

12. Pis'menyi, E.N., Kondratyuk, V.A., Zhukova, Y.V., Terekh, A. M. (2011). Heat transfer of staggered bundles of flat-oval tubes in cross flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2/8 (50), 4-8.

13. Thermal calculation of boiler plants (standard method) (1973). Ed. 2, edited by N. V. Kuznetsov. Moscow, USSR: Energy, 296.

14. Terekh, A. M., Semenyako, A.V., Tuz, V. E., Kondratyuk, V. A. (2013). Flowing around single cylinders in transversal flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2/8 (62), 23-26.

УДК 536.24:533.6.011

О. М. Терех, к.т.н., с. н. с., **ORCID** 0000-0002-1320-8594

О. В. Баранюк, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-6008-6465

Кондратюк В. А. к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-5035-311X

В. А. Рогачов, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0001-5489-874X

А. І. Руденко, к.т.н., доц., **ORCID** 0000-0002-8541-9710

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»**

ТЕПЛООБМІН ПОПЕРЕЧНО-ОМИВАНИХ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

Виконані експериментальні дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб при поперечному їх омиванні повітряним потоком в діапазоні змінення чисел Рейнольдса $2000 < Re_{d1} < 30000$ при варіюванні відносного подовження профілю плоскоовальної труби d_2/d_1 від 2 до 5, а відношення поперечного кроку труб до подовжнього S_1/S_2 варіювалось від 0,4 до 1,45. Встановлено вплив геометричних і режимних параметрів на теплообмін пакетів. Інтенсивність теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб при варіюванні відносного подовження профілю труб d_2/d_1 в межах від 2 до 5 змінюється на (10-25)%, а при варіюванні крокових характеристик труб при $d_2/d_1 = const$ на (8-12)%. Запропоновані розрахункові співвідношення для визначення коефіцієнтів теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб, що враховують вплив на теплообмін режимних параметрів, геометричних характеристик труб та пакетів і які можуть бути використані в розрахунках теплообміну повітропідігрівачів котельних агрегатів, регенераторів газотурбінних установок.

Ключові слова: теплообмін, дослідження, плоскоовальна труба, шаховий пакет, розрахунок, узагальнені залежності.

Надійшла 15.05.2019

Received 15.05.2019

УДК 62.768+62.747+62.744

М.К. Безродний, д-р техн. наук, проф., **ORCID** 0000-0002-3500-5165

О.О. Майстренко, магістрант, **ORCID** 0000-0003-1961-7548

**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені
Ігоря Сікорського»**

ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОАСОСНО-АДСОРБЦІЙНОЇ СИСТЕМИ КОНСЕРВУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

В роботі представлена розробка теплоасосно-адсорбційної системи для осушення повітря, яке використовують для довгострокового консервування енергетичного обладнання. Розроблено теоретичну модель для подальшого числового дослідження роботи системи. Виконано числовий аналіз термодинамічної ефективності, досліджено зміну параметрів повітря у вузлових точках системи, проаналізовано вплив зміни температури та відносної вологості оточуючого повітря, а також температура
© М.К. Безродний, О.О. Майстренко, 2019

тури регенераційного повітря на роботу системи. Отримано графічні залежності ефективності роботи системи при зміні параметрів зовнішнього повітря і температури регенераційного повітря після конденсатора теплового насосу. Отримані результати свідчать, що застосування даної системи дозволяє суттєво зменшити питомі витрати електричної енергії на осушення робочого повітря в порівнянні з базовою системою без використання теплового насосу за будь-яких значень параметрів зовнішнього повітря.

Ключові слова: захист металевих обладнань від корозії, консервування енергетичного обладнання, осушення повітря, адсорбційний осушувач, тепловий насос.

Вступ

Захист металевих конструкцій від корозії - актуальна проблема сучасної енергетики. Більшість аварійних ситуацій та фінансових витрат при експлуатації енергетичного обладнання спричинені саме дією корозії, оскільки обладнання експлуатується при високих температурах та значних надлишкових тисках. Будь-яка частина обладнання, яка піддалась дії корозії є потенційною причиною виходу з ладу усєї установки.

В сучасних умовах енергетичне обладнання працює в маневровому режимі і має тривалі періоди простою. Саме в цей час необхідно зберегти обладнання від дії стоячої корозії, як найбільш небезпечного її прояву. При відсутності заходів зі збереження обладнання термін його експлуатації знижується та зростають фінансові витрати на ремонтні роботи і амортизаційні відрахування [1].

Волога повітря є основним каталізатором процесу корозії, при цьому чим вище відносна вологість повітря, тим швидше руйнування металевих частин обладнання [2]. Але за низької відносної вологості повітря (нижче 40%) процеси корозії майже зупиняються і не руйнують метал, тому для якісного збереження енергетичного обладнання необхідно підтримувати відносну вологість повітря, яке контактує з металом, на рівні нижче 40 % [3].

Існує багато способів осушення повітря, які мають різноманітну фізику процесу. До основних методів осушення повітря відносяться: конденсаційний, адсорбційний, абсорбційний та мембранний способи [4].

Конденсаційний спосіб заснований на охолодженні повітря з подальшим видаленням вологи. Реалізується даний метод, зазвичай, з використанням теплового насосу. Для видалення вологи повітря пропускають спочатку через випарник теплового насосу, де повітря охолоджується та частково осушується, далі повітря пропускається через конденсатор, де нагрівається і паралельно з чим зменшується відносна вологість повітря. Даний метод має два суттєвих недоліки - надзвичайно складно досягти відносної вологості робочого повітря на рівні нижче 35-50% та неможливість осушення повітря з відносною вологістю нижче 35%. Перевагою даного методу є невисоке споживання електричної енергії на осушення повітря за відносної вологості повітря в 60 % та вище.

Адсорбційний метод заснований на властивості твердих сорбентів поглинати вологу з повітря. Існує два основних різновиди: осушення стисненого повітря при проходженні через товщу силікагелю та осушення повітря за атмосферного тиску при проходженні через адсорбційний ротор. Перший спосіб заснований на властивості деяких адсорбентів поглинати вологу зі стиснутого повітря та віддавати поглинуту вологу повітрю при більш низькому тиску. Для реалізації даного методу створюють спеціальне обладнання, яке має дві ємності з адсорбентом. Повітря, яке осушується, проходить через одну ємність, а частина від даного повітря розширюється та направляється в іншу ємність, де регенерує адсорбент. За рахунок попереминого руху повітря через ємності досягається безперервне осушення стиснутого повітря. Даний спосіб осушення повітря має вузьке застосування - осушення стиснутого повітря. Для осушення великої кількості повітря, яке необхідне за атмосферного тиску, даний метод не підходить через значні витрати електричної енергії на стиснення повітря.

Другий різновид адсорбційного осушення заснований на властивості силікагелю віддавати поглинуту вологу підігрітому регенераційному повітрю. В даному способі силікагель сформований у ротор, який обертається. Даний ротор розділений на два сектори. Через $\frac{3}{4}$ частини перерізу ротора проходить повітря, яке осушується і підігрівається, а через $\frac{1}{4}$ проходить підігріте регенераційне повітря, яке зволожується та охолоджується. При цьому процес осушення повітря безперервний. Даний спосіб дозволяє отримати повітряну суміш з температурою точки роси до -40°C , тобто може забезпечити глибоке осушення повітря. Але існує і один недолік - високі витрати електричної енергії на підігрів регенераційного повітря.

Також існує абсорбційний метод осушення повітря. Даний спосіб заснований на властивості концентрованого розчину поглинати вологу з повітря. Для реалізації даного методу створюють обладнання з двома зрошувальними камерами. В першій камері концентрований розчин контактує з повітрям, яке осушується, при цьому поглинається волога з повітря. Далі розчин направляється у другу зрошувальну камеру, де продувається гарячим регенераційним повітрям і випаровується. Після упарювання розчин охолоджується та направляється у першу зрошувальну камеру і цикл повторюється. Процес осушення повітря відбувається безперервно. Даний спосіб має високі витрати теплоти на

регенерування розчину, значні габаритні розміри, і основне – пов'язаний з використанням агресивних водних розчинів, що є небезпечними для людини та металу. Також надзвичайно складно забезпечити глибоке осушення повітря за рахунок абсорбування вологи.

Мембранна технологія осушення повітря заснована на властивості мембран селективно пропускати молекули вологи, при цьому не пропускати повітря. Дана технологія реалізується за рахунок проходження стиснутого повітря через спеціальний пристрій, в якому потік вологого повітря розділяється на осушене повітря та паро-повітряну суміш, яка видаляється. Недоліком даного способу є великі витрати електричної енергії на стиснення повітря і подальше його проходження через мембрани.

Для реалізації системи консервування енергетичного обладнання всі технології, які мають у своєму складі процес стиснення повітря, не підходять, оскільки затрати енергії на стиснення великих об'ємів повітря є значними. Інші методи, як видно із вищенаведеного аналізу, також мають суттєві недоліки, що обмежують області їх використання. Найбільш придатною для зазначеної мети є адсорбційна технологія осушення повітря (заснована на використанні силікагелевого ротора), оскільки не має більшості недоліків і дозволяє проектувати установки, які можуть забезпечити надзвичайно низьку відносну вологість (до температури точки роси в $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$). Разом з тим слід відмітити, що енергетична ефективність адсорбційних осушувачів досить низька внаслідок повної втрати теплоти зволоженого регенераційного повітря, що викидається в атмосферу. Саме даний чинник є основним стримуючим фактором до широкого використання адсорбційних осушувачів у технологіях консервування. Тому для забезпечення високої енергетичної ефективності адсорбційної технології осушення при одночасному забезпеченні низької вологості робочого повітря запропонована теплонасосно-адсорбційна система осушення, яка поєднує переваги адсорбційного осушувача та теплового насосу.

Мета роботи

Метою проведеної роботи є поєднання адсорбційного осушувача повітря з теплонасосною установкою для утилізації теплоти відпрацьованого регенераційного повітря після адсорбційного ротора з її подальшим використанням для підігріву свіжого регенераційного повітря. Дані дії викликані високими витратами електроенергії на підігрів регенераційного повітря в звичайних адсорбційних осушувачах, що в свою чергу збільшує фінансові витрати на виведення енергетичного обладнання в резерв.

Опис роботи схеми

Принцип роботи адсорбційного осушувача заснований на властивості силікагелю поглинати вологу з повітря при відносно низьких температурах ($-40\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +40\text{ }^{\circ}\text{C}$), та віддавати адсорбовану вологу гарячому регенераційному повітрю ($+60\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +150\text{ }^{\circ}\text{C}$). Для забезпечення безперервного процесу осушення робочого повітря та регенерування адсорбенту створюють спеціальний ротор (рис.1). Даний ротор має сотову структуру, що збільшує поверхню контакту і полегшує проходження повітря через об'єм силікагелю. Ротор поділений на дві зони, із співвідношення 1 до 4, через більшу зону проходить робоче повітря, яке осушується і підігрівається, а через меншу зону - попередньо підігріте регенераційне повітря, яке випаровує вологу з ротора, зволожується та охолоджується.

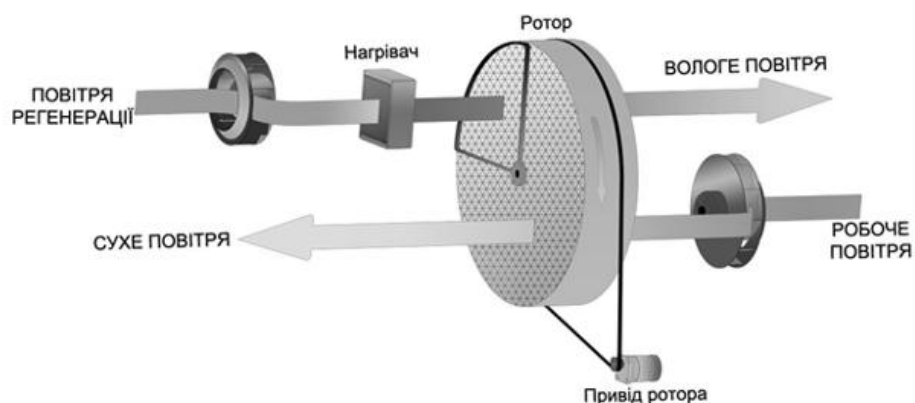


Рис. 1. Принцип роботи адсорбційного осушувача повітря.

На рис.2 представлена теплонасосно-адсорбційна схема консервування енергетичного обладнання.

В цій схемі для забезпечення глибокого осушення повітря, як консервуючого агента, використовується силікагелевий адсорбційний ротор, а для підігріву і високоєфективного регенерування

теплоти регенераційного повітря застосовано тепловий насос, з частковою рециркуляцією регенераційного повітря, що суттєво зменшує споживання енергії в порівнянні з електричним нагрівом.

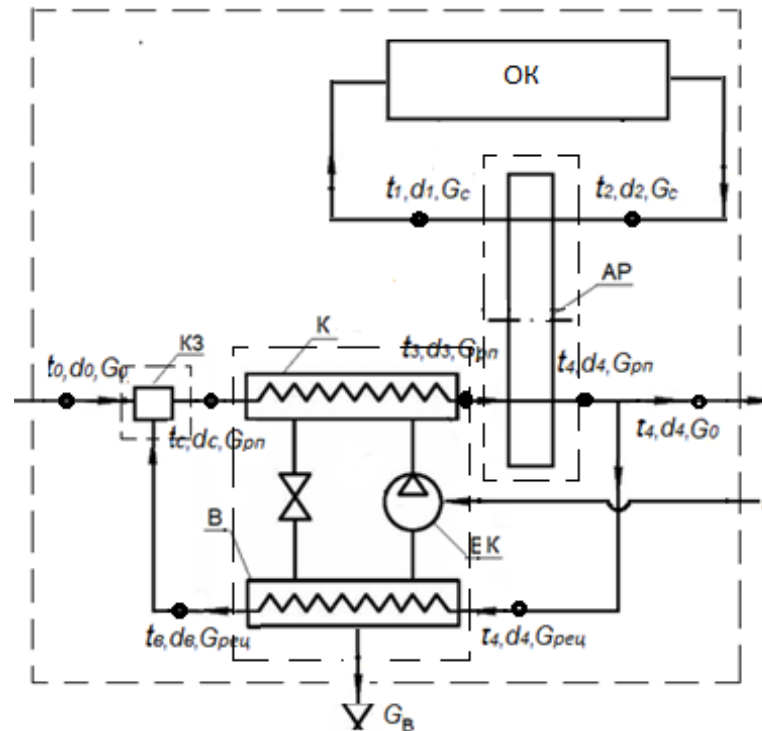


Рис. 2. Принципова теплонасосно-адсорбційна схема осушування повітря в системі консервування металевго обладнання: *K* – конденсатор ТН; *B* – випарник ТН; *EK* – компресор; *AP* – адсорбційний ротор; *K3* – камера змішування; *OK* – об’єкт консервування.

Принцип роботи схеми полягає в наступному. В верхній частині рисунка показаний об’єкт консервування (OK), із якого вологе (робоче) повітря подається в адсорбційний ротор, підігрівається, осушується і з температурою t_1 та вологовмістом d_1 знову надходить в ОК. В нижній частині рисунка наведена схема підготовки, подачі в ротор і відведення з нього регенераційного повітря. При цьому зовнішнє повітря (0) з температурою t_0 , вологовмістом d_0 і масовою витратою G_0 забирається із зовнішнього середовища та подається в камеру змішування, де змішується з рециркуляційним регенераційним повітрям (6), яке надходить після випарника теплового насоса з температурою t_6 , вологовмістом d_6 і масовою витратою G_6 . Після змішування повітряна суміш (7) подається в конденсатор теплового насоса, де підігрівається до температури t_3 (3) і подається в ротор для його регенерації і видалення адсорбованої вологи. При проходженні через ротор регенераційне повітря охолоджується та зволожується. Після ротора регенераційне повітря (4) з температурою t_4 та вологовмістом d_4 розділяється на два потоки, один з яких викидається в оточуюче середовище (8), а інший через випарник теплового насоса (5), де охолоджується і частково осушується, подається в камеру змішування, де змішується зі свіжим повітрям.

Термодинамічний аналіз ефективності схеми

Термодинамічний аналіз ефективності схеми може бути виконаний на основі попереднього аналізу термодинамічного стану схеми регенерації адсорбційного ротора, що визначається параметрами схеми у її вузлових точках. Для даної схеми невідомими параметрами є температура та вологість регенераційного повітря після випарника на вході в камеру змішування, на виході з камери змішування, на виході з адсорбційного ротора або на вході в випарник ТН, а також витрата атмосферного повітря та витрата рециркуляційного повітря, що надходить на випарник. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

Враховуючи ізоентальпійний характер процесу випаровування вологи в роторі, тобто рівність ентальпій $h_3=h_4$, загальний тепловий баланс теплонасосно-адсорбційної схеми осушування повітря (нехтуючи ентальпією конденсату після випарника ТН) можна записати у вигляді

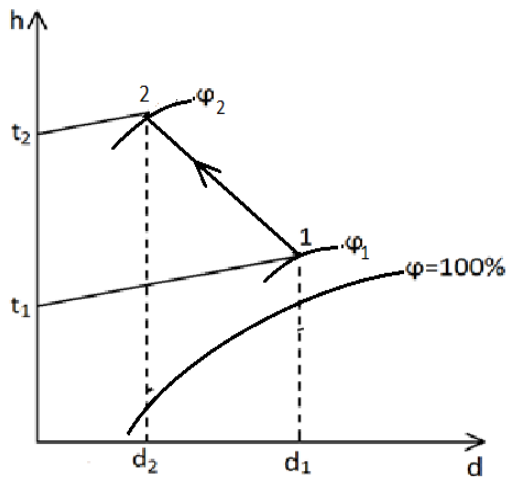


Рисунок 3. Процес осушення робочого повітря при проходженні через адсорбційний ротор.

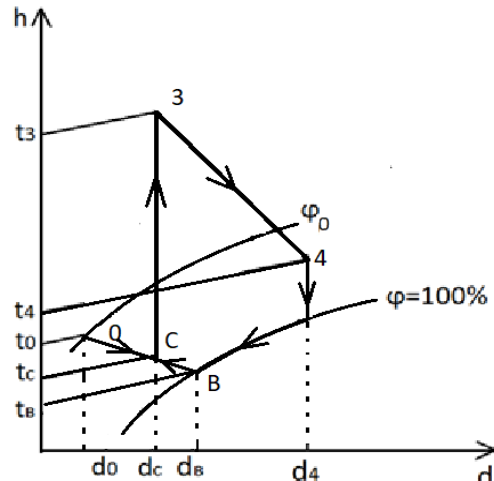


Рисунок 4. Процес підготовки та зміни стану регенераційного повітря при проходженні через адсорбційний ротор та ТН.

На рисунках 3 і 4 представлені робочі процеси осушення робочого та зміни стану регенераційного повітря в елементах теплонасосно-адсорбційної установки в h-d діаграмі вологого повітря.

$$Q_o + L_k = Q_{ck}, \quad (1)$$

де Q_o - тепловий потік, що підводиться в систему зі свіжим повітрям, кВт;
 L_k - потужність приводу компресора теплового насоса, кВт;
 Q_{ck} - тепловий потік, що відводиться в навколишнє середовище з викидним повітрям, кВт, або більш детально у вигляді

$$G_o h_o + \frac{Q_{вип}}{\varphi - 1} = G_o h_4, \quad (2)$$

де $Q_{вип}$ - тепловий потік, що відводиться від рециркуляційного повітря у випарнику, кВт;
 G_o - витрата свіжого повітря, кг с.п./год;
 h_4 - ентальпія регенераційного повітря після адсорбційного ротора, кДж/кг с.п.;
 h_o - ентальпія свіжого повітря, кДж/кг с.п.;
 φ - коефіцієнт трансформації ТН.

Дійсний коефіцієнт трансформації теплоти теплового насоса визначається як:

$$\Phi = \Phi_T \eta_{ТН}, \quad (3)$$

де $\eta_{ТН}$ - коефіцієнт втрат, який враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо $\eta_{ТН} = 0,6$);

Φ_T - теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно φ_T з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\Phi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_B^{ТН}}{T_K^{ТН}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_B - \Delta t_B}{273 + t_K + \Delta t_K}}, \quad (4)$$

де $T_B^{ТН}$ - абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

$T_K^{ТН}$ - абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;

t_B - температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;

t_K - температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С;

Δt_B - температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;

Δt_K - температурний перепад між потоками холодильного агента і регенеративного повітря на виході з конденсатора ТН, °С.

У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику ТН. Для ТН типу «повітря – повітря» для випарника і конденсатора згідно з [5] можна прийняти $\Delta t_B = \Delta t_K = 10^\circ\text{C}$.

З урахуванням виразу для теплового потоку випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{рец}} (h_4 - h_6) \quad (5)$$

та рівняння матеріального балансу сухого повітря камери змішування

$$G_0 + G_{\text{рец}} = G_{\text{pn}}, \quad (6)$$

де h_6 – ентальпія рециркуляційного повітря після випарника, кДж/кг с.п.,
 $G_{\text{рец}}$ – витрата рециркуляційного потоку повітря, кг с.п./год,
 G_{pn} – витрата регенеративного потоку повітря, кг с.п./год,
 рівняння (2) після перетворень можна записати у вигляді

$$K \frac{h_4 - h_6}{\varphi - 1} = (1 - K)(h_4 - h_0), \quad (7)$$

де K – коефіцієнт рециркуляції регенеративного повітря $K = G_{\text{рец}} / G_{\text{pn}}$.

Тоді, із рівняння (7) отримуємо вираз для коефіцієнта рециркуляції регенераційного повітря

$$K = \frac{1}{\frac{(h_4 - h_6)}{(\varphi - 1)(h_4 - h_0)} + 1}. \quad (8)$$

Інші параметри системи визначимо із матеріального і теплового балансів окремих елементів схеми. При цьому з рівняння теплового балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L_k = Q_{\text{конд}}, \quad (9)$$

яке можна представити у вигляді

$$G_{\text{рец}} (h_3 - h_6) + \frac{G_{\text{рец}} (h_3 - h_6)}{\varphi - 1} = G_{\text{pn}} (h_3 - h_c), \quad (10)$$

отримуємо формулу для ентальпії повітря на виході з випарника ТН

$$h_6 = h_3 - \frac{h_3 - h_c}{K} \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (11)$$

Ентальпію повітряної суміші після змішування рециркуляційного і свіжого повітря в камері змішування визначимо із рівняння теплового балансу камери змішування

$$G_o h_0 + G_{\text{рец}} h_6 = G_{\text{pn}} h_3, \quad (12)$$

звідки

$$h_c = (1 - K)h_0 + Kh_6. \quad (13)$$

Із матеріального балансу адсорбційного ротора

$$G_{\text{on}} (d_2 - d_1) = G_{\text{pn}} (d_4 - d_3), \quad (14)$$

де G_{on} – витрата повітря, яке осушується і є консервуючим агентом, кг с.п./год, а d_1, d_2, d_3, d_4 – вологовміст повітря у відповідних точках схеми, отримаємо вираз для вологовмісту скидного повітря

$$d_4 = d_3 + \frac{G_{\text{on}}}{G_{\text{pn}}} (d_2 - d_1). \quad (15)$$

Із рівняння матеріального балансу вологи для камери змішування

$$G_o d_0 + G_{\text{рец}} d_6 = G_{\text{pn}} d_3 \quad (16)$$

отримаємо вираз для вологовмісту повітря на виході з випарника ТН

$$d_6 = \frac{d_3 - (1 - K)d_0}{K}. \quad (17)$$

Знаючи d_e , температуру повітря на виході із випарника ТН можемо отримати із інтерполяційного рівняння на лінії насичення ($\varphi=100\%$) на діаграмі h-d вологого повітря [6]

$$t_e = 14,752 \ln(d_e) - 18,929. \quad (18)$$

Числова реалізація вищенаведеної системи рівнянь для параметрів повітря в вузлових точках системи дозволяє визначити енергетичну ефективність застосування теплового насоса в системі регенерації ротора звичайним відношенням корисного ефекту роботи схеми до затраченої енергії на привід компресора ТН

$$\eta = \frac{Q_{кор}}{L_{комп}}, \quad (19)$$

де η - коефіцієнт енергетичної ефективності схеми.

Визначаючи корисний ефект як тепловий потік, що використовується для випаровування вологи з адсорбційного ротора, за рівнянням

$$Q_{кор} = G_{рн} (d_4 - d_3) r(t), \quad (20)$$

де $r(t)$ - прихована теплота пароутворення води, а потужність приводу компресора ТН за рівнянням

$$L_{компр} = \frac{G_{реци} (h_4 - h_e)}{(\varphi - 1)}, \quad (21)$$

отримаємо кінцевий вираз для коефіцієнта енергетичної ефективності схеми у вигляді

$$\eta = \frac{(d_4 - d_3) r(t) (\varphi_T - 1)}{K (h_3 - h_e)}. \quad (22)$$

Розрахунковий аналіз системи

Числовий аналіз системи рівнянь із використанням співвідношень (3), (4), (8), (11), (13), (15), (17), (18) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни заданих величин (температури та відносної вологості зовнішнього повітря, зміни температури та вологовмісту регенераційного повітря перед адсорбційним ротором), на характеристики роботи окремих елементів (коефіцієнт рециркуляції відпрацьованого повітря, коефіцієнт трансформації ТН) і на енергетичну ефективність застосування теплонасосно-адсорбційної схеми консервування металевго обладнання.

При виборі d_3 (вологовмісту регенераційного повітря перед ротором) врахована така обставина. Відомо, що для видалення вологи з повітря шляхом його охолодження у випарнику теплового насоса необхідно суттєво переохолоджувати повітря, тому мінімальна величина вологовмісту прийнята у 5 г/кг с.п. З іншого боку для ефективного видалення вологи з адсорбційного ротора необхідно підтримувати якомога нижчий вологовміст повітря, і тому вводиться верхнє обмеження- 20 г/кг с.п. В зв'язку з цим обрана величина вологовмісту регенераційного повітря на рівні $d_3=10$ г/кг с.п., як найбільш близьке значення до нормальної вологості оточуючого повітря, що задовольняє всі вище згадані умови.

При виборі діапазону для температури регенераційного повітря виходили із обмеження, що звичайний тепловий насос може забезпечити максимальну температуру повітря після конденсатора в 70 °С. У той же час адсорбційний ротор вимагає підтримувати мінімальну температуру регенераційного повітря на рівні 60 °С. Тому у результатах розрахунків приведені дані для трьох значень температур на вході в ротор: +60°С, +65°С, +70°С.

Свіже повітря у даному випадку береться із робочого простору котельного цеху ТЕЦ, тому в розрахунках зміна температури цього повітря прийнята в діапазоні від 0 °С до 30 °С при відносній вологості 50 %.

Співвідношення потоків консервуючого повітря і регенеративного повітря взяті як 3 до 1. Дана обставина забезпечує рівномірний потік повітря по всій площині робочого ротора та оптимальні умови роботи теплонасосно-адсорбційної схеми консервування металевго обладнання.

На рис. 3 наведено графічні залежності вологовмісту повітря після випарника ТН від температури зовнішнього повітря і температури регенераційного повітря після конденсатора. Із даних результатів випливає, що вологовміст, а отже і температура повітря після випарника зменшуються зі збільшенням температури зовнішнього повітря та при зростанні температури після конденсатора. Це спричинене тим фактом, що вологовміст свіжого повітря з підвищенням його температури різко збільшується і тому для

забезпечення необхідного вологовмісту регенераційної суміші потрібно більше переохолоджувати рециркуляційне повітря.

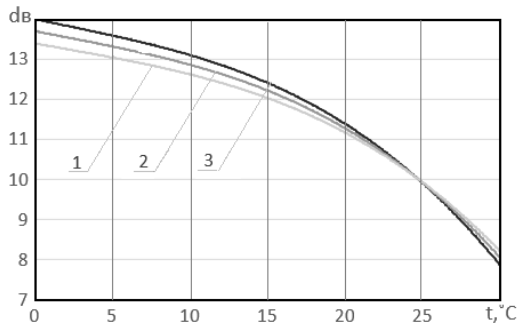


Рис.3. Залежність вологовмісту повітря після випарника, г/кг с.п., від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора конденсатора: 1- $t_k=60^\circ\text{C}$, 2- $t_k=65^\circ\text{C}$, 3- $t_k=70^\circ\text{C}$.

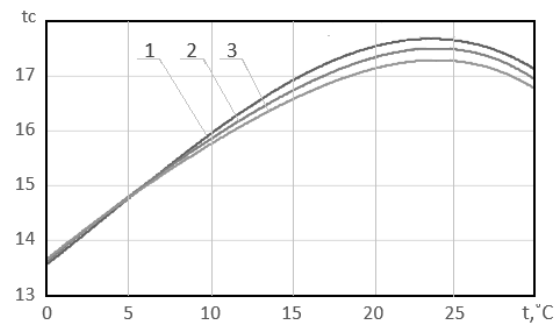


Рис.4. Залежність температури повітря після сумішоутворення, $^\circ\text{C}$, від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора: 1- $t_k=60^\circ\text{C}$, 2- $t_k=65^\circ\text{C}$, 3- $t_k=70^\circ\text{C}$.

Також, при зростанні температури свіжого повітря температура повітря після сумішоутворення зростає при температурах свіжого повітря до 25°C , а далі температура суміші спадає. Це обумовлено необхідністю більш різкого охолодження і осушення повітря в випарнику ТН для підтримання заданого вологовмісту суміші в умовах, коли вологовміст свіжого повітря перевищує заданий вологовміст регенераційного повітря $d_3 = \text{const}$ (див. Рис.4). що і спричиняє зниження температури повітря після змішування.

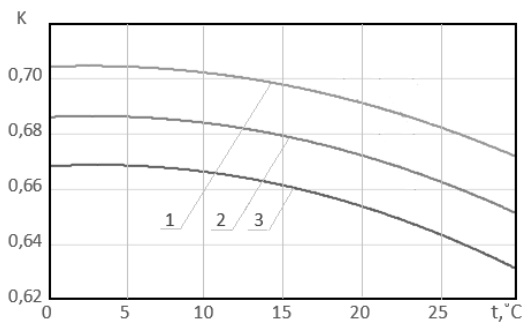


Рис.5. Залежність коефіцієнта рециркуляції від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора конденсатора: 1- $t_k=60^\circ\text{C}$, 2- $t_k=65^\circ\text{C}$, 3- $t_k=70^\circ\text{C}$.

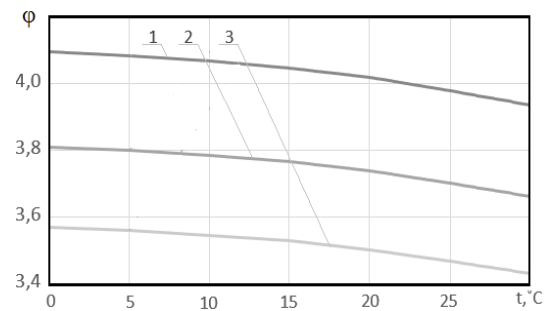


Рис.6. Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора: 1- $t_k=60^\circ\text{C}$, 2- $t_k=65^\circ\text{C}$, 3- $t_k=70^\circ\text{C}$.

На рис. 5 наведено графічні залежності коефіцієнта рециркуляції від температури зовнішнього повітря і температури регенераційного повітря після конденсатора. Із даних результатів випливає, що коефіцієнт рециркуляції зменшується при підвищенні температури свіжого повітря та збільшенні температури повітря після конденсатора. Це спричинене тим фактом, що вологовміст свіжого повітря з підвищенням його температури різко збільшується і тому, для забезпечення необхідного вологовмісту регенераційної суміші потрібно подавати меншу кількість рециркуляційного повітря з високим вологовмістом і більше його переохолоджувати в випарнику ТН. Це, в свою чергу, як і підвищення температури повітря після конденсатора ТН, погіршує умови роботи теплового насоса, що приводить до зменшення коефіцієнта трансформації (рис.6).

На рис.7 представлений графік залежності коефіцієнта енергетичної ефективності схеми від температури зовнішнього повітря та температури повітря на вході в адсорбційний ротор (після конденсатора ТН).

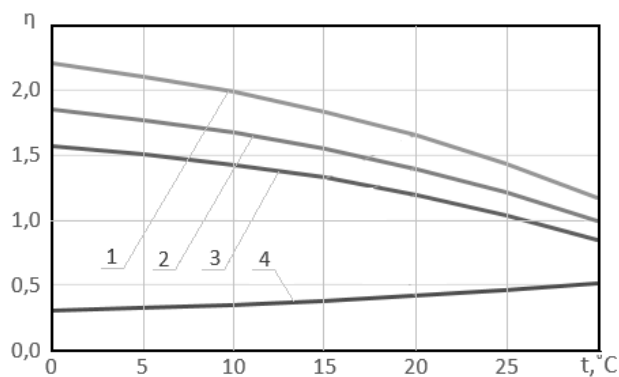


Рис.7. Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності η від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора: 1- $t_k=60^\circ\text{C}$, 2- $t_k=65^\circ\text{C}$, 3- $t_k=70^\circ\text{C}$, 4- система без теплового насоса.

Із наведеного графіку видно, що енергетична ефективність застосування запропонованої схеми визначається умовами роботи теплового насоса і зростає в області невисоких температур зовнішнього (свіжого) повітря і помірних температур нагрітого регенераційного повітря. Видно також, що витрати електроенергії на осушення робочого повітря зменшуються від 2 до 7 разів в порівнянні з базовою схемою без теплового насоса.

Висновки

1. Комбіноване використання адсорбційного осушувача та теплового насоса є набагато енергоефективнішим рішенням ніж використання адсорбційного осушувача з електричним нагрівачем. Ця перевага досягається за рахунок використання теплоти вологого регенераційного повітря, яке надходить після ротора.

2. При значеннях температур регенераційного повітря 60°C - 70°C питомі затрати зовнішньої енергії у розробленій схемі менші у 2 - 7 разів, в порівнянні з базовою схемою без теплового насоса.

3. При використанні розробленої схеми особливістю є підвищена ефективність роботи при низьких температурах зовнішнього повітря, що сприяє ефективному використанню даного обладнання в помірній кліматичній зоні.

Список використаної літератури

1. Майстренко О. О. Консервування енергетичного обладнання методом продувки сухим повітрям / Майстренко О. О., Безродний М. К., Шаповал Б. А. // *Енергетика та електрифікація*-2018.- №4 -С. 3–5.
2. Чинні галузеві нормативні документи з експлуатації та ремонту Електростанцій та мереж [Електронний ресурс].– Режим доступу до ресурсу: https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/01/GID-34.01.101-2009_2018_01_01_web.pdf.
3. Старцев В. И. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КОНСЕРВАЦИИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ / Старцев В. И., Кострыкина Е. Ю., Модестова Т. Д. // Москва: СПО ОРГРЭС-1997.
4. Хмельнюк М. Г. Современные технологии осушения воздуха / Хмельнюк М. Г., Ваджинский Д. И., Жихарева Н. В. // *Холодильна техніка та технологія*-2014. - №3- С.15-21.
5. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк.// Одесса: Студия «Негоциант»- 2000. – 712 с.
6. Безродный М.К. Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины./ Безродный М.К., Кутра Д.С. // Киев: «Політехніка»- 2011. – 240 с.

M. Bezrodny, Dr. Sc. Sciences., Rrof. **ORCID** 0000-0002-3500-5165

O. Maistrenko, Master **ORCID** 0000-0003-1961-7548

National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

EFFICIENCY OF HEAT PUMP AND ADSORPTION SYSTEM OF CONSERVATION OF ENERGY EQUIPMENT

The paper presents the development of heat pump and adsorption system conservation metal equipment. This system is intended for air drying which is used for long-term conservation of power equipment on the plant station. The processes corrosion of metal details are slowed down when the relative humidity is less than 40%, so

this system is designed to provide deep air dehumidification at low electricity costs. A theoretical model of this system is developed in the article and presented calculation of this system. A mathematical model for numerical study of the system operation is developed. The numerical analysis of thermodynamic efficiency was performed, the change of the air mixture parameters at the main points of the system was investigated, the influence of the change of temperature and the relative humidity of the surrounding air on the system operation was analyzed and shows some conclusions. The limits of real-world usage of this system are also analyzed and presented where can be used this system and her benefits. The results obtained show that the application of this system allows to significantly reduce the specific consumption of electric energy for drying the working air compared to the base system without the use of a heat pump for any values of the ambient air parameters. This conclusion presented that use heat pump decrease energy consumption without deterioration of the process of air dehumidification. The graphical dependences of the system performance on a wide range of operating temperatures and humidity of the outside air were obtained. Also, graphical dependences of the heat pump energy conversion factor and air parameters at the main points of the system over a wide range of operating air parameters are presented and analyzed.

Key words: protection of metal equipment from corrosion, canning of power equipment, air drainage, adsorption dehumidifier, heat pump.

References

1. O.O. Maisrenko, Konservuvannya energetichnoho obladnannya metodon produvki syhum povitryam / O.O. Maisrenko, M.K. Bezrodny, B.A. Shapoval // Energetika I elektrifikaciya-2018.-#4.-S.3-5.
2. Chinni haluzevi normativni dokumentu z ekspluatacii ta remontu Elektrostancii ta mrezh [Elektronnyj resurs].- Rezhym dostupu: https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/01/GID-34.01.101-2009_2018_01_01_web.pdf.
3. V.I. Stercev, METODICHESKIE UKAZANIYA PO KONSERVVACII TEPLOENERGETICHESKOHO OBORUDOVANIYA / V.I. Starcev, E.U. Kostrukina, T.D. Modestova // Moskva: SPO ORHRES-1997.
4. M.H. Hmelnyuk, Sovremennue tehnologii osusheniya vozduha / M.H. Hmelnyuk, D.I. Vaddzinskiy, N.V. Zihaleva // Hololilna tehnika ta tehnolohiyz-2014.-#3.-S.15-21.
5. T.V. Morozuk, Teoriya holodilnih mashin I teplovih nasosov / T.V. Morozuk // Odessa: Studiia "Nehociant"-2000.-712 s.
6. M.K. Bezrodny, Effektivnost primeneniya teplovih nasosov v ustanovkah sushki drevesinu / M.K. Bezrodny, D.S. Kutra // Kiev: 'Politehnika'-2011.-240 s.

Надійшла 17.06.2019
Received 17.06.2019