

**М. К. БЕЗРОДНИЙ, Н. О. ПРИТУЛА, М. О. ЦВЕТКОВА**

### **ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ДЛЯ ПІДТРИМАННЯ КОМФОРТНИХ УМОВ В ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ З ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ**

В статті розглянута схема теплонасосної системи (ТНС) вентиляції в приміщенні з частковою і змінною рециркуляцією відпрацьованого повітря для підтримання заданих комфортних умов перебування в приміщенні (температури і вологовмісту повітря). Проведено термодинамічний аналіз роботи теплонасосної схеми для визначення необхідних режимів роботи системи в залежності від параметрів зовнішнього атмосферного повітря. Показано, що для підтримання заданого вологовмісту повітря в приміщенні за різних погодних умов коефіцієнт рециркуляції має змінюватись в залежності від температури і відносної вологості атмосферного повітря. Отримані розрахункові залежності для необхідних коефіцієнтів рециркуляції при роботі системи вентиляції в холодний період року. Показана гранична межа застосування ТНС з підігрівом припливного повітря, після якої для підтримання комфортних умов в приміщенні необхідна робота ТНС в режимі кондиціонування (охолодження) припливного повітря. Отримані також розрахункові дані щодо коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС вентиляції, які характеризують енергетичну ефективність роботи системи в залежності від параметрів зовнішнього повітря.

**Ключові слова:** тепловий насос, вентиляція, коефіцієнт використання зовнішньої енергії.

**М. К. БЕЗРОДНИЙ, Н. А. ПРИТУЛА, М. А. ЦВЕТКОВА**

### **ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ДЛЯ ПОДДЕРЖАНИЯ КОМФОРТНЫХ УСЛОВИЙ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ С ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЯМИ**

В статье рассмотрена схема теплонасосной системы (ТНП) вентиляции в помещении с частичной и переменной рециркуляцией отработанного воздуха для поддержания заданных комфортных условий пребывания в помещении (температуры и влагосодержания воздуха). Проведен термодинамический анализ работы теплонасосной схемы для определения необходимых режимов работы системы в зависимости от параметров внешнего атмосферного воздуха. Показано, что для поддержания заданного влагосодержания воздуха в помещении при различных погодных условиях коэффициент рециркуляции должен меняться в зависимости от температуры и относительной влажности атмосферного воздуха. Полученные расчетные зависимости для необходимых коэффициентов рециркуляции при работе системы вентиляции в холодный период года. Показан предел применения ТНС с подогревом приточного воздуха, после которой для поддержания комфортных условий в помещении необходима работа ТНП в режиме кондиционирования (охлаждения) приточного воздуха. Получены также расчетные данные коэффициента использования внешней энергии на ТНС вентиляции, характеризующих энергетическую эффективность работы системы в зависимости от параметров наружного воздуха.

**Ключевые слова:** тепловой насос, вентиляция, коэффициент использования внешней энергии.

**М. BEZRODNY, N. PRYTULA, M. TSVIETKOVA**

### **THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE HEAT PUMP VENTILATION SYSTEM FOR SUPPORT OF COMFORT CONDITIONS IN INDUSTRIAL PREMISES WITH RELEASE OF MOISTURE**

In the article the scheme of the heat pump system (HPS) ventilation in the room with partial and variable recirculation of exhaust air was considered for maintenance of the given comfortable conditions of stay in the room (temperature and moisture content of air). The thermodynamic analysis of the heat pump system work was carried out to determine the necessary operating modes of the system, depending on the parameters of the external atmospheric air. It has been shown that in order to maintain a given moisture content of air in the room in different weather conditions, the coefficient of recirculation should vary depending on temperature and relative humidity of atmospheric air. Calculation dependencies for the required recirculation coefficients were obtained during the operation of the ventilation system during the cold period of the year. The use limit of HPS with heating of the tidal air was shown, after which the work of the HPS in the mode of air conditioning (cooling) of the inflow air is required to maintain comfortable indoor conditions. Calculation data on the coefficient of external energy use on HPS ventilation, was also obtained which characterize the energy efficiency of the system work depending on the parameters of the external air, were also obtained.

**Keywords:** heat pump, ventilation, coefficient of use external energy use.

#### **Вступ**

Системи вентиляції житлових, громадських і виробничих приміщень є невід'ємними частинами систем забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині цих приміщень [1–4]. Існують ряд об'єктів, в яких для підтримання комфортних умов, необхідно підтримувати не тільки температуру повітря [1–3], але і його вологовміст

[4]. Підтримувати вологість повітря на оптимальному рівні – невід'ємне завдання багатьох кліматичних систем. Адже підвищена вологість негативно впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, шкодить багатьом технологічним процесам, негативно позначається на збереженні товарів і продуктів, сприяючи розвитку цвілі і процесів гниття. На зовнішніх захищеннях (стінах, стелі,

вікнах) приміщень з підвищеним виділенням вологи відбувається випадіння конденсату, внаслідок чого з часом розвиваються грибки і відбувається руйнування не тільки внутрішніх оздоблювальних матеріалів, а й, за певних температурних режимів, несучих матеріалів зовнішніх конструкцій. Тому в таких приміщеннях дуже важливо проводити зниження рівня вмісту вологи в повітрі, і проводити подальше підтримання вологості в приміщенні на оптимальному рівні. Існують різні методи підтримання вологовмісту на заданому рівні, одним з яких є рециркуляція частини відпрацьованого повітря, що підмішується до свіжого припливного повітря. Але в існуючих методах розрахунку систем вентиляції [4] коефіцієнт рециркуляції зазвичай визначається для розрахункових умов зовнішнього атмосферного повітря і приймається постійним ( $K_{\text{рец}} = \text{const}$ ) незалежно від погодних умов. Такий підхід не дозволяє підтримувати задані параметри повітря в приміщенні в широкому діапазоні зміни параметрів атмосферного повітря. В зв'язку з цим в рамках даної статті розглянута теплонасосна схема вентиляції виробничого приміщення з надлишковими вологовиділеннями, в якій застосовано часткову рециркуляцію відпрацьованого повітря зі змінним коефіцієнтом рециркуляції в залежності від параметрів атмосферного повітря. Проведено термодинамічний аналіз роботи теплонасосної системи (ТНС) вентиляції з метою визначення необхідних режимів роботи системи для забезпечення заданих температурних і вологісних параметрів повітря в виробничому приміщенні, а також з метою визначення енергетичної ефективності роботи ТНС в таких умовах.

### Мета роботи

Метою даної статті є дослідження режимів роботи теплонасосної системи вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря для підтримки комфортних умов в виробничому приміщенні з надлишковими вологовиділеннями в холодний період року незалежно від параметрів зовнішнього атмосферного повітря, а також визначення енергетичної ефективності теплонасосної системи вентиляції при роботі в таких умовах.

### Опис ТНС вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря і робочого процесу зміни стану повітря в системі вентиляції

На рис. 1 зображена схема ТНС вентиляції приміщення з використанням часткової рециркуляції відпрацьованого повітря. Із рис. 1 видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкту вентиляції розділяється на два потоки: одна частина повітря підмішується у камері змішування до свіжого атмосферного повітря і направляється в конденсатор ТН, де нагрівається до заданої температури, а інша частина повітря направляється на випарник ТН, де охолоджується

з частковою конденсацією водяної пари і після цього скидається в навколишнє середовище.

На рис. 2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, h_o$ ) [5]. Точка 2 побудована згідно з необхідними параметрами повітря (температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$ ) в середині приміщення, що обслуговується (визначається згідно з [4] в залежності від технологічного призначення приміщення). Тоді за  $h-d$  діаграмою знаходимо  $h_2$  [5]. Згідно з нормативними даними [4] для заданого приміщення приймаємо величину перегріву припливного повітря  $\Delta t$  і на лінії  $h_2 = \text{const}$  при  $t_1 = t_2 + \Delta t$  отримуємо точку 1, що відповідає стану припливного повітря. Відпрацьоване повітря з параметрами в т. 2 розділяється на два потоки. Частина повітря направляється на рециркуляцію і, змішуючись зі свіжим атмосферним повітрям, утворює в т.  $C$  суміш з вологовмістом  $d_{\text{см}} = d_1$ , яка після підігріву в конденсаторі теплового насоса направляється в приміщення як припливне повітря. Інша частина відпрацьованого повітря поступає у випарник теплового насоса і після охолодження у випарнику скидається в навколишнє середовище в стані, що відповідає т.  $B$ .

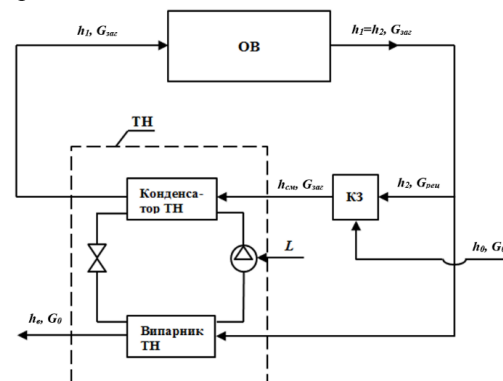


Рис. 1 – Схема теплонасосної системи вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОВ – об'єкт вентиляції; ТН – тепловий насос; КЗ – камера змішування;  $L$  – робота привода компресора теплового насоса

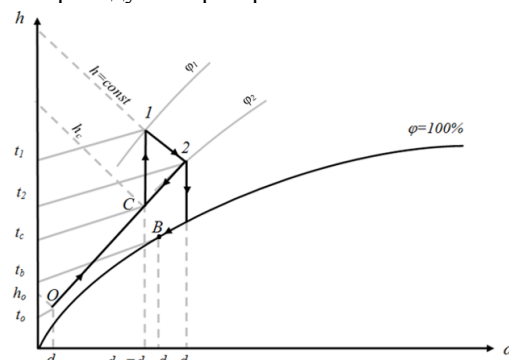


Рис. 2 – Робочий процес зміни вологовмісту повітря в системі вентиляції приміщення в  $h-d$  діаграмі

### Термодинамічний аналіз схеми

Термодинамічний стан системи, що розглядається, за прийнятих умов щодо заданих параметрів повітря в приміщенні, залежить від параметрів зовнішнього атмосферного повітря (температури і відносної вологості). Цей стан може бути визначений невідомими поки що параметрами повітря у вузлових точках системи вентиляції. До таких параметрів відноситься доля потоку відпрацьованого повітря, що направляєється на рециркуляцію, температура повітря після камери змішування (КЗ) рециркуляційного і свіжого атмосферного повітря, а також параметри повітря після випарника ТН. Крім цього невідомою величиною є величина електричної потужності, яка підводиться до приводу компресора ТН. Всі ці величини можуть бути визначені шляхом вирішення системи рівнянь теплового і матеріального балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

Доля потоку відпрацьованого повітря, що направляєється на рециркуляцію, може бути визначена із рівняння матеріального балансу вологи для камери змішування, яке має вигляд

$$G_0 d_0 + G_p d_2 = G_{\text{заг}} d_{\text{см}}, \quad (1)$$

де  $G_0$ ,  $G_p$ ,  $G_{\text{заг}}$  – масові витрати свіжого, рециркуляційного і загального потоків повітря;  $d_0$ ,  $d_2$ ,  $d_{\text{см}}$  – вологовміст відповідних потоків повітря. З урахуванням того, що вологовміст суміші після КЗ має відповідати вологовмісту припливного повітря на вході в приміщення, тобто  $d_{\text{см}} = d_1$ , коефіцієнт рециркуляції, що впливає з рівняння (1), можна записати як

$$K_p = \frac{G_p}{G_{\text{заг}}} = \frac{d_1 - d_0}{d_2 - d_0}. \quad (2)$$

Ентальпія суміші повітря на виході з камери змішування визначається аналогічним чином із рівняння теплового балансу КЗ

$$G_0 h_0 + G_p h_2 = G_{\text{заг}} h_{\text{см}}, \quad (3)$$

звідки

$$h_{\text{см}} = h_0 + K_p (h_2 - h_0). \quad (4)$$

Для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k. \quad (5)$$

Розписуючи складові рівняння (5) як:

– тепловий потік, відведений від конденсатора теплового насоса

$$Q_k = G_{\text{заг}} (h_1 - h_{\text{см}}); \quad (6)$$

– тепловий потік у випарнику теплового насоса

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}} (1 - K_p) (h_2 - h_{\text{в}}); \quad (7)$$

– затрати енергії на компресор теплового насоса

$$L_k = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}, \quad (8)$$

після деяких математичних перетворень отримуємо вираз для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН

$$h_{\text{в}} = \frac{h_2 \left[ \left(1 - K_{\text{рец}}\right) \frac{\varphi}{\varphi - 1} - 1 \right] + h_{\text{см}}}{\left(1 - K_{\text{рец}}\right) \frac{\varphi}{\varphi - 1}}, \quad (9)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації реального ТН можна визначити за співвідношенням  $\varphi = \eta_{\text{ТН}} \varphi_{\text{Т}}$ , де  $\eta_{\text{ТН}}$  – коефіцієнт втрат ТН, а  $\varphi_{\text{Т}}$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно, що визначається за формулою

$$\varphi_{\text{Т}} = \left[ 1 - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad (10)$$

де  $t_{\text{в}}$  – температура теплоносія на виході з випарника;  $t_{\text{к}}$  – температура повітря на виході з конденсатора ТН, в нашому випадку  $t_{\text{к}} = t_1$ ;  $\Delta t_{\text{в}}$  – температурний перепад між потоками повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН;  $\Delta t_{\text{к}}$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря на виході з конденсатора ТН (згідно з [6, 7] для повітряного ТН можна прийняти, що  $\Delta t_{\text{в}} = \Delta t_{\text{к}} = 10$  °С).

Затрати енергії на привід компресора ТН можуть бути визначені з рівняння енергетичного балансу всієї схеми, що має вигляд

$$Q_0 + L_k = Q_{\text{в}}, \quad (11)$$

звідки

$$L_k = Q_{\text{в}} - Q_0 = G_0 (h_{\text{в}} - h_0). \quad (12)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (12) поділити на загальну кількість теплоти, що витрачається на підготовку припливного повітря в простій системі вентиляції без ТН

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{заг}} (h_1 - h_0), \quad (13)$$

то отримаємо питому характеристику затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти в теплонасосній схемі вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря

$$l = \left(1 - K_p\right) \frac{h_{\text{в}} - h_0}{h_1 - h_0}. \quad (14)$$

### Розрахунковий аналіз характеристик схеми

Розрахунковий аналіз параметрів теплонасосної схеми вентиляції було виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділеннями. При цьому як прототип був вибраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в м. Яготин. Для забезпечення комфортних умов роботи в при-

міщенні цеху були вибрані наступні параметри внутрішнього повітря [4]:

- температура в приміщенні  $t_n = 18\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- відносна вологість повітря в приміщенні  $\phi_2 = 50\%$ .
- перегрів припливного повітря  $\Delta t = 3\text{ }^\circ\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 2:  $d_1 = 5,188\text{ г/м}^3$  і  $d_2 = 6,391\text{ г/м}^3$  сухого повітря. В розрахунках прийнято значення втрат ТН на рівні  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ .

Прийняті умови було покладено в основу подальшого аналізу параметрів теплонасосної схеми вентиляції. При цьому характерні вищезазначені параметри схеми були визначені шляхом числового рішення системи рівнянь (2), (4), (9), (10) методом ітерацій.

Серед температур в вузлових точках схеми найбільш цікавою і важливою є температура повітря на виході із випарника ТН. На рис. 3 представлені розрахункові залежності цієї температури від температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря. Видно, що в усьому діапазоні зміни зовнішніх параметрів температура повітря на виході з випарника має значно вищий рівень ніж температура атмосферного повітря. Це приводить до полегшених умов роботи повітряного теплового насосу в холодний період року і забезпечує досить високі значення коефіцієнтів трансформації ТН, що представлені на рис. 4, в усьому діапазоні температур атмосферного повітря.

Важливою характеристикою даної схеми є доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію для підтримання комфортних умов в приміщенні. Відповідні розрахункові дані для коефіцієнта рециркуляції, що отримані за рівняннями (2), наведені на рис. 5.

Як видно з графіків на рис. 5, при зміні в широкому діапазоні погодних умов (температури і відносної вологості зовнішнього повітря) коефіцієнт рециркуляції за умов підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і від відносної вологості атмосферного повітря. Тому проектування теплонасосних систем вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря при постійному значенні коефіцієнта рециркуляції, як це передбачено деякими методиками [4] не має сенсу, оскільки в цьому випадку система вентиляції не в змозі забезпечити заданих комфортних умов перебування в приміщенні при зміні параметрів атмосферного повітря. Окрім цього слід відмітити, що система вентиляції, що розрахована на режим роботи в холодний період року, тобто на підігрів і зволоження повітря, має свої обмеження.

Як видно з рис. 5, в залежності від відносної вологості існує деяка критична температура

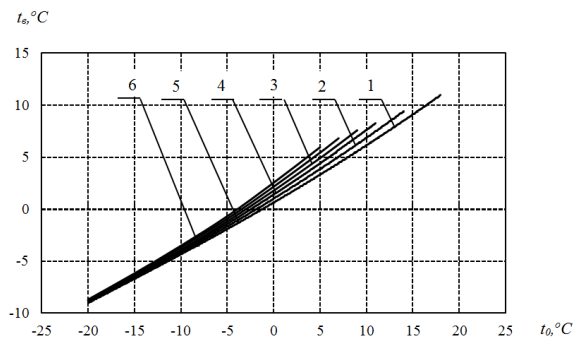


Рис. 3 – Залежність температури на виході з випарника ТН від температури і відносної вологості атмосферного повітря: 1 –  $\phi = 40\%$ ; 2 –  $\phi = 50\%$ ; 3 –  $\phi = 60\%$ ; 4 –  $\phi = 70\%$ ; 5 –  $\phi = 80\%$ ; 6 –  $\phi = 90\%$

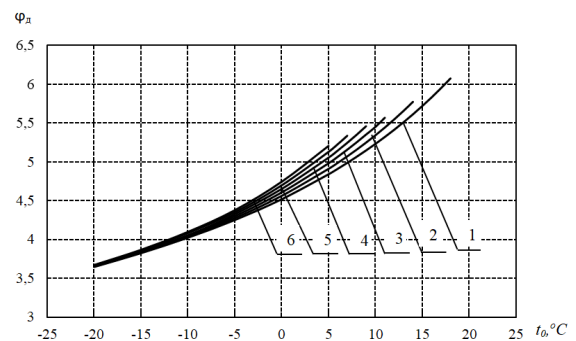


Рис. 4 – Залежність дійсного коефіцієнта трансформації ТН від параметрів навколишнього середовища: 1 –  $\phi = 40\%$ ; 2 –  $\phi = 50\%$ ; 3 –  $\phi = 60\%$ ; 4 –  $\phi = 70\%$ ; 5 –  $\phi = 80\%$ ; 6 –  $\phi = 90\%$

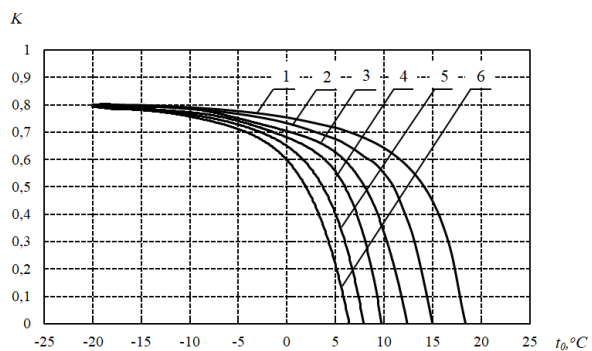


Рис. 5 – Залежність коефіцієнта рециркуляції від параметрів навколишнього середовища: 1 –  $\phi = 40\%$ ; 2 –  $\phi = 50\%$ ; 3 –  $\phi = 60\%$ ; 4 –  $\phi = 70\%$ ; 5 –  $\phi = 80\%$ ; 6 –  $\phi = 90\%$

зовнішнього повітря, при якій коефіцієнт рециркуляції зменшується до нуля. Це означає, що при підвищенні температури атмосферного повітря вище критичного значення система вентиляції в прийнятному вигляді не може забезпечити комфортних умов в приміщенні внаслідок надходження надмірної вологості із атмосфери в приміщення. Така ситуація має місце тоді, коли вологовміст зовнішнього повітря перевищує заданий вологов-

міст припливного повітря в точці 1 (рис. 2). Залежність критичної температури зовнішнього повітря від відносної вологості за прийнятих вихідних даних представлена на рис. 6.

Очевидно, що значення критичної температури будуть змінюватися в залежності від вологовмісту припливного повітря  $d_1$ , але ці зміни будуть невеликі, оскільки діапазон зміни комфортних умов перебування в виробничих приміщеннях незначний. Важливо те, що представлена залежність являє собою граничну межу застосування даної системи вентиляції, орієнтованої на роботу в холодний період року і здатної підтримувати комфортні умови в приміщенні за рахунок охолодження і зволоження припливного повітря. При перевищенні граничних значень температури атмосферного повітря необхідна принципова зміна схеми установки з переходом в режим кондиціонування, в якому забезпечується охолодження і осушення припливного повітря.

Для оцінки енергетичної ефективності роботи розглянутої схеми була визначена енергетична характеристика у вигляді питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на систему вентиляції. Відповідні розрахункові дані представлені на рис. 7.

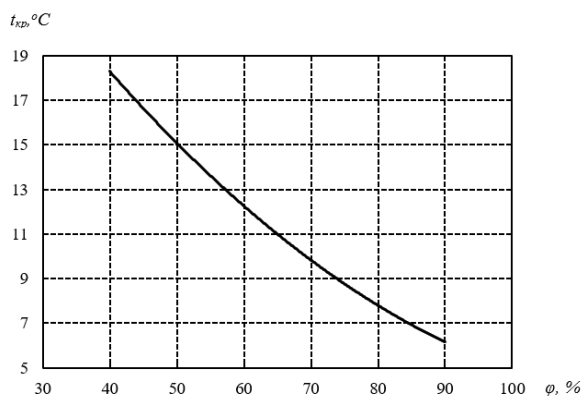


Рис. 6 – Залежність критичної температури атмосферного повітря від відносної вологості

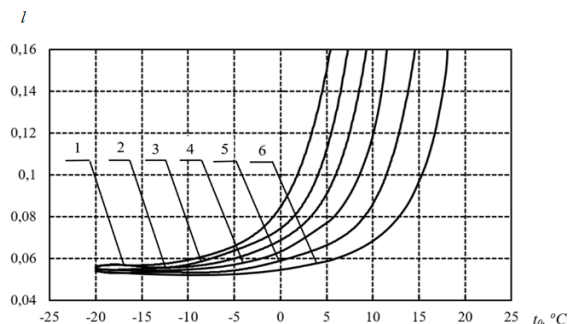


Рис. 7 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від температури і відносної вологості атмосферного повітря: 1 –  $\phi = 40\%$ ; 2 –  $\phi = 50\%$ ; 3 –  $\phi = 60\%$ ; 4 –  $\phi = 70\%$ ; 5 –  $\phi = 80\%$ ; 6 –  $\phi = 90\%$

Як видно з рис. 7, теплонасосна схема вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря характеризується малими значеннями питомих затрат зовнішньої енергії, які в зоні низьких значень температури довкілля майже не залежать від параметрів атмосферного повітря і зростають в зоні додатних температур. Остання обставина пов'язана з ростом вологовмісту атмосферного повітря і різким зменшенням коефіцієнта рециркуляції для підтримання комфортних умов в приміщенні, а значить, зі зменшенням потоку утилізованої теплоти відпрацьованого повітря. В цілому висока енергетична ефективність розглянутої схеми вентиляції пов'язана з вигідними температурними умовами роботи ТН, що забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також в утилізацію теплоти відпрацьованого повітря за рахунок часткової рециркуляції.

## Висновки

Для підтримання заданих комфортних умов в виробничому приміщенні в холодний період року може бути використана теплонасосна система вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря. Необхідні для цього коефіцієнти рециркуляції залежать від температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря.

Показано, що така система вентиляції має свої обмеження внаслідок надходження надмірної вологості із атмосфери в приміщення при перевищенні критичних значень температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря, після чого система вентиляції має бути переведена в режим кондиціонування припливного повітря.

Розглянута система вентиляції характеризується високою енергетичною ефективністю внаслідок високих значень коефіцієнтів трансформації ТН і утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

## Список литературы

1. Безродний М. К., Галан М. А. Енергетична ефективність системи вентиляції з використанням рекуператора та теплового насоса. *Збірник наукових праць «Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика»*. Дніпропетровськ, 2011. № 3. С. 5–13. ISSN 2077-1134
2. Безродний М. К., Галан М. А. Енергетична ефективність теплонасосної системи вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря. *Наукові вісті НТУУ «КПІ»*. 2011. № 2. С. 16–19. ISSN 1810-0546
3. Гершкович, В. Ф. *Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами*. Киев: Украинская Академия Архитектуры ЧП "Энергоминимум", 2009. 60 с.
4. *Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування*. Видання офіційне. Київ. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. 149 с.
5. Боженко М. Ф., Сало В. П. *Джерела теплостачання та споживачі теплоти*: навч. посіб. Київ: «Політехніка», 2004. 192 с. ISBN 966622156X.

6. Безродний М. К., Пригула Н. О. *Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання*: монографія. Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 272 с. ISBN 978-966-622-774-7.
7. Морозюк Т.В. *Теорія холодильних машин і теплових насосів*. Одеса: Студія «Негоціант», 2000. 712 с. ISBN 966-691-209-0.
3. Gershkovich, V. F. (2009), *Osobennosti proektirovaniya sistem teplosnabzheniya zdaniy s teplovymi nasosami* [Features of the design of heating systems of buildings with heat pumps], Ukrainian Academy of Architecture «Energominimum», Kyiv, Ukraine.
4. *State Construction Standards of Ukraine DBN V.2.5-67: 2013. Heating, ventilation and conditioning*. Edition is official. Kyiv. Ministry of Regional Development, Construction and Housing and Communal Services of Ukraine. 2013. 149 pp.
5. Bozhenko, M. K., Salo, V. P. (2004), *Dzherela teplopostachania ta spozhyvachi teploty* [Sources of heat supply and consumers of heat: Teaching methods], Kyiv: "Polytechnic", 192 p. ISBN 966622156X.
6. Bezrodny, M. K., Prytula, N. O. (2016), *Termodinamichna ta enerhetychna efektyvnist tep-lonasosnykh skhem teplopostachannia* [Thermodynamic and energetic efficiency of heat pump heat-supply circuits]: monograph. Kyiv: NTUU "KPI". 272 p. ISBN 978-966-622-774-7.
7. Morozyuk, T. V. (2000), *Teoriya kholodilnykh mashin i teplovykh nasosov* [The theory of refrigerating machines and heat pumps]. Odessa: Studio "Negociant", 712 p. ISBN 966-691-209-0.

#### References (transliterated)

1. Bezrodny, M. K., Galan, M. A. (2011), "Enerhetychna efektyvnist systemy ventilyatsii z vykorystanniam rekuperatora ta teplovoho nasosa [Power efficiency of the ventilation system with recuperator and heat pump application]", *Zbirnyk naukovykh prats «Tekhnichna teplofizyka i promyslova teploenerhetyka»* [Collection of scientific works «Technical thermophysics and industrial heat engineering»], Dnipropetrovsk, No. 3. pp. 5–13. ISSN 2077-1134.
2. Bezrodny, M.K., Galan, M. A. (2011), "Enerhetychna efektyvnist teplonasosnoi systemy ventilyatsii z rekuperatorom teploty i retsykuliatsiieiu vidpratovanoho povitria [The energetic efficiency of heat pump ventilation system with heat recuperator and exhausted air recirculation application energy]", *Naukovi visti NTUU «KPI»* [Research Bulletin of NTUU "KPI"], No. 2. pp. 16–19. ISSN 1810-0546.

Надійшла (received) 20.02.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Безродний Михайло Костянтинович (Bezrodnyy Mykhail Konstantynovych, Mykhailo Bezrodny)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри теоретичної і промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: m.bezrodny@kpi.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0788-5011>.

**Пригула Наталя Олександрівна (Prytula Natalya Aleksandrovna, Natalia Prytula)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри теоретичної і промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: nprytula@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3500-5165>.

**Цветкова Марія Олександрівна (Tsvetkova Mariya Aleksandrovna, Maria Tsvetkova)** – магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: gobovamaria@gmail.com.