

**ПЕРЕВАГИ ТА ЕКОНОМІЧНІСТЬ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНИХ  
УСТАНОВОК НА ОСНОВІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА  
КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В КОМЕРЦІЙНОМУ І ПРОМИСЛОВОМУ  
СЕКТОРАХ**

*М. К. Безродний, доктор технічних наук, професор*

*Т. О. Місюра, аспірант*

*Національний технічний університет України*

*«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»*

*E-mail: [Sconosciuto.T@gmail.com](mailto:Sconosciuto.T@gmail.com)*

**Анотація.** *Стаття містить порівняльний термодинамічний аналіз двох найбільш популярних рішень загальної вентиляції та кондиціювання повітря: припливно-витяжних установок (ПВУ), що базуються на вбудованих контурах теплових насосів (ТН) або зовнішніх компресорно-конденсаторних блоках (ККБ) як основних джерел енергії. Теоретичний аналіз проводився за однакових постійних умов у холодному режимі роботи в теплу пору року, коли необхідно охолоджувати припливне повітря. У результаті досліджень були побудовані графіки залежностей параметрів двох систем (температури та вологості повітря в вузлових точках систем, енергоефективності ТН або ККБ та схем в цілому) від параметрів зовнішнього повітря та потреб у вентиляції та кондиціюванні повітря всередині приміщення за умовами проекту.*

*Мета дослідження — теоретично дослідити, яка зі схем має вищу ефективність за заданих умов.*

*Досліджені теоретичні моделі двох систем можна використовувати для оцінки доцільності тієї чи іншої схеми в залежності від проекту, а також під час проектування ПВУ. Використовуючи цей аналіз, можна точно та ефективно підібрати такі реальні компоненти установки, як теплообмінники, компресор, ТРВ тощо для виробництва припливно-витяжних установок.*

**Ключові слова:** *вентиляція, кондиціювання повітря, припливно-витяжні установки, коефіцієнт охолодження, рекуперація, рециркуляція повітря, ККБ, тепловий насос*

**Актуальність.** *Енергетичні системи з рекуперацією енергії вважаються економічно ефективними та екологічно чистими. Адже вони зменшують*

споживання первинної енергії палива та витрати на експлуатацію в різних секторах, особливо в побутових і промислових будівлях, шляхом повторного використання відпрацьованої енергії за допомогою теплообмінників [1]. Такі заходи здатні задовольняти вимоги до вентиляційного повітря, покращувати якість повітря в приміщенні, знижувати потужність охолодження або обігріву та зменшувати споживання електроенергії системами HVAC.

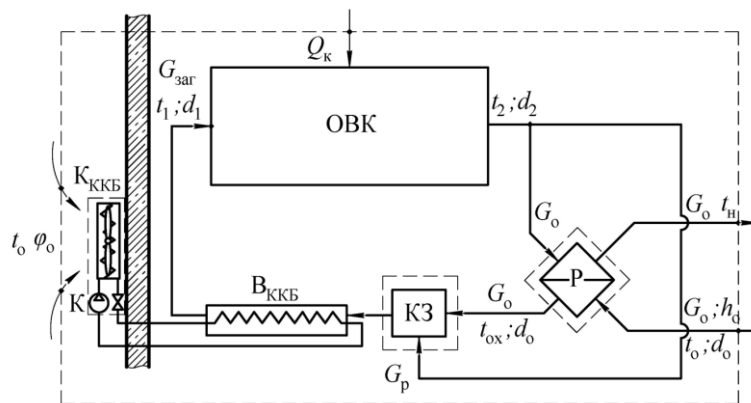
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відпрацьована енергія в вентиляційних системах виникає через різницю між температурою свіжого зовнішнього повітря та температурою повітря всередині приміщення. Взимку температура зовнішнього повітря нижча за кімнатну, а влітку вища. Нині проведено ряд досліджень і зроблено висновки, що заходи з утилізації відпрацьованого вентиляційного повітря є перспективними для технологій HVAC [2]. Мардіана та Ріффат [3] прийшли до висновку, що максимальна утилізована теплота становила 134 Вт (22 % від загального споживання енергії) за різниці температур 4,3 °С в установці з пластинчатим рекуператором. Інший вид рекуперації теплоти, за допомогою теплового насоса (ТН), у системі вентиляції класних приміщень школи були одночасно досліджені Вангом та ін. [4]. Результати показали, що енергоспоживання шкільної будівлі було зменшено, а якість повітря в класі покращилася.

Нині український ринок систем вентиляції та кондиціонування представлений двома найбільш популярними рішеннями: припливно-витяжними установками (ПВУ), у яких джерелом холоду виступають або зовнішній компресорно-конденсаторний блок (ККБ), або внутрішній контур теплового насоса (ТН). Причому перше рішення є найбільш розповсюдженим, оскільки дозволяє зекономити на капітальних затратах і не потребує більш складного процесу проектування та, як наслідок, виробництва. Проте головним недоліком ПВУ з ККБ є відсутність глибокої утилізації енергії відпрацьованого повітря порівняно з ПВУ з ТН. Натомість у таких установках відбувається лише часткова утилізація енергії за рахунок рекуператора, що є лише одним із заходів для створення енергетично ефективної системи.

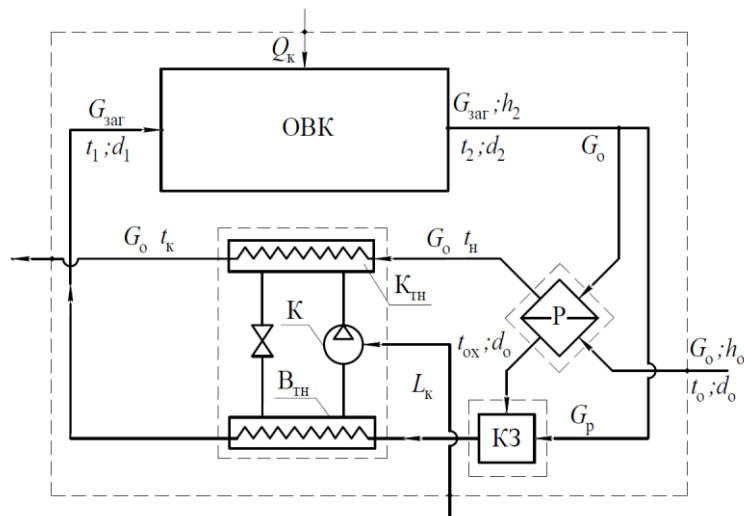
**Мета дослідження** - термодинамічний аналіз двох систем ПВУ з ККБ або ТН і порівняння їх енергоефективності на прикладі виробничого приміщення, в якому необхідні вентиляція та кондиціонування для підтримання заданих за проектом кліматичних умов всередині. Впровадження такого аналізу під час проектування систем HVAC дозволить, по-перше, наочно продемонструвати, яка зі схем є більш виправданою для конкретного проекту в довготривалій перспективі та, по-друге, стане основою для подальшого більш точного процесу проектування ПВУ, що передбачає вибір обладнання, програмування алгоритму роботи установки тощо.

**Матеріали та методи дослідження.** На рис. 1, *а, б* показані принципові схеми вентиляції і кондиціонування повітря з рекуперацією та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Відмінностями цих схем є джерело холоду. У схемі на рис. 1, *а* джерелом холоду є ККБ і він знаходиться ззовні приміщення. Перенос теплоти відбувається фреоновими трубопроводами, під'єднаними до випарника ПВУ. Схема на рис. 1, *б* наводить випадок, коли весь фреоновий контур знаходиться всередині ПВУ. Принцип роботи схем: свіже зовнішнє повітря з температурою  $t_0$ , відносною вологістю  $\varphi_0$  і масовою витратою  $G_0$  надходить в рекуператор, де охолоджується при постійному вологовмісті до температури  $t_{ox}$  за рахунок холодних вентиляційних викидів з приміщення за температури  $t_2$ , вологовмісту  $d_2$  і масової витрати  $G_0$ . Охолоджене зовнішнє повітря направляється в камеру змішування (КЗ), де до повітря підмішується рециркуляційне повітря з приміщення. Підмішування відбувається в змінних пропорціях двох типів повітря для ефективної роботи схеми в усьому діапазоні температур. Далі суміш повітря потрапляє до випарника ККБ або ТН, де охолоджується з частковою конденсацією вологи до температури  $t_1$  і вологовмісту  $d_1$ . Отримана повітряна суміш далі направляється у виробниче приміщення для вентиляції та кондиціонування (для компенсації надходження теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень). Нагріте відпрацьоване повітря після рекуператора при температурі  $t_n$  і постійному вмісті вологи у випадку схеми 1, *а* викидається в зовнішнє середовище, втрачаючи потенціал енергії, який ще можна використати: температура вентиляційних викидів часто має нижчу температуру за навколишнє середовище. Ця обставина враховується в схемі 1, *б*,

коли повітря надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру  $t_k$ . Після цього повітря видаляється з установки.



a



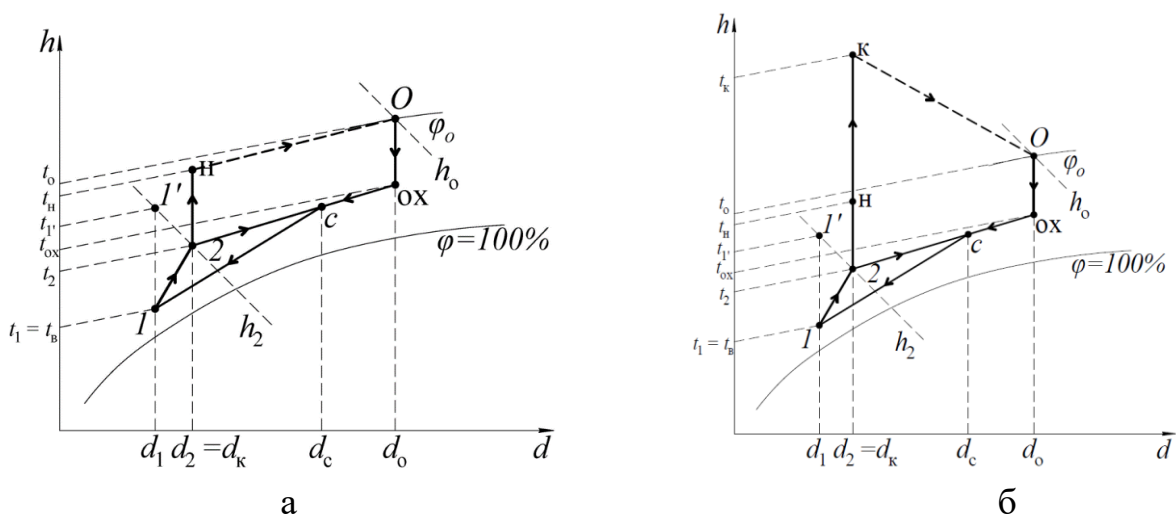
б

**Рис. 1, Принципові ПВУ вентиляції та кондиціонування повітря в приміщенні з рекуперацією та рециркуляцією вентиляційного повітря з зовнішнім ККБ (а) або внутрішнім ТН (б):**

$K_{ККБ} / K_{ТН}$  – конденсатор ККБ / ТН;  $B_{ККБ} / B_{ТН}$  – випарник ККБ / ТН;  $K$  – компресор;  $K3$  – камера змішування;  $P$  – рекуператор;  $OBK$  – об'єкт вентиляції та кондиціонування повітря

На рис. 2, а, б зображено робочі процеси зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціонування приміщення в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, d_o$ ) [5]. Точка 2 побудована за необхідними температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$  повітря всередині приміщення, визначається за [6] в залежності від технологічного призначення

приміщення. Точка  $I'$  відповідає стану припливного повітря за умов лише вентиляції приміщення для видалення зайвої вологи, методика визначення описана в [7]. Перехід  $I'-I$  зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання приміщення. Температуру повітря в точці  $I$  в залежності від внутрішніх тепловиділень та теплових притоків ззовні можна розрахувати для всього діапазону температур навколишнього середовища. Методику розрахунку викладено в [8]. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці  $2$  поділяється на два потоки: один потік підігрівається в рекуператорі до температури  $t_H$  за сталого вологовмісту  $d_2$ , а потім або викидається назовні ( $a$ ) або поступає до конденсатора ТН ( $б$ ), після чого також видаляється. Другий потік повітря підмішується до охолодженого після рекуператора зовнішнього свіжого повітря, утворюючи суміш у точці  $C$  на діаграмі. Потім ця загальна витрата припливного повітря надходить до випарника ТН, де охолоджується до заданої температури  $t_1$  з частковою конденсацією вологи. Точка  $I$  відповідає стану припливного повітря з вологовмістом  $d_1$  та температурою  $t_1$ , яке направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес  $I-2$  відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення. У цьому випадку процес показує зволоження та підігрівання повітря через наявність теплових надходжень та виділень вологи всередині приміщення.



**Рис. 2., Робочі процеси зміни стану повітря в системах вентиляції та кондиціювання приміщення з ККБ (а) або ТН (б) в  $h-d$  діаграмі**

## Результати досліджень та їх обговорення.

### Термодинамічний аналіз ПВУ з ККБ (а) або ТН (б)

З метою проведення аналізу схем ПВУ необхідно визначити їх термодинамічні стани за робочих параметрів повітря в приміщенні залежно від таких факторів, як температура та вологовміст зовнішнього повітря, внутрішні та зовнішні теплові надходження, внутрішні виділення вологи. Зі свого боку стан ПВУ вентиляції та кондиціонування залежить від невідомих параметрів повітря в їх вузлових точках. Для цих систем невідомими параметрами є температури повітря після рекуператора, після камери змішування, після випарника ККБ (а) або ТН та конденсатора ТН (б), ефективність ККБ або ТН, а також величини холодильних коефіцієнтів схем загалом. Рівняння теплового та матеріального балансів окремих елементів систем та систем у цілому дозволяють визначити залежності для цих параметрів і як результат теоретично розрахувати ефективність роботи систем за заданих умов проекту.

Необхідно мати на увазі, що тільки при розгляді в цілому кожної з наданих систем (рис.1) слід керуватися напряму балансом енергії вхідних та вихідних потоків повітряного теплоносія  $G_0$  з відповідними параметрами, з одного боку, та витратами електроенергії на установки вентиляції та кондиціонування, з іншого боку, з урахуванням ККД системи. Рівняння матеріального балансу для обох систем має вигляд:

$$G_0 d_0 + G_{\text{зар}} (d_2 - d_1) = G_{\text{зар}} (d_c - d_1) + G_0 d_2, \quad (1)$$

де  $G_0$ ,  $G_{\text{зар}}$ , кг/с – масові витрати свіжого і загального потоків повітря;  $d_0$ ,  $d_2$ ,  $d_1$ ,  $d_c$ , г/кг<sub>с.п.</sub> – вологовмісти потоків зовнішнього, витяжного, припливного повітря відповідно, а також суміші припливного повітря після камери змішування.

Рівняння енергетичних балансів для системи з ККБ та з ТН мають такий вигляд, відповідно:

$$P + G_0 h_0 + Q_k + G_{\text{ККБ}} h_0 = G_0 h_2 + G_{\text{ККБ}} h_{\text{к}}^{\text{ККБ}}, \quad (2)$$

$$L_k + G_0 h_0 + Q_k = G_0 h_k, \quad (3)$$

де  $P$ , кВт – потужність, що споживається ККБ;  $h_0$ ,  $h_2$ ,  $h_{\text{к}}^{\text{ККБ}}$ ,  $h_{\text{к}}$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії потоків зовнішнього, витяжного повітря, а також ентальпії потоків повітря після конденсаторів ККБ та ТН відповідно.

Температури повітряних потоків після рекуператора можна визначити з рівняння ефективності пластинчатого протиточного рекуператора [9]:

$$\eta_p = \frac{t_n - t_2}{t_0 - t_2} \text{ або } \eta_p = \frac{t_0 - t_{ox}}{t_0 - t_2}, \quad (4)$$

де  $\eta_p$  – термічний коефіцієнт ефективності рекуператора;  $t_n$ ,  $t_{ox}$ , °С – температури відповідно нагрітого вентиляційного та охолодженого зовнішнього повітря.

З (4) можна отримати вирази для температур  $t_n$ ,  $t_{ox}$ :

$$t_n = t_2 + \eta_p(t_0 - t_2), \quad (5)$$

$$t_{ox} = t_0 - \eta_p(t_0 - t_2).$$

Ентальпії  $h_n$  і  $h_{ox}$  визначаються з  $h-d$  діаграми в точках перетину відповідних кривих температур та вологовмістів вентиляційного ( $t_n \times d_2$ ) та зовнішнього повітря ( $t_{ox} \times d_0$ ).

Ентальпію суміші припливного повітря перед випарником ККБ (а) або ТН (б) можна визначити із рівняння теплового балансу для КЗ, яке має вигляд:

$$G_p h_2 + G_o h_{ox} = G_{заг} h_{сум}, \quad (6)$$

де  $G_p$ ,  $G_o$ ,  $G_{заг}$ , кг/с – масові витрати рециркуляційного, свіжого і загального потоків повітря;  $h_2$ ,  $h_{ox}$ ,  $h_{сум}$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (6) на величину  $G_{заг}$ , отримаємо

$$h_{сум} = (1 - K_0)h_2 + K_0h_{ox}, \quad (7)$$

де  $K_0$  – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

За аналогією з рівняннями 6 і 7 з рівняння матеріального балансу визначається вологовміст суміші повітря після КЗ. Отриманий вираз для вологовмісту  $d_{сум}$  має вигляд

$$d_{сум} = (1 - K_0)d_2 + K_0d_{ox}. \quad (8)$$

Температура припливного повітря визначається за методикою, описаною в [8], з урахуванням значення коефіцієнта пропорційності  $K$ , який залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Цей показник додатково розраховується в залежності від заданих параметрів проекту: конструкційних особливостей приміщення, внутрішніх тепловиділень, коефіцієнта повітрообміну тощо. Вираз для  $t_1$  має такий вигляд:

$$t_1 = t_1' - K(t_0 - t_2), \quad (9)$$

де  $t_1'$  – температура повітря, необхідного лише для вентиляції приміщення без врахування потреб на кондиціювання.

Вологовміст та ентальпія суміші припливного повітря після охолодження у випарнику ККБ (а) або ТН (б) до заданої температури  $t_1$  визначаються за допомогою  $h-d$  діаграми та рівнянь стану вологого повітря. Для розрахунків за [10] температура поверхні випарника  $t_{\text{хл}}$  приймається 5 °С. Парціальний тиск водяної пари біля поверхні випарника  $p_{\text{хл}}$  визначається за  $h-d$  діаграмою за температури  $t_{\text{хл}}$  та становить 870 Па. З [11] вологовміст та ентальпія повітря поблизу поверхні випарника розраховуються за такими формулами:

$$d_{\text{хл}} = \frac{0,622 p_{\text{хл}}}{101,33 - p_{\text{хл}} \cdot 10^{-3}}, \quad (10)$$

$$h_{\text{хл}} = 1,01 t_{\text{хл}} + (2501 + 1,86 t_{\text{хл}}) d_{\text{хл}} \cdot 10^{-3}. \quad (11)$$

Використовуючи  $h-d$  діаграму, визначається ентальпія припливного повітря  $h_1$ , охолодженого після випарника ККБ (а) або ТН (б). Вологовміст припливного повітря  $d_1$  розраховується за формулою, яку можна виразити з рівняння (11):

$$d_1 = \frac{h_1 - 1,01 t_1}{2501 + 1,86 t_1} \cdot 10^3. \quad (12)$$

Для схеми з ТН (б) додатково визначаються параметри повітря після конденсатора ТН. Ентальпія відпрацьованого повітря з приміщення після нагрівання в конденсаторі може бути визначена із рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}}. \quad (13)$$

До рівняння (13) входять такі величини:

- тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_{\text{к}} = G_0 (h_{\text{к}} - h_{\text{н}}); \quad (14)$$

- тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}} (h_{\text{сум}} - h_1); \quad (15)$$

- витрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (16)$$

де  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  – холодильний коефіцієнт ТН.



З (13), враховуючи (14) – (16), вираз для визначення ентальпії відпрацьованого повітря після конденсатора ТН приймає вигляд

$$h_k = h_n + \frac{(h_{\text{сум}} - h_1) \varepsilon_{\text{ТН}} + 1}{K_0 \varepsilon_{\text{ТН}}}. \quad (17)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціонування працює як холодильна машина, оцінюється величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_1 - \Delta t_b} - 1}, \quad (18)$$

де  $t_1$  – температура суміші охолодженого припливного повітря на виході з випарника ТН перед потраплянням у приміщення, °С;  $t_k$  – температура нагрітого відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. За [12] для конденсатора і випарника ТН типу «повітря – повітря» можна прийняти такі числові значення температурних перепадів  $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$  °С.

Температура на виході з конденсатора ТН  $t_k$  визначається з  $h-d$  діаграми вологого повітря в точці перетину  $h_k$  з вологовмістом всередині приміщення  $d_2$ .

На відміну від схеми з ТН (б), у схемі з ККБ (а) відпрацьоване повітря після підігрівання в рекуператорі відразу видаляється з системи в навколишнє середовище. У даному дослідженні за проектом було обрано як прототип ККБ виробництва Hisense. Ефективність роботи зовнішнього блоку визначається за допомогою керівництва з монтажу та експлуатації [13], в якому представлені робочі таблиці з наведеними параметрами потужності, що споживається ККБ, за різних температурних режимів та залежно від необхідної холодильної потужності для кондиціонування повітря в приміщенні.

Таким чином, ефективність роботи ККБ розраховується за такою формулою:

$$\varepsilon_{\text{ККБ}} = \frac{Q_{\text{ККБ}}}{P}, \quad (19)$$

де  $P$ , кВт – потужність, що споживається ККБ, визначається з робочих таблиць для обраного агрегату [13];  $Q_{\text{ККБ}}$ , кВт – необхідна холодильна потужність ККБ для охолодження припливного повітря до заданих параметрів, визначається як

$$Q_{\text{ККБ}} = G_{\text{заг}}(h_{\text{сум}} - h_1). \quad (20)$$

Холодильні коефіцієнти ККБ ( $a$ ) або ТН ( $b$ ) залежать лише від умов роботи відповідних холодильних контурів, тобто від температурних рівнів процесів теплообміну, які протікають у випарниках і конденсаторах ККБ ( $a$ ) або ТН ( $b$ ). Тому для характеристики ефективності роботи всієї ПВУ вентиляції та кондиціонування доречніше використовувати холодильний коефіцієнт всієї схеми  $\varepsilon_{\text{сх}}$ , який можна представити так, відповідно для ККБ ( $a$ ) та ТН ( $b$ ):

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{P}, \quad (21)$$

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L_{\text{к}}}, \quad (22)$$

де  $Q_{\text{хол}}$ , кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення і визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1). \quad (23)$$

З урахуванням рівнянь (23), (19) і (20) для схеми (а) та (23), (15) і (16) для схеми (б) вирази (21) та (22) можна відповідно записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{h_0 - h_1}{h_{\text{сум}} - h_1} \varepsilon_{\text{ККБ}}, \quad (24)$$

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{h_0 - h_1}{h_{\text{сум}} - h_1} \varepsilon_{\text{ТН}}. \quad (25)$$

### *Термодинамічний аналіз двох систем ПВУ з ККБ (а) або ТН (б)*

Аналіз роботи двох систем ПВУ проведено для технічного приміщення аеропорту «Київ-Жуляни» з заданими внутрішніми параметрами повітря, які необхідно підтримувати: температура  $t_2 = 19$  °С; відносна вологість повітря в діапазоні  $\varphi_2 = 50 - 75$  %. Зовнішні та внутрішні тепловиділення за проектом становлять відповідно 5 і 3,5 кВт, виділення вологи в приміщенні складає 5,4 кг/год. Для ефективності рекуперації прийнято такі значення  $\eta_p = 0; 0,6; 0,8$ .

Коефіцієнт пропорційності  $K$  визначається за наведеною в роботі [7] методикою для обраного приміщення та становить  $K = 0,15$ . Ця величина показує відношення надходжень теплоти до приміщення до теплоти, яку необхідно видалити з припливного повітря для потреб вентиляції. Для будівель технічного та громадського призначення надлишкова теплота з вентиляцією може у декілька разів перевищувати відповідні теплові притоки [9]. У зв'язку з цим аналіз виконувався за значень коефіцієнта  $K = 0,15$  і  $0,3$ . Тобто був розглянутий випадок роботи систем (а) і (б), коли надходження теплоти збільшилися вдвічі.

За умов проекту встановлюється необхідна різниця вологовмістів припливного  $d_1$  та витяжного повітря  $d_2$ , для контролю відносної вологості повітря всередині приміщення в межах заданого діапазону  $\varphi_2 = 50 - 75$  %. Ця різниця  $\Delta d = d_2 - d_1$  становить  $0,91$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Також розглянуто випадок роботи схем (а) і (б), коли вологовиділення в приміщенні зросли вдвічі, тобто за  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>.

Розрахунковий аналіз із використанням рівнянь (5), (7) – (12), (17) – (25) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни параметрів навколишнього середовища, ефективності рекуперації, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування як на параметри систем (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ККБ або ТН), так і на термодинамічну ефективність застосування систем вентиляції та кондиціонування.

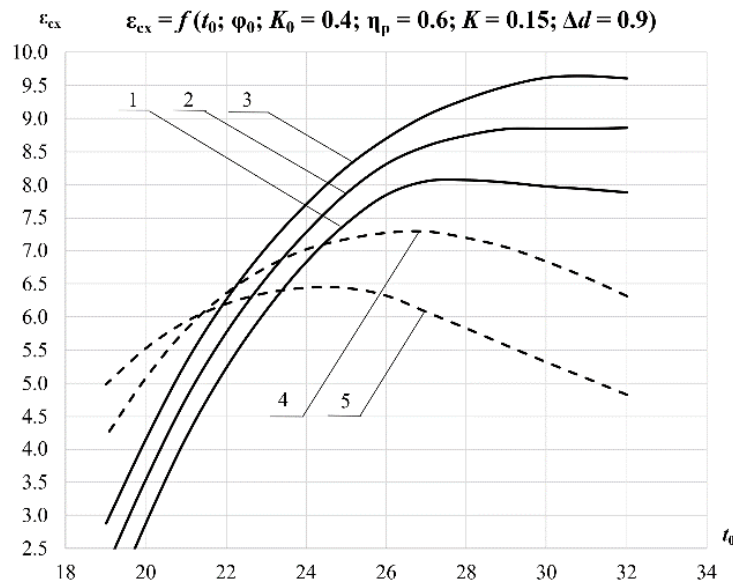
#### *Результати аналізу системи ПВУ з ККБ (а)*

На рис. 3-4 зображуються залежності коефіцієнта ефективності всієї схеми  $\varepsilon_{\text{ex}}$ , тобто відношення необхідної холодильної потужності до затрат зовнішньої енергії для роботи компресора.

На рис. 3 ця залежність показана для значень  $\varphi_0 = 40 - 50$  %. Із зростанням  $\varphi$  необхідна холодильна потужність  $Q_{\text{хол}}$  буде збільшуватись, при цьому ефективність ККБ також зростає. Максимальна ефективність, яку можна отримати за такою схемою, складає  $9,5$  Вт/Вт в розрахунковому діапазоні температур зовнішнього повітря. Проте потрібно наголосити на тому, що процес кондиціонування в цьому випадку проходить з рециркуляцією  $60$  % та додатковою рекуперацією теплоти повітря з ефективністю  $\eta_p = 0,6$ . На рисунку також показано, наскільки сильно

впливає на ефективність зменшення рециркуляції повітря. За повної відсутності рециркуляції (крива 5) ефективність схеми буде складати близько 5 Вт/Вт (за розрахункової температури  $t_0 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ), майже 50 % втрати корисної енергії, що можна утилізувати.

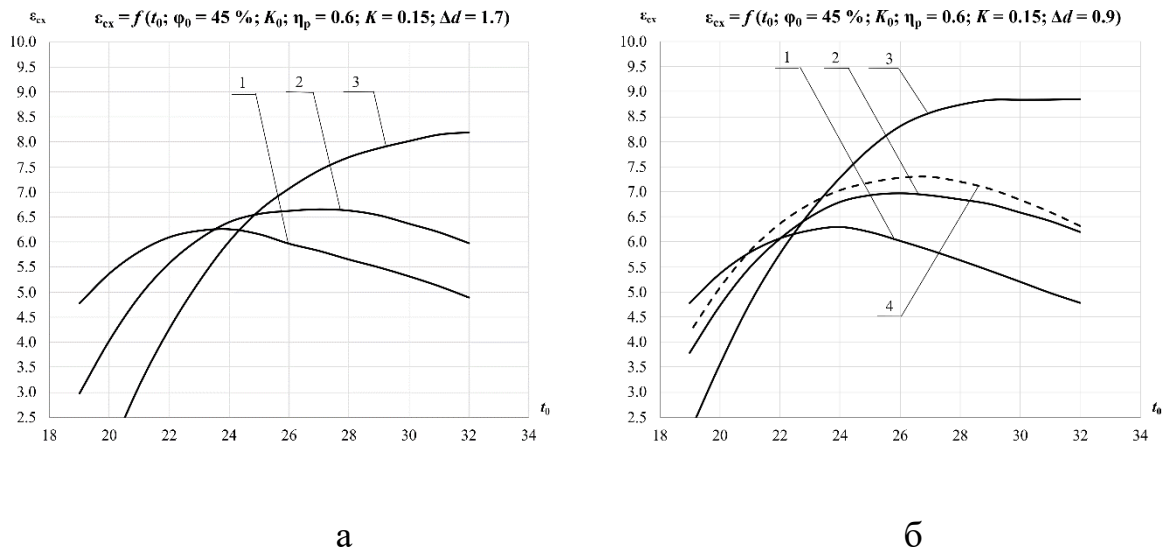
Криві на рис. 4, а, б показують залежності  $\varepsilon_{\text{cx}}$  від частки свіжого повітря  $K_0$  в припливному повітрі за різних значень внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  (а) і  $\Delta d = 1,7 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  (б). Як і у випадку коефіцієнта ефективності ККБ простежується краща ефективність усієї схеми з відсутністю рециркуляції за низьких температур зовнішнього повітря. Проте зі збільшенням різниці температур зовнішнього та внутрішнього повітря рециркуляція є ефективнішою. Збільшення внутрішніх вологовиділень негативно впливає на ефективність усієї схеми через підвищення ентальпії вентиляційного повітря. Ця різниця складає близько 8 % за  $t_0 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 45 \%$  та  $K_0 = 0,4$ .



**Рис. 3. Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_p = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ : 1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50 \%$ ; 4-5 –  $\varphi_0 = 50 \%$  і  $K_0 = 0,7$ ;  
1,0**

За різних значень внутрішніх вологопритоків результати будуть відрізнятись, тому що у КЗ ентальпія та вологовміст суміші буде зростати через більш вологе рециркуляційне повітря. Через більшу концентрацію вологи ентальпія

охлажденного після випарника припливного повітря буде також більшою. Відповідно зі збільшенням ентальпії припливного повітря необхідність в кондиціюванні стає меншою, величина  $Q_{хол}$  знижується. Через це відбувається падіння ефективності схеми.



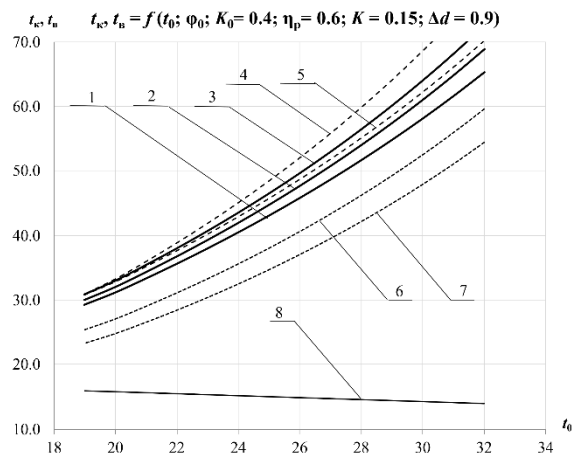
**Рис. 4.** Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_p = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub> (а) і  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub> (б):  
1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4 –  $K_0 = 0,7$  і  $\varphi_0 = 50\%$

*Результати аналізу системи ПВУ з ТН (б)*

У ПВУ з ТН важливою є температура повітря на виході з конденсатора вузла ТН. Зазвичай компресори таких ТН працюють з використанням фреону R410A як робочої рідини. За температури 60 °C компресор буде працювати у критичних умовах, тиск фреону становитиме близько 40 бар. Тому під час проектування установок з ТН, який використовує витяжне повітря як джерело теплоти, необхідно правильно налаштувати його алгоритм роботи за різних умов зовнішнього середовища для задоволення потреб у вентиляції та кондиціюванні за проектом.

На рис. 5, 6 зображено залежності температур припливного  $t_1$  (або  $t_B$ ) та витяжного повітря  $t_K$  від температури  $t_0$  та вологості  $\varphi_0$  (40, 45, 50 %) зовнішнього повітря, ефективності рекуператора (0; 0,6; 0.8), частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$  (або рециркуляції 60 %), коефіцієнта  $K = 0,15$  та внутрішніми вологовиділеннями в

приміщенні  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Додатково для  $\varphi_0 = 50$  % наведено криві за інших значень рециркуляції, а саме: 30 і 0 %.



**Рис. 5. Залежності температур припливного  $t_v$  та витяжного повітря  $t_k$  від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рециркуляції  $\eta_p = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>:**

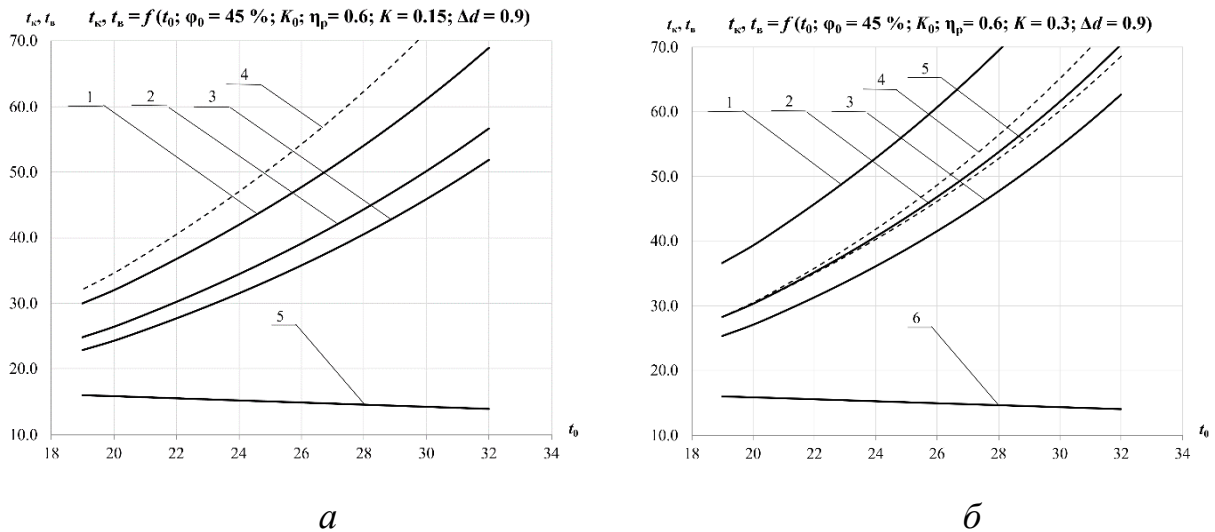
1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50$  %; 4-5 –  $\varphi_0 = 50$  % і  $\eta_p = 0; 0,8$ ; 6-7 –  $\varphi_0 = 50$  % і  $K_0 = 0,7; 1,0$ ; 8 –  $t_v$ .

За зростання  $\varphi_0$  в систему буде потрапляти більш вологе повітря з вищим значенням ентальпії. Як наслідок, буде зростати різниця ентальпій на вході та виході з випарника, що призведе до зростання потужності компресора. У результаті на конденсаторі необхідно відводити більше теплової енергії. За незмінного повітряного потоку зі збільшенням  $\varphi_0$  температура  $t_k$  зростатиме.

Використання рекуператора в ПВУ має позитивний ефект та дозволяє розширити межі роботи установки на 1 °С: з 28 до 29 °С температури зовнішнього повітря за  $\varphi_0 = 50$  %. Більш ефективний рекуператор дозволяє досягнути 30 °С для роботи компресора з рециркуляцією 60 %. Тобто лише 40 % загального потоку повітря буде надходити на охолодження конденсатора ТН.

Проте такий режим роботи є не бажаним, і тому рішенням цієї проблеми є зменшення рециркуляції, тобто зменшення температури  $t_k$  за рахунок більшої масової витрати через конденсатор. Покращення стану роботи для розрахункової

температури зовнішнього повітря 32 °С досягається за зменшення рециркуляції вдвічі, тобто до 30 % (крива б).



**Рис. 6. Залежності температур припливного  $t_b$  та витяжного повітря  $t_k$  від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0$ , коефіцієнта  $K = 0,15$  (а) і  $0,3$  (б), коефіцієнта рециркуляції  $\eta_p = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>:**

а 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4 –  $K_0 = 0,4$  і  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>; 5 –  $t_b$ ; б 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4-5 –  $K_0 = 0,7$  і  $\eta_p = 0; 0,8$ ; 6 –  $t_b$ .

Температура  $t_1$  (або  $t_b$ ) визначається за умовами проекту та є пріоритетною під час роботи установки. Ця температура знижується з ростом  $t_0$ , що пов'язано зі збільшенням теплових надходжень ззовні.

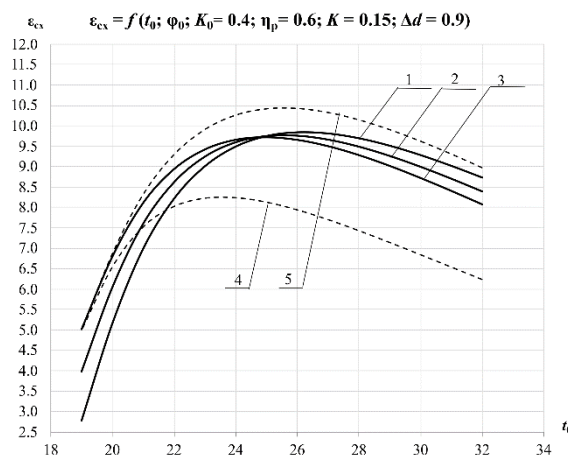
Окремо на рис. 6, а за  $\varphi_0 = 45\%$  показано, як різні значення рециркуляції впливають на температуру  $t_k$ . На цьому ж графіку штрихованою кривою наведено випадок, коли всередині приміщення вологовиділення збільшилось вдвічі, тобто з  $0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub> до  $1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Через збільшення вологи необхідна холодильна потужність також зросте, що призведе до росту температури  $t_k$ , у даному випадку на  $2$  °С, що також обмежить діапазон роботи схеми з  $30$  до  $28$  °С температури зовнішнього повітря.

Було проведено розрахунки за умови, що необхідність у кондиціюванні зростає вдвічі (рис. 6, б). Ця обставина враховується розрахунковим коефіцієнтом  $K$ , який в даних розрахунках становить  $0,3$ . Цей коефіцієнт розраховується залежно від даних проекту вентиляції та кондиціювання та включає компоненти внутрішніх

тепловиділень від освітлення, приладів тощо та надходжень теплоти ззовні через огороження. За значення  $\varphi_0 = 45\%$  та температури  $t_0 = 32\text{ }^\circ\text{C}$  видно, що схема може працювати лише за відсутності рециркуляції, коли в приміщення постачається 100% свіжого повітря. Це говорить про те, що заданої за проектом витрати повітря на вентиляцію недостатньо, щоб охолодити конденсатор ТН. Рішенням є збільшення витрати припливного повітря, що не завжди може бути доцільним для проекту.

Ефективність всієї схеми є найбільш важливим параметром для термодинамічного порівняння схем вентиляції та кондиціонування. Ця величина показує наскільки ефективніше кожна схема може забезпечувати необхідні умови припливного повітря за одиницю використаної енергії. Енергія роботи компресора має найбільш суттєвий вклад в загальне енергоспоживання ПВУ.

Криві залежностей  $\varepsilon_{cx}$  від  $t_0$ , побудовані за значень  $\varphi_0 = 40 - 50\%$ ,  $K_0 = 0,4$  (рециркуляція 60%), зображено на рис. 7. Видно, що схема має загалом досить високе значення ефективності  $\varepsilon_{cx}$ , яке приймає максимальне значення 9,65 Вт/Вт у діапазоні температур  $t_0 = 24 - 27\text{ }^\circ\text{C}$ . Зі зростанням  $\varphi_0$  ефективність буде зменшуватись через підвищення ентальпії повітряних потоків всередині системи як наслідок збільшення вологості повітря. При цьому за різних значень  $\varphi_0$  ефективність зменшується незначно: від 5 до 10%.



**Рис. 7. Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_p = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>:**

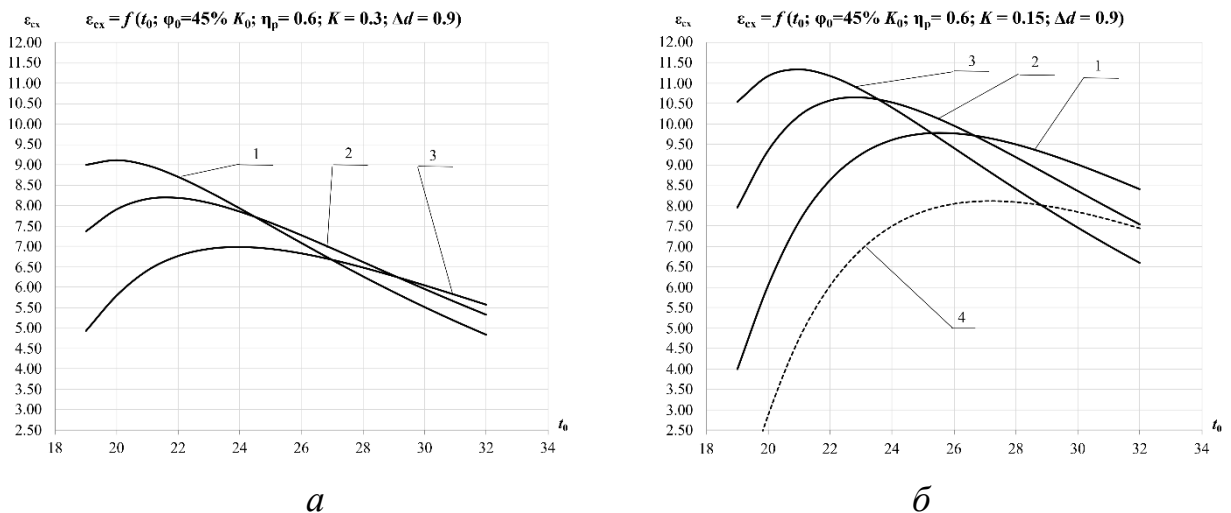
1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50\%$ ; 4-5 –  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_p = 0; 0,8$



На цьому ж рисунку демонструється вплив рекуперації на ефективність всієї схеми. Використання рекуператора з середніми показниками коефіцієнта рекуперації 0,6 дає на 23 % вищу ефективність системи, тобто на 23 % нижче споживання електроенергії. Рекуператор з ефективністю 0,8 дасть ще 10 % економії, що загалом складе 33 % економії витрат електроенергії.

Криві на рис. 8, а показують, що максимальної ефективності за різних значень  $t_0$  схема набуває при регулюванні витрат рециркуляційного повітря в суміші припливного повітря. За високих температур рециркуляція має бути найбільшою, обмежуючись санітарно-гігієнічними нормами або іншими умовами. За рециркуляції 60 % ефективність буде вищою на 20 % порівняно з її відсутністю.

Крива 4 на рис. 8, а відповідає умовам, коли внутрішні вологовиділення збільшилися вдвічі, тобто з 0,9 г/кг<sub>с.п.</sub> до 1,7 г/кг<sub>с.п.</sub>. У цьому випадку ефективність схеми буде нижчою на 15 %, утім залишиться досить високою загалом, становлячи 8 Вт/Вт.



**Рис.8. Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0$ , коефіцієнта  $K = 0,15$  (а) і  $0,3$  (б), коефіцієнта рекуперації  $\eta_p = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>:**  
 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4 –  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>

Для порівняння впливу внутрішніх та зовнішніх теплопритоків побудовано криві на рис. 8, б за коефіцієнта  $K = 0,3$ , тобто в два рази більшими. Ефективність при цьому зменшиться до 5,6 Вт/Вт, на 33 %. У цьому випадку схема не буде мати

виправданого ефекту, під такі умови необхідна установка з іншими параметрами, наприклад, більшою витратою припливного повітря.

### **Висновки і перспективи.**

1. ПВУ з вбудованим контуром ТН є більш ефективними порівняно з ПВУ з зовнішнім ККБ. У середньому ПВУ з ТН на 18 % мають вищу ефективність роботи. Це досягається за рахунок додаткової утилізації теплоти вентиляційного повітря в контурі ТН. Крім цього, установки є компактними та потребують мінімальних монтажних робіт.

2. Через сталу витрату повітря в ПВУ з ТН, порівняно з ПВУ з ККБ, виникає обмеження за температурою повітря після конденсатора ТН, вона не має перевищувати 60 °С. Регулювання досягається зменшенням рециркуляції, як наслідок зменшення ефективності. За розрахункових параметрів схема здатна працювати ефективно при 30 % рециркуляції, ефективність складає 7,5 Вт/Вт, що на 12 % нижче за рециркуляції 60 % (8,5 Вт/Вт). Для порівняння ПВУ з ККБ при 30 % рециркуляції має ефективність 6,2 Вт/Вт і при 60 % рециркуляції – 8,7 Вт/Вт.

3. Для зменшення собівартості припливно-витяжних установок з контуром ТН рекомендується використовувати рекуператори з середніми показниками коефіцієнта рекуперації на рівні 0,6. Більш ефективні і як наслідок більш дорогі рекуператори з коефіцієнтом рекуперації 0,8 і вище дадуть невисокий приріст у ефективності системи, у середньому 5 %. Проте повна відсутність рекуперації теплоти витяжного повітря призведе до зниження ефективностей на 26 %.

4. ПВУ з ККБ краще справляються у своєму номінальному режимі роботи, тобто за розрахункової температури 32 °С. Така температура не є довготривалою, і вже за 30 °С ПВУ з ТН стає ефективнішою. За 26 °С ця різниця складає 13 %.

5. ККБ обираються з модельного ряду за розрахунковою потужністю, тому під час надмірного збільшення потреби в холоді, ПВУ з ККБ можуть покрити подвійне збільшення теплопритоків за рахунок припинення рециркуляції. Ефективність роботи схеми знизиться до 5,5 Вт/Вт, на 15 %.

### Список використаних джерел

1. Sugarman S. HVAC Fundamentals. – Lilburn, GS: The Fairmont Press, Inc, 2015. – 184 p.
2. Cuce P., Riffat S.: A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 47(2021), 665–682.
3. Mardiana A., Riffat S.: An experimental study on the performance of enthalpy recovery system for building. *Energy and Buildings*. 43(2021), 2533–2538.
4. Wang Y., et al.: School building energy performance and classroom air environment implemented with the heat recovery heat pump and displacement ventilation system. *Applied Energy*. 114(2018), 58–68.
5. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2004. 192 с.
6. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. 149 с.
7. Безродний М. К., Місюра Т.О. Енергетичний аналіз теплонасосної припливно-витяжної установки для осушення та кондиціонування виробничого приміщення. *Теплофізика та теплоенергетика*. 44(2022).
8. Bezrodny M. K., Misiura T. O. The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*. 34(2020).
9. Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. 272 с.
10. Беккер А. Системы вентиляции. М.: Техносфера, Евроклимат, 2005. 232 с.
11. Бурцев С. И., Цветков Ю. Н. Влажный воздух. Состав и свойства. СПб.: СПбГАХПТ, 1998. 146 с.
12. Морозюк Т. В. Теорія холодильних машин і теплових насосів. Одеса: Студія «Негоціант», 2006. 712 с.
13. Hisense. VRF AIR-CONDITIONER (HEAT PUMP). Technical and Installation Handbook. China: 2020. 691 p.

### References

1. Sugarman, S. (2015). HVAC Fundamentals. Lilburn, GS: The Fairmont Press, 184.
2. Cuce, P., Riffat, S. (2021). A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 47, 665–682.
3. Mardiana, A., Riffat, S. (2021). An experimental study on the performance of enthalpy recovery system for building. *Energy and Buildings*. 43, 2533–2538.
4. Wang Y., et al. (2018). School building energy performance and classroom air environment implemented with the heat recovery heat pump and displacement ventilation system. *Applied Energy*. 114, 58–68.
5. Bozhenko, M. F. (2004). Dzherela teplopostachannia ta spozhyvachi teploty [Heat supply sources and heat consumers]. Kyiv: NTUU "KPI" Publishing House "Polytechnic", 192.

6. Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsiiuvannia. Derzhavni budivelni normy Ukrainy DBN V.2.5-67:2013 (2913). [Heating, ventilation and air conditioning. State building regulations of Ukraine DBN V.2.5-67:2013]. Kyiv: Ministry of Regional Development, Construction and Housing and Communal Services of Ukraine, 149 p.

7. Bezrodnyi, M. K., Misyura, T. O. (2022). Enerhetychnyi analiz teplonasosnoi pryplyvno-vytiashnoi ustanovky dlia osushennia ta kondytsiiuvannia vyrobnychoho prymishchennia [Energy analysis of a heat pump supply-exhaust unit for drying and air conditioning a production facility]. *Thermal physics and thermal energy*. 44.

8. Bezrodny, M. K., Misiura, T. O. (2020). The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*, 34.

9. Bezrodny, M. K., Pritula, N.O. (2016). Termodynamichna ta enerhetychna efektyvnist teplonasosnykh skhem teplopostachannia: monohrafiia [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump heat supply circuits: monography]. Kyiv: NTUU "KPI" View "Polytechnic", 272.

10. Bekker, A. (2005). Sistemy ventilyatsii [Ventilation systems]. Moscow: Technosphere, Euroclimate, 232.

11. Burtsev, S. I., Tsvetkov, Y. N. (1998). Vlazhnyy vozdukh. Sostav i svoystva [Moist air. Composition and properties]. St. Petersburg: St. Petersburg University of Applied Sciences, 146.

12. Morozyuk, T. V. (2006). Teoriia kholodylnykh mashyn i teplovykh nasosiv [Theory of refrigerating machines and heat pumps]. Odesa: Studio "Negociant", 712.

13. Hisense. (2020). VRF AIR-CONDITIONER (HEAT PUMP). Technical and Installation Handbook. China, 691.

## ADVANTAGES AND ECONOMICS OF HEAT PUMP BASED AIR HANDLING UNITS FOR VENTILATION AND AIR CONDITIONING IN COMMERCIAL AND INDUSTRIAL SECTORS

*M. Bezrodny, T. Misiura*

**Abstract.** *The current article contains a comparative thermodynamic analysis of the two most popular solutions for general ventilation and air conditioning: supply-exhaust units based on built-in circuits of heat pumps or external compressor-condenser units as the main energy sources. The theoretical analysis was carried out under the same constant conditions in the cold mode of operation in the warm season, when it is necessary to cool the supply air. As a result of the research, graphs of the dependences of the parameters of the two systems (temperature and air humidity at the nodal points of the systems, energy efficiency of HP or CCU and schemes as a whole) were constructed on the parameters of the outside air and the needs for ventilation and air conditioning inside the premises according to the project conditions.*

*The purpose of this article is to theoretically investigate which of the schemes has a higher efficiency under the given conditions.*

*The researched theoretical models of the two systems can be used to assess the feasibility of one or another scheme depending on the project, as well as during the design of the AHU. Using this analysis, it is possible to accurately and effectively select such real*

*plant components as heat exchangers, compressors, heat exchangers, etc. for the production of supply and exhaust units.*

**Key words:** *ventilation, air conditioning, supply and exhaust units, cooling coefficient, recuperation, air recirculation, ККВ, heat pump*