

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2020.2\(480\).7](https://doi.org/10.15589/znp2020.2(480).7)
УДК 662.995: 662.997

OPERATIONAL PROCESSES OF ADSORPTIVE HEAT-MOISTURE REGENERATOR BASED ON COMPOSITE “SILICA GEL – SODIUM SULPHATE”

ПРОЦЕСИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АДСОРБЦІЙНОГО РЕГЕНЕРАТОРА ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ НА ОСНОВІ КОМПЗИТНОГО АДСОРБЕНТУ «СИЛКАГЕЛЬ – НАТРІЙ СУЛЬФАТ»

Olena A. Belianovska¹
belyanovskaya@voliacable.com
ORCID: 0000-0003-1873-4574

Roman D. Lytovchenko¹
roma788553@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1725-2138

Kostiantyn M. Sukhyy¹
ksukhyy@gmail.com
ORCID: 0000-0002-4585-8268

Oleksandr O. Yeromin²
oler11oler@gmail.com
ORCID: 0000-0001-8306-578X

Mikhailo P. Sukhyy¹
kafenergy@ukr.net
ORCID: 0000-0002-3906-4592

Mykhailo V. Gubynskyi²
gubinmv@ukr.net
ORCID: 0000-0001-5061-7779

Iryna V. Sukha¹
kms76@rambler.ru

О. А. Беляновська¹,
канд. техн. наук, доцент

Р. Д. Литовченко¹,
аспірант

К. М. Сухий¹,
докт. техн. наук, професор

О. О. Єрьомін²,
докт. техн. наук, професор

М. П. Сухий¹,
канд. техн. наук, професор

М. В. Губинський²,
професор

І. В. Суха¹,
канд. техн. наук, доцент

¹*State Higher Education Institution “Ukrainian State University of Chemical Engineering”, Dnipro*

¹*ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», м. Дніпро*

²*National Academy of Metallurgy of Ukraine, Dnipro*

²*Національна металургійна Академія України, м. Дніпро*

Abstract. The work is focused on the performance of the adsorptive regenerator of heat and moisture based on the composite adsorbent “silica gel – sodium sulphate” for the system of supply and exhaust ventilation of the living premise. The method of determining the operating characteristics of the adsorptive regenerator of heat and moisture is suggested. It involves the next stages: calculation of the volume of air that passed through the layer of heat-storage material, water concentration in the air at the outlet of the regenerator, adsorption, heat of adsorption, final cold air temperature, air temperature after mixing cold air from the street and warm air in the room when supplied, calculating the concentration of water in the air at the outlet of the heat accumulator, final temperature of warm air, air temperature after mixing cold air from the street and warm air from the room at emission, absolute humidity after mixing cold air outside and warm air from the room at emission, determination of temperature efficiency factor, calculation of moisture efficiency factor, total adsorption and time to reach maximum adsorption, calculation of pressure losses during the passage of air through the adsorbent layer and the power consumed by the fan. The correlation of experimentally determined and calculated air temperatures and absolute humidity at the ends of the regenerator, which are installed inside the ventilated room and outside, is shown. Modeling of processes of operation of adsorption regenerators of heat and moisture on the basis of composites “silica gel – sodium sulphate” under the conditions of a typical system of ventilation of premises is carried out. The maximal values of temperature efficiency are set at a humid air velocity of about 0,22–0,32 m/s and a flow switching time of up to 5 minutes. For the first time the main factors influencing the operational characteristics of the adsorption heat and moisture regenerators are analyzed. For the first time, the influence of the design characteristics of the adsorption regenerating device on its efficiency, as well as the power consumed

by the fan is considered. The results of the study can be used in the design of energy-efficient ventilation and air conditioning systems, as well as dehumidifiers for residential and warehouse premises.

Key words: adsorption heat and moisture regenerator; temperature coefficient of efficiency; heat of adsorption; composite sorbent.

Анотація. Робота присвячена дослідженню процесів експлуатації адсорбційного регенератора теплоти і вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат» для системи припливно-викидної вентиляції житлового приміщення. Розвинуто методику визначення експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи, що передбачає: обчислення обсягу повітря, яке пройшло через шар теплоакumuлюючого матеріалу, концентрації води в повітрі на виході з теплового акумулятора, адсорбції, теплоти адсорбції, кінцевої температури холодного повітря, температури повітря після змішування холодного повітря з вулиці і теплого повітря у приміщенні під час подачі, розрахунок концентрації води в повітрі на виході з теплового акумулятора, обсягу повітря, яке пройшло через шар теплоакumuлюючого матеріалу, кінцевої температури теплого повітря, температури повітря після змішування холодного повітря з вулиці і теплого повітря із приміщення під час викиду, абсолютної вологості після змішування холодного повітря на вулиці та теплого повітря із приміщення під час викиду, визначення температурного коефіцієнта корисної дії, розрахунок вологісного коефіцієнта корисної дії, сумарної адсорбції і часу досягнення максимальної адсорбції, обчислення втрат тиску під час проходження повітря через шар адсорбенту та потужність вентилятора. Показана кореляція експериментально визначених та розрахованих температур повітря й абсолютної вологості повітря біля кінців регенератора, які встановлено всередині вентиляційного приміщення та назовні. Проведено моделювання процесів експлуатації адсорбційних регенераторів теплоти і вологи на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» в умовах типової системи вентиляції житлових приміщень. Максимальні значення температурних коефіцієнтів корисної дії встановлено за швидкості вологого повітря приблизно 0,22–0,32 м/с і часу перемикання потоків до 5 хвилин. Уперше проаналізовано основні чинники, які впливають на експлуатаційні характеристики адсорбційного регенератора теплоти та вологи. Уперше розглянуто вплив конструктивних характеристик адсорбційного регенеруючого пристрою на його ефективність, а також потужності вентилятора. Результати проведеного дослідження можуть бути використані під час проєктування енергоефективних систем вентиляції і кондиціонування, а також модулів-осушувачів для житлових і складських приміщень.

Ключові слова: адсорбційний регенератор теплоти і вологи; температурний коефіцієнт корисної дії; теплота адсорбції; композитний сорбент.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Під час теплопостачання житлових приміщень протягом опалювального періоду невідворотним процесом є періодичне зростання концентрації діоксиду вуглецю у внутрішньому повітрі, що зумовлює потребу в періодичном оновленні повітря [1]. Це призводить до зростання теплових втрат протягом опалювального періоду [2]. Експлуатація традиційних рекуперативних теплообмінних пристроїв періодично блокується внаслідок утворення льоду на холодному кінці пристрою. Крім того, порушується баланс вологи у приміщенні [3]. Регенеративні теплообмінники на основі ємнісних матеріалів регулюють лише відносну вологість, але не вологовміст у повітрі приміщення, що вентилується.

Альтернативою таким пристроям є адсорбційні регенератори теплоти та вологи [4]. Водночас їх широкому впровадженню стають на заваді не лише адсорбційні властивості адсорбентів, які використовуються, але й відсутність процедур і алгоритмів розрахунків, які дозволяють надати інтегральну оцінку експлуатаційним характеристикам регенератора в умовах типової системи вентиляції.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Технології адсорбційного перетворювання теплової енергії для вентиляції та кондиціонування повітря

у приміщеннях пропонувались в останні десятиріччя. До таких процесів відносять технології Ventireg та VentireC, розроблені Aristov та спів., які передбачають використання адсорбентів як водного буфера [5]. Модуль Ventireg включає дві касети – з адсорбентом та ємнісним теплоакumuлюючим матеріалом, яку встановлено біля зовнішнього (холодного) кінця модуля [6]. Модуль VentireC включає два блоки з теплообмінником, трубки якого покриті адсорбентом та касетою з ємнісним теплоакumuлюючим матеріалом, які працюють у протилежних режимах. На відміну від технології Ventreg, VentireC передбачає ізотермічну адсорбцію [5].

Ключовими характеристиками, які впливають на конструктивні характеристики адсорбційного генератора, є властивості адсорбентів [7; 8].

Традиційні адсорбційні матеріали, зокрема силікагелі та цеоліти, мають невелику адсорбційну ємність, яка не перевищує 0,3–0,5 г/г [7]. Адсорбційна ємність силікоалюмініофосфатів, які запропоновано нещодавно, також становить приблизно 0,25 г/г [8]. Такі характеристики призводять до невеликих значень теплоти адсорбції, отже, до значної маси адсорбенту, яка необхідна для покриття теплового навантаження в умовах систем теплопостачання та вентиляції, і, вочевидь, до великих об'ємів адсорбційного модуля.

Одним із найпоширеніших технічних рішень цієї проблеми є впровадження системи з декількома адсорбційними модулями, що дозволяє розширити період експлуатації [9]. Іншим варіантом є розділення зон адсорбції, регенерації та зберігання адсорбенту, а також поступове та часткове введення та видалення адсорбенту із зони адсорбції [10]. Проте обидва технічні рішення занадто ускладнюють систему.

Радикальним рішенням цієї проблеми стали композитні матеріали на кшталт «сіль у пористій матриці» [11; 12]. Такі матеріали є перспективними для адсорбційного акумулювання і трансформації теплової енергії в системах тепlopостачання та вентиляції. Так, композитний адсорбент SWS-1A (оксид алюмінію, який імпregовано кальцій хлоридом), який розроблено в Інституті каталізу ім. Г.К. Борескова, виявив кращі адсорбційні властивості порівняно із традиційними діоксидом кремнію й оксидом алюмінію [6]. З іншого боку, маса й об'єм адсорбенту мають відповідати конструктивним характеристикам системи вентиляції. Такі характеристики можуть бути досягнуті за умови, якщо гранична адсорбція застосовуваного адсорбційного матеріалу перевищує 0,5 кг/кг. Цей результат не завжди є досяжним за допомогою технологій імпregування. Також ці процеси досить складні і не дозволяють отримувати композит протягом одного циклу.

Крім того, перехід від лабораторного прототипу до установки для типових систем вентиляції вимагає математичної моделі, що враховує всі стадії експлуатації пристрою. Однак більшість математичних моделей розглядають переважно лише тепло- і масоперенос у процесі адсорбції [13; 14]. Алгоритми та процедури, що дозволяють оцінити ефективність експлуатації теплоакumuлюючого пристрою, переважно відносять до емнісних пристроїв [15]. У цих умовах стає актуальною задача розробки алгоритму розрахунку адсорбційного регенератора теплоти і вологи та встановлення ключових чинників, які впливають на його ефективність.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕ ВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

У цих умовах стає необхідним комплексне дослідження експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплової енергії та вологи, розроблення математичної моделі процесів експлуатації даного пристрою. Крім того, необхідно оцінити ключові чинники, які впливають на ефективність регенеруючого пристрою, зокрема: температурний та вологісний коефіцієнти корисної дії, потужність вентилятора, а також час насичення адсорбенту, тобто час досягнення максимальної адсорбції.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Виявити експлуатаційні характеристики адсорбційного регенератора на основі композита «силікагель – натрій сульфат». Для досягнення зазначеної мети поставлено такі завдання:

- розробити процедуру розрахунку конструктивних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи;
- скласти алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора;
- встановити кореляцію характеристик адсорбенту, конструктивних характеристик, параметрів процесів експлуатації та коефіцієнта корисної дії адсорбційного регенератора на основі композита «силікагель – натрій сульфат».

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

У роботі розглядаються процеси експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композита «силікагель – натрій сульфат». Конструкція регенератора представлена на рис. 1. Зовнішній кінець вважається холодним, внутрішній, який встановлено всередині вентилязованого приміщення, – теплим.

Режим експлуатації пристрою включає дві стадії – «подача» та «викид», які періодично змінюють одна одну. Як теплоакumuлюючий матеріал використовували

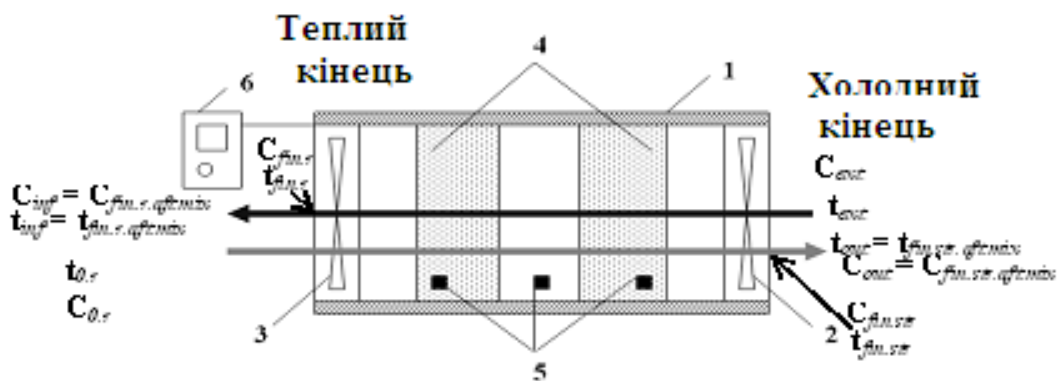


Рис. 1. Конструктивне виконання регенератора теплоти та вологи: 1 – труба (корпус); 2 – вентилятор зовнішній; 3 – вентилятор внутрішній; 4 – теплоакumuлюючі насадки; 5 – датчик температури; 6 – пульта управління

«силікагель – натрій сульфат», який синтезували методом золь-гель [16]. Насипна густина для композитних сорбентів «силікагель – натрій ацетат» становила 0,72 г/см³. Розмір гранул композитного сорбенту дорівнював 2–3,5 мм.

Контроль температур повітря й адсорбенту здійснювали за допомогою групи термоперетворювачів промислового виконання Pt1000, метеорологічні параметри (швидкість повітря, його напрям, температура, відносна вологість, атмосферний тиск) визначали за допомогою ультразвукової метеостанції “Coastal Environmental Systems C–5 S1019RB”.

Блок-схема алгоритму розрахунку експлуатаційних параметрів адсорбційного регенератора теплоти та вологи представлена на рис. 2. Як критерії ефективності експлуатації регенератора використані температурний коефіцієнт корисної дії, η_{tem} , вологісний коефіцієнт корисної дії, η_{hum} , тобто коефіцієнти регенерації теплоти та вологи.

Алгоритм передбачає розрахунок температурного коефіцієнта корисної дії [16]:

$$\eta_{tem} = \frac{t_{inf} - t_{ext}}{t_{out} - t_{ext}}, \quad (1)$$

де η_{tem} – температурний коефіцієнт корисної дії, або коефіцієнт регенерації теплоти; t_{inf} – температура припливного повітря, °С; t_{ext} – температура зовнішнього повітря, °С; t_{out} – температура повітря, яке викидається, °С.

Вологісний коефіцієнт корисної дії обчислювали згідно із [17]:

$$\eta_{hum} = \frac{C_{ext} - C_{inf}}{C_{ext} - C_{out}}, \quad (2)$$

де η_{hum} – вологісний коефіцієнт корисної дії, або коефіцієнт регенерації вологи; C_{inf} – абсолютна вологість припливного повітря, кг/м³; C_{ext} – абсолютна вологість зовнішнього повітря, кг/м³; C_{out} – абсолютна вологість повітря, яке викидається, кг/м³.

Абсолютну вологість повітря, що надходить, пропонується визначити як кінцеву абсолютну вологість повітря під час подачі. Абсолютну вологість повітря, яку викидають, можна обчислити як абсолютну вологість після змішування холодного зовнішнього повітря і теплого відпрацьованого повітря:

$$\eta_{tem} = \frac{t_{inf} - t_{ext}}{t_{out} - t_{ext}}, \quad (3)$$

де $C_{fin.str.afm.mix}$ – абсолютна вологість після змішування холодного зовнішнього повітря і теплого відпрацьованого повітря, кг/м³; V_{str} – об’єм повітря біля зовнішнього кінця реге-

нератора, м³; $C_{0.str}$ – початкова абсолютна вологість зовнішнього повітря під час викиду із приміщення, кг/м³; $C_{fin.str}$ – кінцева абсолютна вологість теплового повітря під час викиду, кг/м³.

Кінцева абсолютна вологість на виході з регенератора під час надходження або відтоку обчислюється так [16]:

$$C_{fin} = \frac{C_0}{e^{\frac{\beta \cdot (-\tau \cdot w \cdot C_0) + H}{A_{max} \cdot w}} + 1}, \quad (4)$$

де C_{fin} – кінцева абсолютна вологість на виході з регенератора під час надходження або відтоку, кг/м³; A_{max} – максимальна адсорбція, кг/кг; β – коефіцієнта масопередачі, с⁻¹; w , – швидкість вологого повітря, м/с; H – товщина шару адсорбенту, м, і τ – час подачі або викиду, с. Коефіцієнт масопередачі обчислювали згідно із [16]:

$$\beta = \left(\frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_{lc}} + \frac{1}{\beta_p} \right)^{-1}, \quad (5)$$

де β – коефіцієнт масопередачі, с⁻¹; β_y , β_{lc} , β_p – коефіцієнти масопередачі в газовій фазі, у поздовжньому перерізі і порах, с⁻¹.

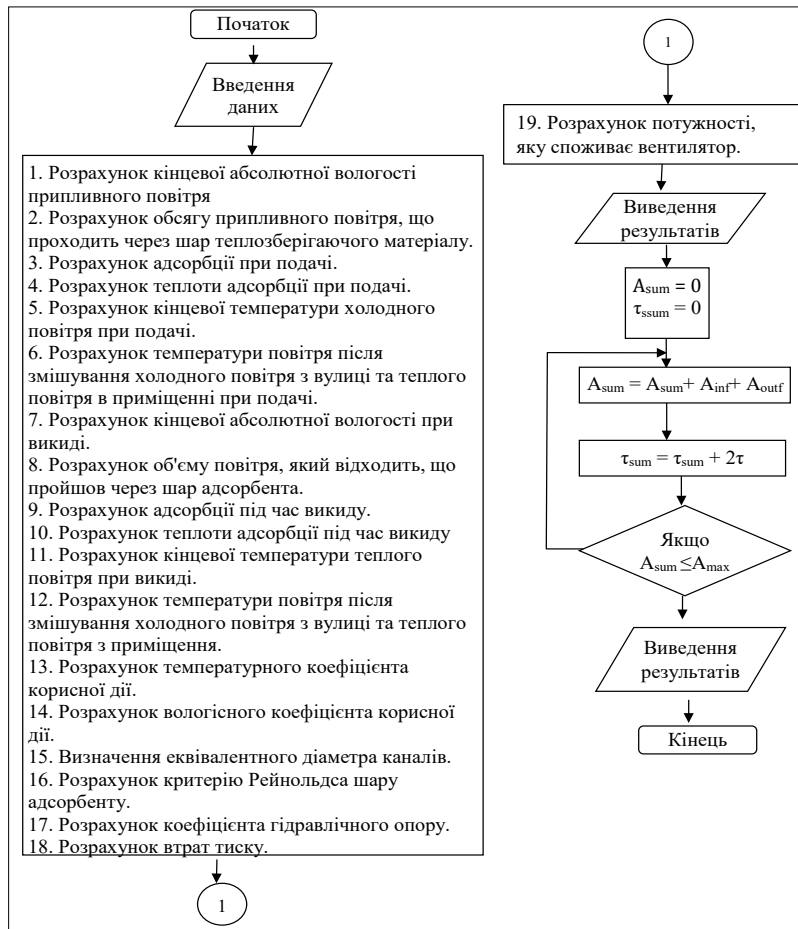


Рис. 2. Блок-схема алгоритму розрахунку адсорбційного регенератора теплоти та вологи

Температуру припливного повітря пропонується розраховувати як температуру після змішування холодного повітря з вулиці та теплого повітря у приміщенні під час припливу [16]:

$$t_{fin.r.aft.mix.} = \frac{V_r \cdot t_{0r} + V_{inf} \cdot t_{fin.r}}{V_r + V_{inf}}, \quad (6)$$

де $t_{fin.r.aft.mix.}$ – температура після змішування холодного повітря з вулиці та теплого повітря у приміщенні під час припливу, °C; V_r – об'єм приміщення, м³; t_{0r} – початкова температура повітря на виході із приміщення (теплий кінець), °C; $t_{fin.r}$ – кінцева температура припливного холодного повітря, °C.

Кінцеву температуру холодного повітря обчислюють за рівнянням теплового балансу, $t_{fin.r}$, °C [16]:

$$t_{fin.r} = (C' \cdot t_{0str} \cdot V_{inf} + 4.19 \cdot t_{0str} \cdot V_{inf} \cdot C_{0str} + \Delta H_{ads.inf} \cdot M_{ads}) / (C' \cdot V_{inf} + 4.19 \cdot V_{inf} \cdot C_{fin.r}), \quad (7)$$

де C' – об'ємна питома теплоємність повітря, кДж/м³·°C; t_{0str} – температура зовнішнього повітря (біля холодного кінця регенератора), °C; V_{inf} – об'єм припливного повітря, що проходить через шар теплоакмулюючого матеріалу, м³; C_{0str} – початкова абсолютна вологість на холодному кінці регенератора, кг/м³; $\Delta H_{ads.inf}$ – теплота адсорбції під час припливу, кДж/кг; M_{ads} – маса адсорбенту, кг; $C_{fin.r}$ – кінцева абсолютна вологість для припливу, кг/м³.

Об'єм повітря, пропущеного через шар адсорбенту під час подачі або викиду, V_{inf} або V_{outf} , м³, визначається згідно з:

$$V_{inf/outf} = F_s \cdot w \cdot \tau_{inf/outf}, \quad (8)$$

де w – швидкість потоку вологого повітря, м/с; τ – час подачі або викиду, с; F_s – площа поперечного перерізу регенератора, м².

Температуру повітря, що відходить, розраховують як температуру після змішування холодного повітря з вулиці та теплого повітря із приміщення на стадії викиду, $t_{fin.r.aft.mix.}$, °C:

$$t_{fin.str.aft.mix.} = \frac{V_{str} \cdot t_{0str} + V_{outf} \cdot t_{fin.str}}{V_{str} + V_{outf}}, \quad (9)$$

де V_{str} – об'єм повітря на зовнішньому кінці регенератора, м³; t_{0str} – початкова температура зовнішнього повітря під час викиду із приміщення, °C; $t_{fin.str}$ – відповідає кінцевій температурі теплого повітря під час викиду, °C.

Кінцева температура повітря під час викиду розраховується за допомогою теплового балансу, $t_{fin.str}$, °C:

$$t_{fin.str.} = \frac{C' \cdot t_{0r} \cdot V_{outf} + 4.19 \cdot t_{0r} \cdot V_{outf} \cdot C_{0r} + \Delta H_{ads.outf} \cdot M_{ads}}{C' \cdot V_{outf} + 4.19 \cdot V_{outf} \cdot C_{fin.str}}, \quad (10)$$

де C' – об'ємна питома теплоємність повітря, кДж/м³·°C; t_{0r} – температура повітря у приміщенні (біля теплого кінця регенератора), °C; V_{outf} – об'єм повітря, що проходить через шар теплоакмулюючого матеріалу під час викиду, м³; C_{0r} – початкова абсолютна вологість біля теплого кінця регенератора, кг/м³; $\Delta H_{ads.outf}$ – теплота адсорбції під час викиду, кДж/кг; M_{ads} – маса адсорбента, кг; $C_{fin.str}$ – кінцева абсолютна вологість під час відтоку, кг/м³.

Теплоту адсорбції під час подачі або викиду, ΔH_{ads} , кДж/кг, визначають згідно із [16]:

$$\Delta H_{ads} = \Delta h \cdot A \cdot \frac{1000}{\mu_{H_2O}}, \quad (11)$$

де Δh – теплота адсорбції, кДж/моль; A – адсорбція під час подачі або викиду, кг/кг; μ_{H_2O} – молярна маса води, г/моль.

Адсорбція на стадії подачі або викиду визначається відповідно за таким рівнянням:

$$A = \frac{C_0 - C_{fin}}{M_{ads}} \cdot V, \quad (12)$$

де V – об'єм повітря, що проходить через шар адсорбенту, м³; C_0 – початкова абсолютна вологість під час подачі або викиду, кг/м³; C_{fin} – кінцева абсолютна вологість під час припливу або відтоку, кг/м³; M_{ads} – маса адсорбенту, кг.

Потужність, яку споживає вентилятор:

$$N = \frac{v \cdot \Delta p}{\eta_{vent}}, \quad (13)$$

де N – потужність, яку споживає вентилятор, Вт; v – витрати повітря, м³/с; Δp – втрати тиску, Па; η_{vent} – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Втрати тиску визначали за рівнянням Дарсі – Вейсбаха [18]:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{H}{d_{e.ch}}, \quad (14)$$

де Δp – втрати тиску, Па; w – швидкість потоку вологого повітря, м/с; ξ – гідродинамічний опір шару адсорбенту; ρ – густина повітря, кг/м³; H – товщина шару адсорбенту, м; $d_{e.ch}$ – еквівалентний діаметр каналу, м.

Еквівалентний діаметр $d_{e.ch}$, м, визначали згідно з [18]:

$$d_{e.ch} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \cdot d, \quad (15)$$

де ε – порозність шару адсорбенту; d – діаметр гранули адсорбенту, м.

Величина порозності прийнята 0,259, що відповідає найбільш щільній укладці шару адсорбенту [18].

Гідродинамічний опір шару адсорбенту визначали згідно з [18]:

$$\xi = \frac{B}{Re_1}, \quad (16)$$

де B – емпіричний фактор, який прийнято рівним 1 900 [18]; Re_1 – критерій Рейнольдса для повітря, яке проходить через шар адсорбенту. Згідно з попередніми розрахунками, величини Re_1 не перевищують 30–40, що відповідає ламінарному режиму течії.

Методика розрахунку маси й об'єму адсорбенту передбачає визначення теплового навантаження на підігрів припливного повітря за традиційними методиками, наприклад, за СНіП 2.04.05-91, максимальної теплоти адсорбції, маси й об'єму адсорбенту відповідно до [16].

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Апробація запропонованого алгоритму розрахунку експлуатаційних характеристик регенератора проводилась на прикладі лабораторного прототипу. Результати розрахунків відповідають періодичним коливанням температури й абсолютної вологості на теплом та холодному кінцях регенератора, що якісно відповідає експериментальним даним. Різниця між експериментальними та розрахованими температурами нижча на 2–3 та 1–5 °С на зовнішньому і внутрішньому кінцях регенератора. Різниця між експериментальними й обчисленими значеннями абсолютної вологості не перевищує 1 г/м³ на обох кінцях регенератора. Розрахункові значення температурного та вологісного коефіцієнтів корисної дії дорівнюють відповідно 91 та 59%, їх експериментальні значення – 96 та 64%. Отже, ця математична модель є адекватною для якісної оцінки експлуатаційних характеристик адсорбційних регенераторів теплоти ти вологи у вентиляційних системах.

Пропонується використовувати адсорбційний регенератор для підігріву припливного повітря в умовах типової системи вентиляції трикімнатної квартири. Теплове навантаження для підігріву припливного повітря для трикімнатної квартири загальною площею 77,5 м² та висотою 2,5 м оцінюється як 338,26 МДж на добу, що відповідає 6 годинам роботи на день відповідно до результатів розрахунку за СНіП 2.04.05-91. Найбільш ефективними адсорбентами для нагрівання припливного повітря, мабуть, є композити, що містять 20% силікагелю та 80% натрій сульфату [16]. Маса й об'єм композиту «силікагель – натрій сульфат» для подачі розрахункового теплового навантаження оцінюються як 96,5 кг та 0,134 м³. Доцільно встановити чотири менші адсорбційні регенератори замість одного великого. У результаті маса композиту становить 25 кг на регенератор, об'єм якого становить 0,035 м³.

Встановлено, що зміна температури й абсолютної вологості на теплом і холодному кінцях регенератора має періодичну природу. Причому зі змен-

шенням часу перемикання (зміна напрямку) потоків амплітуди залежностей «температура – час» істотно знижуються як на теплом, так і на холодному кінцях пристрою. Це приводить до підвищення коефіцієнта корисної дії (рис. 3).

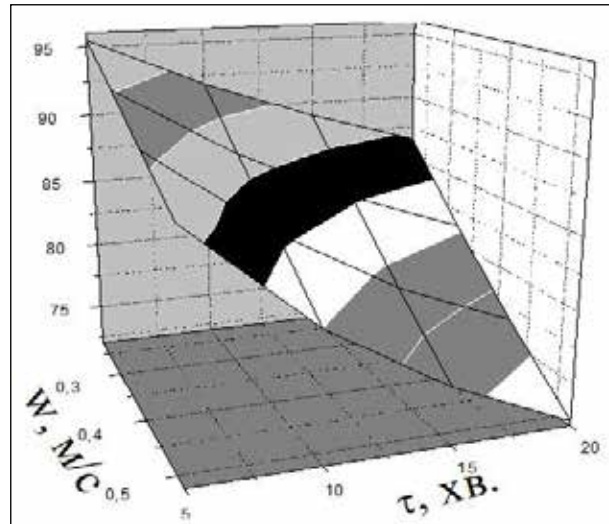


Рис. 3. Вплив швидкості потоку вологого повітря і часу перемикання потоків на температурний коефіцієнт корисної дії адсорбційних регенераторів на основі композитів «силікагель – натрій сульфат»

Максимальні значення коефіцієнтів корисної дії спостерігаються за швидкостями потоку вологого повітря 0,22–0,32 м/с і часу перемикання потоків не більше 5 хв. Аналогічним чином мінюється абсолютна вологість на зовнішньому та внутрішньому кінцях регенератора. Однак поблизу теплового кінця регенератора вона є майже сталою, вологісний коефіцієнт корисної дії залишається постійним і становить 59,1%. Його, вочевидь, визначають лише кінетика адсорбції й абсолютна вологість внутрішнього та зовнішнього повітря.

Час насичення адсорбенту (досягнення максимальної адсорбції) суттєво залежить від швидкості повітряного потоку. Він монотонно зменшується за збільшення швидкості повітряного потоку через одночасне збільшення об'єму повітря та кількості вологи, що надходить на шар адсорбенту. Найдовший час досягнення максимальної адсорбції спостерігається за швидкості повітряного потоку 0,22 м/с. Цій швидкості відповідають і максимальні значення часу насичення адсорбенту, тобто досягнення максимальної адсорбції (рис. 4).

Також ефективність роботи адсорбційного регенератора залежить від метеорологічних умов, тобто температури зовнішнього та внутрішнього повітря. У разі зменшення різниці між ними зростає температурний коефіцієнт корисної дії. Максимальні значення температурного коефіцієнта корисної дії встановлені, коли температури повітря всередині приміщення та назовні перебувають у межах 15–0 та –5–0 °С відповідно.

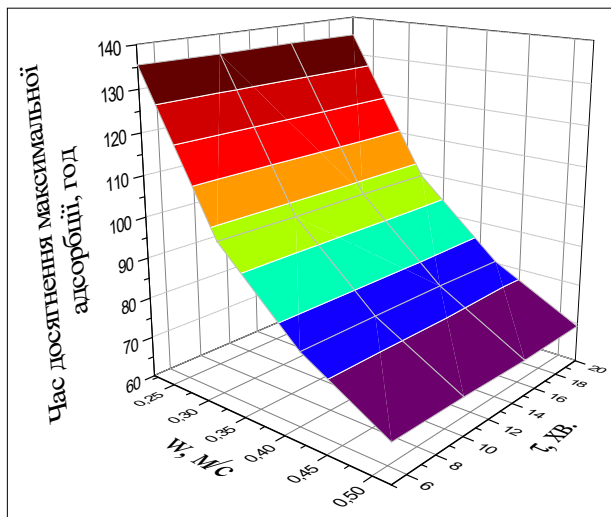


Рис. 4. Залежність часу досягнення максимальної адсорбції від часу перемикання потоків для адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій сульфат»

Аналогічним чином впливає на температурний коефіцієнт корисної дії абсолютна вологість зовнішнього та внутрішнього повітря. Підвищення його значень відбувається, коли зменшується різниця абсолютної вологості зовнішнього та внутрішнього повітря. Його максимальні значення не менше 90% відповідають абсолютній вологості зовнішнього та внутрішнього повітря 4,0–5,0 та 2,75–3,0 г/м³ відповідно.

Час досягнення максимальної адсорбції також визначається концентрацією вологи в зовнішньому та внутрішньому повітрі (рис. 5).

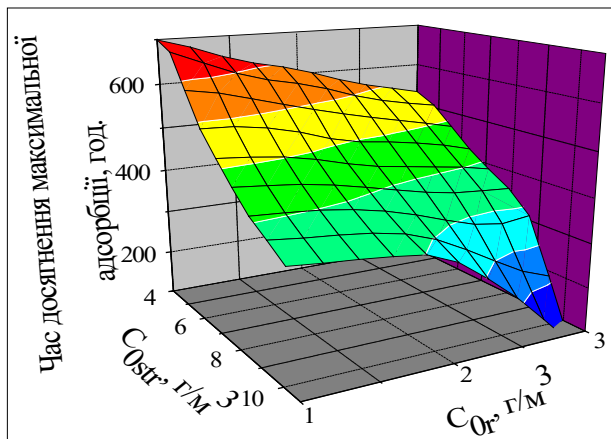


Рис. 5. Залежність часу досягнення максимальної адсорбції від внутрішньої та зовнішньої вологості. Швидкість потоку повітря – 0,22 м/с. Температура зовнішнього повітря – –23 °С, температура внутрішнього повітря – 25 °С, товщина шару адсорбенту – 1,1 м. Площа поперечного перерізу регенератора – 0,0314 м²

Максимальні значення досягнення максимальної адсорбції відповідають значенням абсолютної вологості зовнішнього та внутрішнього повітря 4–5 та 1–1,5 г/м³ відповідно.

Втрата тиску під час проходження потоку повітря через шар адсорбенту та споживана потужність вентилятора істотно залежать від швидкості потоку (рис. 6). Значення Δp та N зростають пропорційно w і w^2 відповідно, згідно з рівняннями (13), (14) і (16). Вочевидь, мінімальні значення споживаної потужності вентилятора, тобто 250 Вт, відповідають 0,22 м/с.

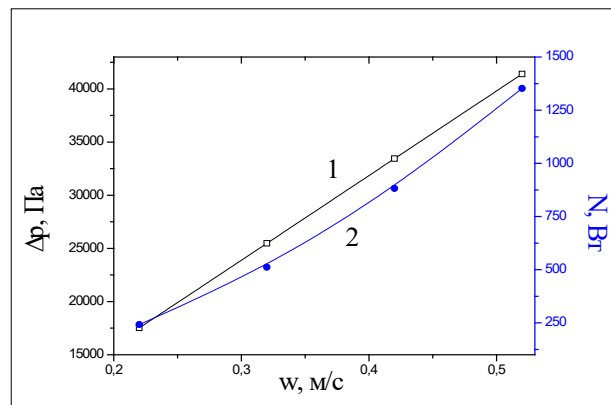


Рис. 6. Вплив швидкості потоку повітря на втрату тиску (1) та споживану потужність вентилятора (2) адсорбційного регенератора теплоти та вологи

Конструкційні характеристики адсорбційного регенератора помітно впливають на температурний коефіцієнт корисної дії та втрати тиску. Збільшення площі поперечного перерізу призводить до зростання обсягу повітря, що проходить через шар адсорбенту, отже, до зниження температурного коефіцієнта корисної дії (таблиця 1). Вологісний коефіцієнт корисної дії залишається майже сталим і становить 59,1%.

Таблиця 1. Вплив конструкції адсорбційного регенератора на його експлуатаційні характеристики (швидкість потоку повітря – 0,22 м/с, час перемикання потоків – 5 хв.)

Конструктивні характеристики регенератора		Температурний коефіцієнт корисної дії, %	Втрати тиску, Па	Споживана потужність вентилятора, Вт
Площа поперечного перерізу, м	Товщина шару адсорбенту, м			
0,0628	0,53	90,96	8 758	242,02
0,0471	0,70	92,97	11 568	239,74
0,03925	0,848	94,03	14 014	240,87

Водночас відбувається підвищення втрати тиску в разі зростання товщини шару адсорбенту. Але споживана потужність вентилятора змінюється незначно.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Відповідно до результатів математичного моделювання встановлено, що величина температурного

коефіцієнта корисної дії адсорбційного регенератора теплоти і вологи залежить від швидкості потоку припливного та викидного повітря, а також часу перемикавання потоків. Водночас величина вологісного коефіцієнта корисної дії залишається практично сталою. Підвищення швидкості призводить до зниження температурного коефіцієнта корисної дії, що є наслідком підвищення кількості поданого повітря. Скорочення часу перемикавання потоків сприяє зниженню амплітуди залежностей «температура – час» на теплому та холодному кінцях пристрою. Максимальні значення температурних коефіцієнтів корисної дії відповідають швидкостям потоку вологого повітря приблизно 0,22 м/с і часу перемикавання потоків не більш 5 хв.

Ці умови дозволяють досягти максимальних часів насичення шару адсорбенту.

Такий діапазон швидкостей відповідає мінімальним значенням втрати тиску, отже, споживаній потужності вентилятора.

Конструктивні характеристики адсорбційного регенератора значно впливають на температурний коефіцієнт корисної дії. Так підвищення площі повздовжнього перерізу та зниження товщини шару адсорбенту призводить до підвищення об'єму повітря, яке подається до шару адсорбенту, отже, до зниження температурного коефіцієнта корисної дії. Водночас зменшуються втрати тиску, але поперечний переріз шару адсорбенту зростає, що призводить до збільшення потоку повітря. Отже, ці зміни компенсують одна одну, і споживана потужність вентилятора залишається майже постійною (Таблиця 1).

Споживана потужність стандартних кондиціонерів, що працюють на нагрівання повітря у приміщеннях площею 15–140 м², коливається в межах від 0,6 до 2,9 кВт [19]. Навіть більше, на відміну від адсорбційного регенератора, у режимі нагрівання такі кондиці-

онери регулюють лише відносну вологість внутрішнього повітря.

Вологісний коефіцієнт корисної дії, як і час досягнення максимальної адсорбції визначається передусім абсолютною вологістю зовнішнього та внутрішнього повітря.

ВИСНОВКИ

Досліджено експлуатаційні характеристики адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат». Допрацьовано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора. Підтверджена задовільна кореляція результатів розрахунку згідно із запропонованим алгоритмом з експериментальними даними.

Проведено моделювання процесів експлуатації адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій сульфат» в умовах типової системи вентиляції. Виявлені оптимальні параметри процесів експлуатації, які дозволяють досягти максимальних значень температурного коефіцієнта корисної дії: час перемикавання потоків – до 5 хв., швидкість потоку повітря – 0,22–0,32 м/с. Показано основні чинники, які впливають на вологісний коефіцієнт корисної дії.

Проаналізовано вплив конструктивних параметрів адсорбційного регенератора теплоти та вологи на експлуатаційні характеристики адсорбційного регенератора теплоти та вологи. Показано, що зниження площі повздовжнього перерізу шару адсорбенту та зростання його товщини сприяють зростанню температурного коефіцієнта корисної дії. Споживана потужність вентилятора водночас не змінюється.

Представлена робота виконана за часткової підтримки Міністерства освіти і науки України в межах держбюджетної НДР 0119U002243.

REFERENCES

- [1] Östlin R. (2017). Evaluation of a Single Family Low Energy Building in Cold Climate. *Energy Procedia*, 132, 9–14.
- [2] Danilevskiy L.N. (2014). Sistemyi prinuditelnoy ventilyatsii s rekuperatsiyey teplovooy energii udalyaemogo vozduha dlya zhilyih zdaniy. Minsk, 128 s.
- [3] Dotsenko S.A. (2003). Energobereguyutshiyey tehnologii system ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukh. *Stroyprofil*, 4, 54–56.
- [4] Aristov Yu.I., Mezentshev I.V., Muhin V.A. (2006). Novyy podhod k regeneratsii teploty i vlagi v sisteme ventilyatsii pomeshcheniya. II. Prototip realnogo ustroystva. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*. 79, 1–7.
- [5] Gornik, I., Yang T., Gordeeva L., Wang W., Ge T., Aristov Yu. (2020). New Adsorption Method for Moisture and Heat Exchange in Ventilation Systems in Cold Countries: Concept and Mathematical Simulation. *Energies*. 13, 1386–1399.
- [6] Aristov Yu.I. (2015) Current progress in adsorption technologies for low-energy buildings. *Future Cities and Environment*, 10, 1–13.
- [7] Scapino L., Zondag H.A., Van Bael J., Diriken J., Rindt C.C.M. (2017). Sorption heat storage for long-term low-temperature applications [A review on the advancements at material and prototype scale]. *Applied Energy*, 190, 920–948.
- [8] Freni A., Maggio G., Sapienza A., Frazzica A., Restuccia G., Vasta S. (2016). Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat pumping, air conditioning and refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 104, 85–95.
- [9] Stritih U., Bombač A. (2014). Description and Analysis of Adsorption Heat Storage Device. *Strojnicki vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. 60, 619–628.
- [10] Mette, B., Kerskes, H., Drück, H., Müller-Steinhagen, H. (2013). New highly efficient regeneration process for thermochemical energy storage. *Applied Energy*, 109, 352–359.

- [11] Courbon, E., D'Ans, P., Permyakova, A., Skrylnyk, O., Steunou, N., Degrez, M., Frère, M. (2017). A new composite sorbent based on SrBr₂ and silica gel for solar energy storage application with high energy storage density and stability, *Applied Energy*, 190, 1184–1194.
- [12] Grekova A.D., Gordeeva L.G., Aristov Y.I. (2017). Composite “LiCl/vermiculite” as advanced water sorbent for thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*, 124, 1401–1408.
- [13] Lehmann, C., Beckert, S., Nonnen, T., Möllmer, J., Gläser, R., Kolditz, O., Nagel, T. (2017). A comparison of heat storage densities of zeolite granulates predicted by the Dubinin-Polanyi theory to experimental measurements, *Energy Procedia*, 105, 4334–4339.
- [14] Gacini, M., Zondag, H.A., Rindt, C.C.M. (2016). Effect of kinetics on the thermal performance of a sorption heat storage reactor, *Appl. Therm. Eng.*, 102, 520–531.
- [15] Hanzha Y.H., Khymentko A.H. (2012). Teplovoe akkumulyrovanye kak sposob povysheniya enerheticheskoi efektyvnosti system teplosnabzheniya *Enerhosberezhzhenye, Enerhetyka, Enerhoaudyt*, 3 (97), 16–21.
- [16] Sukhyu K.M., Belyanovskaya E.A., Kolomiyets, E.V. (2018). *Design and performance of adsorptive transformers of heat energy*. Riga, Latvia: LAP Lambert Academic Publishing, 117 p.
- [17] Kawamoto, K.; Cho, W.; Kohno, H.; Koganei, M.; Ooka, R.; Kato, S. (2016). Field Study on Humidification Performance of a Desiccant Air-Conditioning System Combined with a Heat Pump. *Energies*. 9 (2), 89.
- [18] Bratchikov S.G., Berman Yu.A., Belotserkovskiy Ya.L. i dr. (1970). *Teplotekhnika okuskovaniya zhelezorudnogo syirya / pod red. S.G. Bratchikova*. M.: Metallurgiya, 1970, 344
- [19] Ananov V.A., Balueva L.N., i dr. (2001). *Sistemy ventilyatsii i sozdaniya usloviy. Teoriya i praktika*. M: Evroklimat, 416.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Östlin R. Evaluation of a Single Family Low Energy Building in Cold Climate. *Energy Procedia*. 2017. № 132. P. 9–14.
- [2] Данилевский Л.Н. Системы принудительной вентиляции с рекуперацией тепловой энергии удаляемого воздуха для жилых зданий. Минск, 2014. 128 с.
- [3] Доценко С.А. Энергосберегающие технологии систем вентиляции и кондиционирования воздуха. *Стройпрофиль*. 2003. № 4. С. 54–56.
- [4] Аристов Ю.И., Мезенцев И.В., Мухин В.А. Новый подход к регенерации теплоты и влаги в системе вентиляции помещения. II. Прототип реального устройства. *Инженерно-физический журнал*. 2006. № 79. С. 1–7.
- [5] New Adsorption Method for Moisture and Heat Exchange in Ventilation Systems in Cold Countries: Concept and Mathematical Simulation / I. Girmik et al. *Energies*. 2020. № 13. P. 1386–1399.
- [6] Aristov Yu.I. Current progress in adsorption technologies for low-energy buildings. *Future Cities and Environment*. 2015. № 10. P. 1–13.
- [7] Sorption heat storage for long-term low-temperature applications [A review on the advancements at material and prototype scale] / L. Scapino et al. *Applied Energy*. 2017. № 190. P. 920–948.
- [8] Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat pumping, air conditioning and refrigeration / A. Freni et al. *Applied Thermal Engineering*. 2016. № 104. P. 85–95.
- [9] Stritih U., Bombač A. Description and Analysis of Adsorption Heat Storage Device. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. 2014. № 60. P. 619–628.
- [10] New highly efficient regeneration process for thermochemical energy storage / B. Mette et al. *Applied Energy*. 2013. № 109. P. 352–359.
- [11] A new composite sorbent based on SrBr₂ and silica gel for solar energy storage application with high energy storage density and stability / E. Courbon et al. *Applied Energy*. 2017. № 190. P. 1184–1194.
- [12] Grekova A.D., Gordeeva L.G., Aristov Y.I. Composite “LiCl/vermiculite” as advanced water sorbent for thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*. 2017. № 124. P. 1401–1408.
- [13] A comparison of heat storage densities of zeolite granulates predicted by the Dubinin-Polanyi theory to experimental measurements / C. Lehmann et al. *Energy Procedia*. 2017. № 105. P. 4334–4339.
- [14] Gacini M., Zondag H.A., Rindt C.C.M. Effect of kinetics on the thermal performance of a sorption heat storage reactor. *Appl. Therm. Eng.* 2016. № 102. P. 520–531.
- [15] Ганжа И.Г., Хименко А.Г. Тепловое аккумулярование как способ повышения энергетической эффективности систем теплоснабжения. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2012. № 3 (97). С. 16–21.
- [16] Sukhyu K.M., Belyanovskaya E.A., Kolomiyets E.V. Design and performance of adsorptive transformers of heat energy. Latvia, Riga : LAP Lambert Academic Publishing, 2018. 117 p.

[17] Field Study on Humidification Performance of a Desiccant Air-Conditioning System Combined with a Heat Pump / K. Kawamoto et al. *Energies*. 2016. № 9 (2). P. 89.

[18] Теплотехника окускования железорудного сырьѣ / С.Г. Братчиков и др. ; под. ред. С.Г. Братчикова. Москва : Металлургия, 1970. 344 с.

[19] Системы вентиляции и создания условий. Теория и практика / В.А. Ананьев и др. Москва : Евроклимат, 2001. 416 с.

© О. А. Беяновська, Р. Д. Литовченко, К. М. Сухий, О. О. Єрьомін, М. П. Сухий, М. В. Губинський, І. В. Суха

Дата надходження статті до редакції: 12.06.2020

Дата затвердження статті до друку: 10.07.2020