу холодильної машини місцевого автономного кондиціонера *без ефективного охолодження компресора* наведено в [3, 4, 5].

Для визначення умов роботи кондиціонера виконано ексергетичний аналіз його холодильної машини в стандартному температурному режимі (для внутрішнього і зовнішнього повітря).

Для проведення розрахунку прийнято такі вихідні дані:

- холодопродуктивність кондиціонера  $Q_{х ст} = 2020$  Вт;
- витрата повітря у випарнику  $L_{вип ст} = 450$  м<sup>3</sup>/год;
- витрата повітря у конденсаторі  $L_{к ст} = 1360$  м<sup>3</sup>/год;
- стандартна температура внутрішнього повітря на вході  $t_{C 1} = +27$  °С у випарник і припливного на виході  $t_{C 2}$  з нього;
- стандартна температура зовнішнього повітря на вході  $t_{H 1} = +35$  °С і на виході  $t_{H 2}$  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;
- кінцева різниця температур у випарнику (внутрішнього повітря на виході з випарника і киплячого холодильного агента)  $\Delta t_{вип} = 2,8$  °С;
- кінцева різниця температур у конденсаторі (холодильного агента, який конденсується, і зовнішнього повітря на виході з конденсатора)  $\Delta t_{к} = 4,2$  °С;
- перегрівання пари холодильного агента у випарнику  $\Delta t_{перегр} = 10$  °С;
- переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі  $\Delta t_{перех} = 5$  °С;
- адиабатичний ККД компресора  $\eta_i = 0,8$ ;
- електромеханічний ККД компресора  $\eta_{ем} = 0,9$ ;
- холодильний агент – хладон-22 (R22);
- схема холодильної установки (рис. 1, а).

Послідовність розрахунку така. Визначаємо охолодження повітря у випарнику за формулою

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

і відповідно температуру повітря на виході з випарника як

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

Розраховуємо нагрівання повітря у конденсаторі за формулою

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

і відповідно температуру повітря на виході з конденсатора як

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

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

Розраховувавши температурний режим роботи кондиціонера, а саме: температуру випаровування та конденсації, а також температуру всмоктування пари холодильного агента в компресор і переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі, за відповідними формулами

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

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

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

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

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

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

де  $G = Q_{х ст} \times 10^{-3} / q_0$  – 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;  $N_e = Q_{х ст} \cdot l / q_0$  – електрична потужність компресора, Вт;  $l = l_i / \eta_{ем}$  – реальна питома внутрішня робота компресора, кДж/кг;  $l_i = i_2 - i_1$  – 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.

Звідки

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

Визначаємо абсолютну температуру доквілля за формулою

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

та абсолютну середню температуру повітря у випарнику як

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

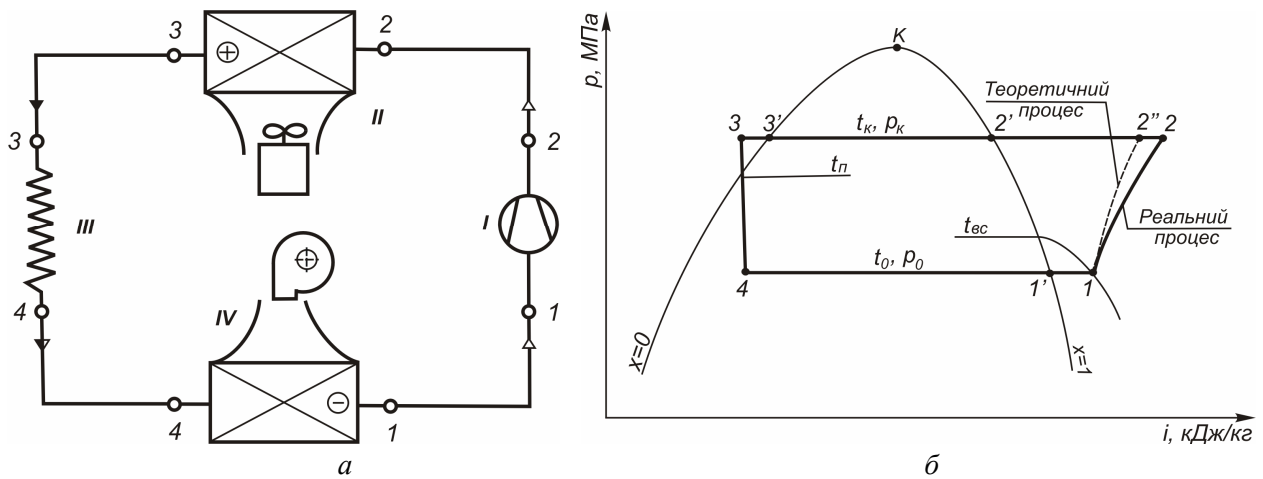


Рис. 1. Схема холодильної машини (а)  
та побудова процесів її роботи на  $p, i$ -діаграмі (б):  
I – компресор; II – конденсатор; III – капілярна трубка (дрозель); IV – випарник

Розраховуємо коефіцієнт роботоздатності отриманого повітрям холоду у випарнику за формулою

$$\bar{\tau}_e^C = \frac{T_H c}{T_C} - 1. \quad (13)$$

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

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

Складаємо рівняння ексергетичного балансу холодильної машини кондиціонера:

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

звідки

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

де  $\Sigma d$  – загальні втрати питомої ексергії в усіх елементах холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

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

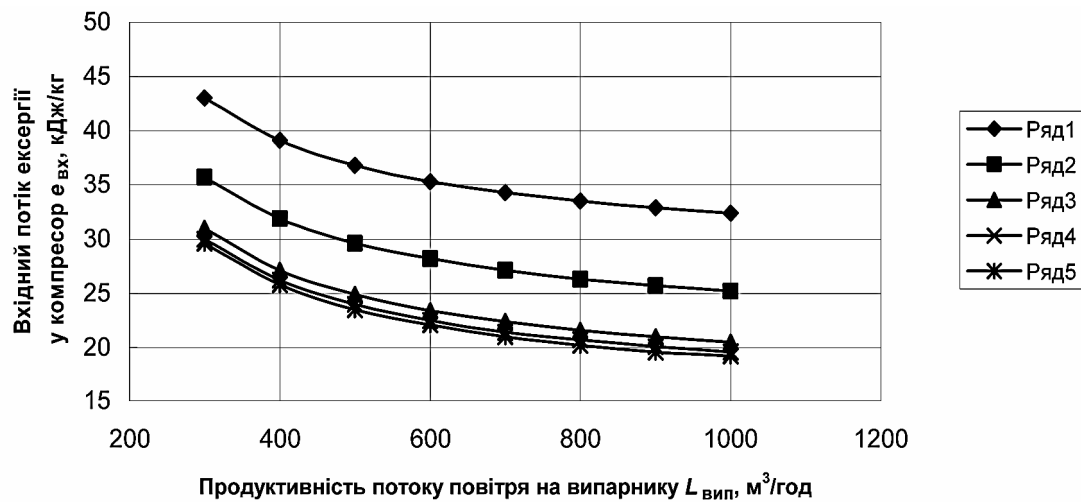
$$\eta_e = \frac{e_{\text{вих}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_{\text{вих}} - \Sigma d}{e_{\text{вх}}}. \quad (17)$$

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

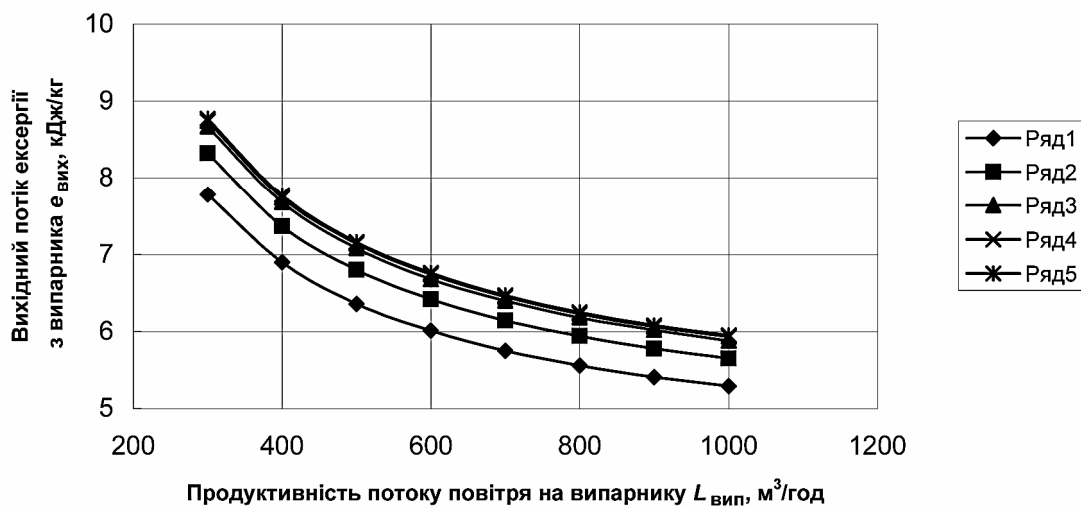
Для проведення розрахунків на комп’ютері складено спеціальну програму, в якій  $p, i$ -діаграма хладона-22 (R22) в діапазоні температур 0...50 °С подана у вигляді аналітичних залежностей  $p = f(t)$ ,  $i = \varphi(t)$ ,  $s = \psi(t)$ .

Результати розрахунку зводимо в таблицю, а на рис. 2 і 3 наводимо залежність вхідного та вихідного потоків ексергії, а саме: вхідного потоку ексергії у компресор та вихідного потоку ексергії з випарника одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від відповідно витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

У таблиці курсивом наведено дані, отримані для стандартних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера, а жирним – для запропонованих оптимальних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера. Очевидно, що завдяки цьому ексергетичний ККД зростає на  $(0,280 - 0,249) \cdot 100 / 0,249 = 12,5 \%$ , що є істотно.



а



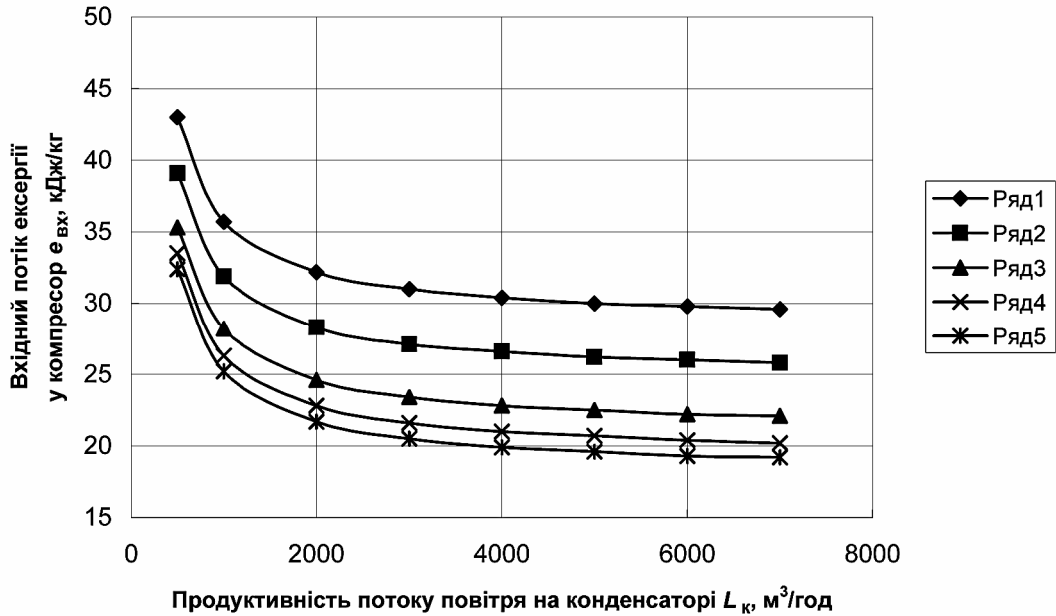
б

Рис. 2. Залежність вхідного потоку ексергії у компресорі (а) та вихідного потоку ексергії з випарника (б) split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на випарнику і конденсаторі:  
 1 ряд –  $L_k = 500 \text{ м}^3/\text{год}$ ; 2 ряд –  $L_k = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$ ; 3 ряд –  $L_k = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ ;  
 4 ряд –  $L_k = 5000 \text{ м}^3/\text{год}$ ; 5 ряд –  $L_k = 7000 \text{ м}^3/\text{год}$

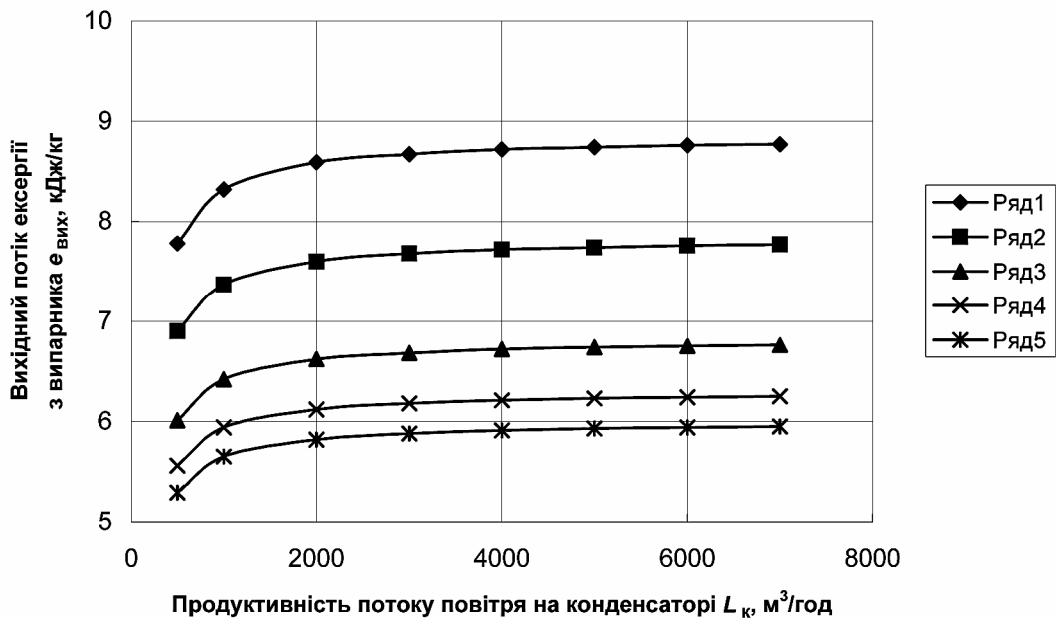
**Результати розрахунку вхідного та вихідного потоків ексергії та ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі**

$L_{\text{вип}}$ , м <sup>3</sup> /год	$L_k$ , м <sup>3</sup> /год	$t_{c_2}$ , °С	$t_{H_2}$ , °С	$t_0 = t_{\text{вип}}$ , °С	$t_k$ , °С	$e_{\text{вх}} = l$ , кДж/кг	$e_{\text{вих}}$ , кДж/кг	$\eta_e$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
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

1	2	3	4	5	6	7	8	9
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
<b>300</b>	<b>3000</b>	<b>13,2</b>	<b>37,6</b>	<b>10,4</b>	<b>41,8</b>	<b>31,0</b>	<b>8,67</b>	<b>0,280</b>



а



б

Рис. 3. Залежність вхідного потоку ексергії у компресорі (а) та вихідного потоку ексергії з випарника (б) 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 –  $L_{\text{вип}} = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$

Результати розрахунків вхідного потоку ексергії у компресор  $e_{\text{вх}}$  та вихідного потоку ексергії з випарника  $e_{\text{вих}}$  split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря відповідно на випарнику  $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год}$  та конденсаторі  $L_{\text{к}} = 500 \dots 7000 \text{ м}^3/\text{год}$  кондиціонера апроксимовані такими формулами:

$$e_{\text{вх}} = 13,7 + 4500 \cdot L_{\text{вип}}^{-1} + 7100 \cdot L_{\text{к}}^{-1} \text{ кДж/кг}; \quad (18)$$

$$e_{\text{вих}} = 4,74 + 1200 \cdot L_{\text{вип}}^{-1} - 270 \cdot L_{\text{к}}^{-1} \text{ кДж/кг}. \quad (19)$$

**Висновки.** Аналізуючи отримані дані в таблиці та на рис. 2 і 3, можна дійти таких висновків. Зростання витрати повітря на випарнику холодильної машини кондиціонера  $L_{\text{вип}}$  від 300 до 1000  $\text{м}^3/\text{год}$  призводить до зменшення як кількості питомої ексергії  $e_{\text{вх}}$ , так і  $e_{\text{вих}}$ , що є негативним, але практично не впливає на зміну значення ексергетичного ККД  $\eta_e$ . Тому на випарнику кондиціонера бажано використовувати витрату повітря  $L_{\text{вип}}$  по можливості найменшу (наприклад,  $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$ ).

Разом з тим зростання витрати повітря на конденсаторі холодильної машини кондиціонера  $L_{\text{к}}$  від 500 до 7000  $\text{м}^3/\text{год}$  призводить до значного зменшення вхідного потоку ексергії у компресор  $e_{\text{вх}}$  та значного зростання вихідного потоку ексергії з випарника  $e_{\text{вих}}$  і в той самий час значного зростання значення ексергетичного ККД  $\eta_e$  до витрати повітря  $L_{\text{к}}$  близько 2000  $\text{м}^3/\text{год}$ , що є позитивним, а далі вплив значно зменшується, особливо після 7000  $\text{м}^3/\text{год}$ . Тому на конденсаторі кондиціонера бажано використовувати витрату повітря  $L_{\text{к}}$  дещо вищу за 2000  $\text{м}^3/\text{год}$ , але незначно (наприклад,  $L_{\text{к}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ ).

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 –  $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$ , на конденсаторі –  $L_{\text{к}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ .

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 пол.; 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.Й. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – К., 2006. – Вип 10. – С. 80–88. 5. Лабай В.Й., Омельчук О.В. Залежність температурно режиму split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2006. – № 561. – С. 20–25. 6. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – 3-е изд. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с. 7. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с. 8. Sanyo, Technical data, W-Eco Multi. G0900