

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Беляновська Олена Анатоліївна

УДК 662.14,662.995;662.997

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ СТВОРЕННЯ АДСОРБЦІЙНИХ
ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРІВ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ
ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ**

05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика»

(шифр і назва спеціальності)

Технічні науки

(галузь знань)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати
власних досліджень. Використання
чужих ідей, результатів і текстів
мають посилання на відповідне
джерело _____

Беляновська О.А.

Науковий консультант

Сухий Костянтин Михайлович,
доктор технічних наук, професор.

Дніпро – 2025

АНОТАЦІЯ

Бєляновська О.А. Розвиток наукових основ створення адсорбційних теплотрансформаторів для систем теплопостачання та кондиціонування – Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» (144 – Теплоенергетика). – Український державний університет науки і технологій, Дніпро, 2025.

Дисертація спрямована на вирішення важливої науково-технічної проблеми розвитку наукових основ створення адсорбційних теплотрансформаторів для підігріву теплоносія – води або припливного повітря – в системах теплопостачання та вентиляції або кондиціонування повітря в житлових або складських приміщеннях.

На основі типових вимог до експлуатації та аналізу Звластивостей робочих пар «адсорбент – адсорбат» розроблені основні критерії та алгоритм підбору адсорбента та робочої рідини для теплотрансформаторів для систем теплопостачання вентиляції та кондиціонування. Базуючись на аналізі термічних мас теплотрансформаторів відкритого та закритого типів, показано, що ключовими критеріями підбору адсорбента є температура регенерації та адсорбційна ємність, тобто гранична адсорбція. Обґрунтовано вибір води, як основної робочої речовини.

Проаналізовано основні фактори, що впливають на термічні маси теплотрансформаторів відкритого та закритого типів. Підтверджено переваги композитів типу «силікагель – кристалогідрат». Зокрема, підтверджено перспективність використання адсорбенту «силікагель 20% – натрій сульфат 80%».

На основі аналізу процесів експлуатації адсорбційних перетворювачів теплової енергії відкритого та закритого типу для систем теплопостачання розроблені алгоритми розрахунку конструктивних параметрів та

експлуатаційних характеристик адсорбційних перетворювачів теплової енергії, які дозволяють дати інтегральну оцінку ефективності роботи пристрою в умовах типової системи тепlopостачання, вентиляції або кондиціонування. Вони включають обчислення коефіцієнта масопередачі, адсорбції, корисної теплоти адсорбції, теплової потужності для нагрівання адсорбенту, корпусу пристрою, води в зволожувачі, випаровування води, нагрівання адсорбованої води, десорбції та коефіцієнтів корисної дії. Запропоновані алгоритми мають задовільну узгодженість результатів розрахунків та експериментальних даних та дозволяють встановити оптимальний тепловий режим роботи адсорбційних перетворювачів теплової енергії в умовах типових систем тепlopостачання, вентиляції та кондиціонування.

Проаналізовано структуру витрат на експлуатацію адсорбційного трансформатора теплової енергії в системах тепlopостачання. Встановлено, що близько 90 % теплових витрат відповідає випаровуванню та десорбції. Показано, що ключовим заходом підвищення ефективності теплотрансформаторів відкритого або закритого типів є нетермічні заходи зі створення пароповітряної суміші, зокрема, ультразвукове зволоження потоку повітря, яке поступає до шару адсорбента.

Проаналізовано тепловий режим експлуатації адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу. Встановлено найбільш ефективні параметри експлуатації адсорбційного теплоакumuлятора для підігріву припливного повітря, які відповідають санітарним нормам.

Проведено ексергетичний аналіз експлуатації теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу. Підтверджено, що максимальні значення ексергетичного ККД та термічного ККД відповідають ідентичним параметрам експлуатації: початкові температури та абсолютна вологість початкового повітряного потоку повинні підтримуватися на рівні 20 – 30°C і 0,03 – 0,04 кг/м³.

На основі аналізу експлуатації лабораторного прототипу адсорбційного регенератора теплоти та вологи запропонована процедура розрахунку його основних експлуатаційних характеристик. Показана адекватність результатів розрахунку та експериментальних даних. Проаналізовано режим експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи. Показано основні фактори, які впливають на ефективність даного пристрою. Показано, що як ключеві параметри для оптимізації експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи доцільно розглядати температурний коефіцієнт корисної дії, час досягнення максимальної адсорбції та споживану потужність вентилятора.

Розроблені конструкції адсорбційних трансформаторів теплової енергії – адсорбційних регенераторів теплоти та вологи, а також адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу для підігріву припливного повітря. Запропоновано математичну модель та процедури розрахунку основних проектних характеристик та теплових режимів роботи адсорбційних теплоакumuлюючих пристроїв відкритого типу та адсорбційного регенератора в умовах традиційних систем тепlopостачання та/або вентиляції систем житлових або складських приміщень.

Розглянуто основні принципи експлуатації адсорбційних холодильних пристроїв в умовах типових систем кондиціонування. Встановлені оптимальні умови експлуатації. Розроблені заходи, які дозволяють частково утилізувати теплоту адсорбції – використати для підігріву теплоносія, який можна використати як для підігріву адсорбента до температури початку адсорбції, так і в системі гарячого водопостачання.

Ключові слова: трансформація теплової енергії, адсорбційний теплотрасформатор, теплоакumuлюючих пристрій, адсорбційний регенератор теплоти та вологи, композитний адсорбент «поринна матриця – сіль».

ABSTRACT

Belyanovskaya E.A. Development of the scientific basis for the creation of adsorption heat transformers for heat supply and air conditioning systems – The manuscript of a qualification scientific work.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.14.06 "Technical thermal physics and industrial thermal power engineering" (144 - Thermal power engineering). – Ukrainian State University of Science and Technologies, Dnipro, 2025.

The dissertation is aimed at solving an important scientific and technical problem of the development of the scientific foundations of the creation of adsorption heat transformers for heating the heat carrier - water or supply air - in systems of heat supply and ventilation or air conditioning in residential or warehouse premises.

On the basis of typical requirements for operation and analysis of the properties of "adsorbent - adsorbate" working pairs, the main criteria and algorithm for selecting an adsorbent and working fluid for heat transformers for heat supply, ventilation and air conditioning systems have been developed. Based on the analysis of the thermal masses of heat transformers of open and closed types, it is shown that the key criteria for adsorbent selection are regeneration temperature and adsorption capacity, i.e. limit adsorption. The choice of water as the main working substance is justified.

The main factors affecting the thermal mass of heat transformers of open and closed types are analyzed. The advantages of composites of the "silica gel - crystal hydrate" type have been confirmed. In particular, the promising use of the adsorbent "silica gel 20% - sodium sulfate 80%" has been confirmed.

Based on the analysis of the operation processes of open and closed adsorption heat transformers for heat supply systems, algorithms have been developed for calculating design and operational parameters of adsorption heat energy converters, which allow to give an integral assessment of the efficiency of the device in the conditions of a typical heat supply, ventilation or air conditioning

system. These include the calculation of the mass transfer coefficient, adsorption, useful heat of adsorption, thermal power for heating the adsorbent, device body, water in the humidifier, water evaporation, heating of the adsorbed water, desorption, and efficiency coefficients. The proposed algorithms have a satisfactory consistency of calculation results and experimental data and allow to establish the optimal thermal mode of operation of adsorption heat energy converters in the conditions of typical heat supply, ventilation and air conditioning systems.

The cost structure for the operation of the heat energy adsorption transformer in heat supply systems is analyzed. It was established that about 90% of heat consumption corresponds to evaporation and desorption. It is shown that the key measure for increasing the efficiency of heat transformers of open or closed types is non-thermal measures to create a steam-air mixture, in particular, ultrasonic humidification of the air flow that enters the adsorbent layer.

The thermal mode of operation of an open-type adsorption heat-accumulating device is analyzed. The most effective operating parameters of the adsorption heat accumulator for heating supply air, which meet sanitary standards, have been established.

An exergy analysis of the operation of an open-type heat storage device was carried out. It has been confirmed that the maximum values of exergetic efficiency and thermal efficiency correspond to identical operating parameters: the initial temperatures and absolute humidity of the initial air flow should be maintained at 20 - 30°C and 0.03 - 0.04 kg/m³.

Based on the analysis of the operation of the laboratory prototype of the heat and moisture adsorption regenerator, a procedure for calculating its main operational characteristics is proposed. Adequacy of calculation results and experimental data is shown. The mode of operation of the heat and moisture adsorption regenerator is analyzed. The main factors affecting the efficiency of this device are shown. It is shown that as key parameters for optimizing the operational characteristics of the heat and moisture adsorption regenerator, it is advisable to

consider the temperature coefficient of useful action, the time to reach maximum adsorption, and the fan power consumption.

Designs of adsorption heat energy transformers - adsorption heat and moisture regenerators, as well as an open-type adsorption heat storage device for heating supply air - have been developed. A mathematical model and procedures for calculating the main design characteristics and thermal modes of operation of open-type adsorption heat-accumulating devices and adsorption regenerator in the conditions of traditional heat supply and/or ventilation systems of residential or warehouse premises are proposed.

The main principles of operation of adsorption refrigerating devices in the conditions of typical air conditioning systems are considered. Optimal operating conditions are established. Measures have been developed that allow partial utilization of the heat of adsorption - to use heat for heating, which can be used both for heating the adsorbent to the temperature of the start of adsorption, and in the hot water supply system.

Key words: thermal energy transformation, adsorption heat transformer, heat storage device, heat and moisture adsorption regenerator, composite adsorbent "porous matrix - salt".

Список робіт здобувача

Монографії

1. Сухий К.М., Коломієць О.В., Беляновська О.А., Сергієнко Я.О., Суха І.В., Губинський М.В. Композитні сорбенти «силікагель – кристалогідрат». Синтез. Властивості. Використання / Монографія. – Дніпро: ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 196 с. *Дисертантом проаналізовано основні стадії роботи адсорбційних модулів на основі композитів «силікагель – кристалогідрат» та встановлено кореляцію властивості адсорбента – ефективність роботи адсорбційного теплоакumuлюючого модуля.*
2. Sukhyu, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyu, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyu. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp. (Індексується в Scopus). *Дисертантом проведено аналіз літературних джерел за тематикою дослідження, розроблено алгоритми розробки конструктивних та визначення експлуатаційних характеристик, а також критеріїв ефективності адсорбційних теплотрансформаторів.*
<https://www.igi-global.com/book/technology-development-adsorptive-heat-energy/244455#table-of-contents>
3. Sukhyu K.M., Belyanovskaya E.A., Kolomiyets E.V. Design and performance of adsorptive transformers of heat energy. – Riga, Latvia: LAP Lambert Academic Publishing, 2018. – 117 p. *Дисертантом проаналізовано режими експлуатації адсорбційних трансформаторів теплової енергії, запропоновано основні алгоритми та процедури розрахунку їх експлуатаційних характеристик.*
4. Сухий К.М., Козлов Я.М., Беляновська О.А., Сухий М.П. Системи акумулювання і трансформації сонячної енергії: Монографія/ Сухий К.М., Козлов Я.М., Беляновська О.А., Сухий М.П. – Д.: ДВНЗ УДХТУ, 2017. – 168 с. *Дисертантом розглянуто можливості використання адсорбційних теплотрансформаторів для поглинання, акумулювання та перетворення сонячної енергії.*

Розділи монографій, які видано в Євросоюзі

5. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyu K.M., Prokopenko E.M., Yeromin O.O., Sukhyu M.P. Improving the Performance of Open-Type Adsorptive Converters of Heat Energy for Heating Inflow Air // Wissenschaft für den modernen menschen: technik und technologie, informatik, sicherheit. Book 1. Part 1 / [team of authors: Choporov O.N., Lvovich I.Y., Osadchuk A.V., Preobrazhenskiy A.P., Romanyuk O.N., Sukhyu K.M. and etc.]. – Karlsruhe: NetAkhatAV, 2020 – P. 34 – 51 *Дисертантом розглянуто режими експлуатації адсорбційних теплотрансформаторів відкритого типу для підігріву припливного повітря, запропоновано та проаналізовано заходи для підвищення ефективності їх експлуатації.*

6. Belyanovskaya E., Sukhyu K., Kolomiyets E., Gubinskyi M. Operating characteristics of heat conversion units in heat supply system // The Actual Problems of the World Today. – Vol. 2. – London: Sciemcee Publishing, 2019. – P. 207 – 219. *Дисертантом проаналізовано процеси експлуатації адсорбційних теплових акумуляторів, встановлено основні статті витрат на експлуатацію, запропоновано заходи для підвищення ефективності їх роботи.*

Scopus

7. Rimar M., Sukhyu K., Belyanovskaya E., Yeromin O., Prokopenko E., Kulikov A., Fedak M., Frolova L., Pustovoy G., Kulikova O., Savko V. Selection Criteria of Working Pairs Adsorbent – Adsorbate for Thermal Energy Transformers // MM Science Journal. – 2022. – № 12. – P. 6246 – 6250. *Дисертантом запропоновано основні критерії та розроблено алгоритми підбору адсорбентів для систем теплопостачання, вентиляції та кондиціонування.*

8. Belyanovskaya, E.A., Rimár, M., Lytovchenko R.D., Variny M.V., Sukhyu K.M., Yeromin O.O., Sykhyu M. P, Prokopenko E. M., , Sukha I.V., Gubinskyi M. V., Kizek, J. Performance of Adsorptive Heat-Moisture Regenerator Based on Composites 'Silica Gel – Sodium Sulphate' // Sustainability. – 2020. –

Vol. 12. – P. 5611. *Дисертантом допрацьовано математичну модель роботи адсорбційного регенератора теплоти та вологи, оцінено гідравлічний опір шару адсорбенту та потужність допоміжних пристроїв*

9. Serhiienko, Yana O. Technology of obtaining new materials for adsorptive heat energy transformation type «silica gel – crystalline hydrate»/ Yana O. Serhiienko, Kostyantyn M. Sukhyu, Elena A. Belyanovskaya, Elena V. Kolomiyets, Mykhailo V. Gubynskyi, Olga I. Tkalya, Irina V. Sukha, Oleksandr V. Zaichuk // J. Chem. and Chem. Technology. – 2019. – Vol. 27, № 2. – P. 239 – 246. <http://chemistry.dnu.dp.ua/issue/view/08192701> *Дисертантом сформульовано основні вимоги до адсорбентів, за участю аспіранта Я.О. Сергієнко сплановано основні стадії синтезу композитних адсорбентів.*

10. Belyanovskaya, E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyu K.M., Yereimin O. O., Sukha I. V., Prokopenko E.M. Operating regime of adsorptive heat-moisture regenerators based on composites «silica gel – sodium sulphate» and «silica gel – sodium acetate» // J. Chem. and Chem. Technology – 2019. – Vol. 27, № 2. – P. 158 – 168. <http://chemistry.dnu.dp.ua/issue/view/08192701> *Дисертантом проаналізовано основні стадії експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи, розроблено математичну модель роботи, перевірено її адекватність, запропоновано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи, порівняно ефективність роботи модулів на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат».*

11. Sukhyu K., Belyanovskaya E., Kovalenko V., Kotok V., Sukhyu M., Kolomiyets E., Gubynskyi M., Yeromin O., Prokopenko O. The study of properties of composite adsorptive materials “silica gel – crystalline hydrate” for heat storage devices // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol. 91, № 1. – P. 52 – 58. (DOI: 10.15587/1729-4061.2018.123896) *Дисертантом проведено дослідження властивостей композитних адсорбентів «силікагель – кристалогідрат» та встановлено кореляцію теплоти адсорбції та складу адсорбента.*

12. Sukhyy K.M., Belyanovskaya E.A., Sukha I.V., Kolomiyets E.V., Gavrillko A.V., Sukhyy M.P. Solar Adsorptive Chiller based on Composite Sorbent 'Silica Gel – Sodium Acetate', synthesized by Sol – Gel Method // Вопросы химии и химической технологии. – 2015. – Т. 6 (104). – С. 80 – 86. *Дисертантом розглянуто основні стадії процесів експлуатації адсорбційних холодильних установок на основі композиту «силікагель – натрій сульфат» та порівняно основні критерії оцінки їх ефективності.*
13. Sukhyy K.M., Gomza Yu.P., Belyanovskaya E.A., Klepko V.V., Shilova O.A., Sukhyy M.P., Gavrillko A.V. Proton-Conducting Organic-Inorganic Silicophosphates doped by Polyionenes // Вопросы химии и химической технологии. – 2015. – Т. 5 (103). – С. 95 – 102. *Дисертантом досліджено вплив полііоненів на швидкість реакції гідролітичної конденсації тетраетоксисилану.*
14. Sukhyy Kostyantyn M., Gomza Yuri P., Belyanovskaya Elena A., Klepko Valeriy V., Shilova Olga A., Sukhyy Mikhaylo P. Resistive humidity sensors based on proton-conducting organic-inorganic silicophosphates doped by polyionenes // J Sol-Gel Sci Technol. – 2015. – Vol. 74, № 2. – P. 472 – 481 (DOI 10.1007/s10971-015-3622-7) *Дисертантом розглянуто вплив умов синтезу на склад та структуру органо-неорганічного нанокомпозиту.*
15. Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy. Structure and Adsorption Properties of the Composites 'Silica Gel – Sodium Sulphate', obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412. (DOI 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.013) *Дисертантом сплановано випробування адсорбційного теплоакумуючого пристрою на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», синтезованих золь – гель методом, та проведено аналіз отриманих результатів.*

Web of Science

16. Belyanovskaya E.A., Pustovoy G.N., Sukhyy K.M., Sergiyenko Ya.O., Yeromin O.O., Prokopenko E.M. , Gubinskyi M.V., Kizek J., Lukáč L.

Adsorptive solar refrigerators based on composite adsorbents 'silica gel – sodium sulphate' // Civil and environmental engineering reports. – 2019. – № 30(3). – P. 200 – 208. *Дисертантом розроблено процедуру розрахунків адсорбційних сонячних холодильних установок.*

Фахові журнали

17. Belyanovskaya, E. Performance of Heat Pump Based on Composite Adsorbent 'Silica Gel –Crystalline Hydrate' [Text] / E. Belyanovskaya, K. Sukhyu, Y. Serhiienko, M. Sukhyu, I. Sukha // Scientific Works. – 2023. – Vol. 87, №1. – P. 81 – 86. *Дисертантом проведено аналіз основних факторів, які впливають на ефективність роботи адсорбційного теплового насосу, розроблено процедуру оцінки коефіцієнта корисної дії пристрою.*

18. Бебяновська О.А., Сухий К.М., Пустовой Г.М., Єршомін А.О., Сухий М.К., Фролова Л.А. Критерії підбору робочих пар для адсорбційних холодильних пристроїв // Вчені записки Таврійського Національного університету. Сер. Технічні науки. – 2022. – № 6. – С. 136 – 140. *Дисертантом розроблено основні та розроблено алгоритм підбору робочих пар «адсорбент – хладоагент» для адсорбційних холодильних установок, визначено загальні умови до адсорбентів та хладоагентів, порівняно основні переваги та недоліки, а також показано границі хладоагентів – води, аміаку, метанолу та етанолу, показано переваги використанні композитів «сіть в пористій матриці» перед традиційними адсорбційними середовищами.*

19. Belyanovskaya, E., Sukhyu, K., Serhiienko, Y., Sukhyu, M., Pustovoy, G., Sukha, I. Exergy Analysis of an Open-Mode Adsorptive Heat Storage Unit based on Composite Adsorbent 'Silica Gel – Crystalline Hydrate' // Scientific Works. – 2022. – Vol. 86(1). – P. 51 - 56. *Дисертантом проведено аналіз основних факторів, які впливають на ексергетичний коефіцієнт корисної дії адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу, розроблено процедуру оцінки ексергетичного коефіцієнта корисної дії теплоакumuлюючого модуля.*

20. Бебяновська, О.А. Термічні маси адсорбційних теплоакумуючих пристроїв на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат»/ О.А. Бебяновська, К.М. Сухий, Р.Д. Литовченко, І.В. Суха, Я.О. Сергієнко // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки – 2021. – № 2. – С. 44 – 48. *Дисертантом запропонована процедура розрахунку термічної маси адсорбційного теплоакумуючого пристрою, проведена оцінка термічних мас, оцінено основні фактори, які впливають на величину термічної маси.*

http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2021/2_2021/part_2/9.pdf

21. Belyanovskaya, E., Lytovchenko, R., Sukhyu K., Serhiienko Y., Sukhyu M., Sukha I. Thermal conditions of adsorptive heat storage device operating in open-mode for heating inflowing air // Scientific Works. –2021. – Vol 85. – № 1. – P. 15 – 19 (Наукові праці, Одеська Національна Академія харчових технологій). *Дисертантом розроблена методика розрахунку динамічних залежностей температура – час протягом розряду адсорбційного тепло акумулятора відкритого типу, проведена перевірка на адекватність запропонованої математичної моделі, встановлені найбільш ефективні та безпечні режими експлуатації адсорбційного модуля в умовах типової системи вентиляції.*

<https://journals.onaft.edu.ua/index.php/swonaft/article/view/2062/2267>

22. Бебяновська О.А., Пустовой Г.М., Суха І.В., Склярєнко О.І., Сухий М.П., Губинський М.В., Сухий К.М. Експлуатаційні характеристики адсорбційного холодильного модуля парової компресійної холодильної установки // Вісник Таврійського Національного університету. Сер. Технічні науки. – 2020. – № 4. – С. 136 -140. *Дисертантом проаналізовано шляхи утилізації теплоти конденсації при експлуатації парової компресорної холодильної установки, запропонована схема установки з адсорбційним холодильним модулем, оцінено його холодопродуктивність та холодильний коефіцієнт.*

23. Бебяновська О.А., Литовченко Р.Д., Сухий К.М., Єрьомін О.О., Сухий М.П., Губинський М.В., Суха І.В. Процеси експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат» // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова. – 2020. – № 2. – С. 48 – 57. *Дисертантом розвинуто методу визначення експлуатаційних характеристик регенератора теплоти та вологи, та проаналізовано вплив конструктивних характеристики на ефективність роботи адсорбційного регенератора теплоти та вологи)* <http://znp.nuos.mk.ua/archives/2020/2/9.pdf>
24. Бебяновська О.А., Пустовой Г.М., Скляренко О.І., Сухий М.П., Сухий К.М., Єрьомін О.О., Прокопенко О.М. Алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик парової компресійної холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем // Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація. – 2020. – № 2 (8). – С.3-9. *Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристики парової компресорної холодильної установки, розроблено критерії підбору адсорбентів для адсорбційних холодильних модулів.*
25. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyu K.M., Sukhyu M.P., Gubynskyi M.V., Sukha I.V. Performance of adsorptive heat-moisture regenerator // Наукові праці. – 2020. – Том 84, вип. 1. – С. 99 – 104. <https://journals.onaft.edu.ua/index.php/swonaft/article/view/1877> *Дисертантом проведено порівняння ефективності експлуатації адсорбційних регенераторів теплової енергії на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат»*
26. Бебяновська О.А., Литовченко Р.Д., Михайлов А.Г., Сухий К.М., Суха І.В. Алгоритм розрахунку конструктивних та експлуатаційних характеристик адсорбційного акумулятора теплової енергії відкритого типу на основі композитних адсорбентів // Комп'ютерне моделювання, аналіз, управління та оптимізація. – 2019. – №. 1. – С. 3-8. *Дисертантом дорацьовано алгоритм розрахунку конструктивних та експлуатаційних*

характеристик адсорбційного тепло акумулятора відкритого типу на основі композитних сорбентів.

27. Бебяновська, О.А. Експлуатаційні характеристики адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композиту «силікагель - натрій ацетат» [Текст] / О.А. Бебяновська, Р.Д. Литовченко, К.М. Сухий, О.О. Овчиннікова, М.В. Губинський // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова. – 2019. – № 1. – С. 74 – 81. *Здобувачем проаналізовано вплив експлуатаційні характеристики адсорбційних регенераторів теплоти та вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій ацетат».*

28. Belyanovskaya E.A., Pustovoy G. N., Sergiyenko Ya.O., Sukhyy K. M., Yeromin O.O., Prokopenko E. M., Gubinskyi M. V., Kizek J. Performance of the Adsorptive Solar Refrigerators Based on Composite Adsorbents 'Silica Gel – Sodium Sulphate' // Advances in Thermal Processes and Energy Transformation. – 2019. – Vol. 2. – 2019. – P. 19-23. *Дисертантом проаналізовано основні заходи з підвищення ефективності експлуатації адсорбційних холодильних установок.*

29. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyy K.M., Prokopenko O.M., Yeromin O.O., Sukha I.V. Choice criteria of adsorbents for heat energy converters in ventilation systems // Наукові праці Одеської Національної академії харчових технологій. – 2019. – Т. 83. – С. 3 – 9. *Здобувачем проаналізовано вплив характеристик адсорбенту на ефективність роботи адсорбційних регенераторів теплоти та вологи в системах вентиляції, розроблено алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик, встановлено основні критерії підбору адсорбентів.*

30. Бебяновська, О., Пустовой, Г., Сухий, М., Сухий, К., Литовченко, Р. Performance evaluation of adsorptive refrigerators based on composite adsorbents "silica gel – sodium sulphate" and "silica gel – sodium acetate" // Наукові праці ОНАХТ. – 2019. – Т. 83(2). – Р. 96-101. <https://doi.org/10.15673/swonaft.v2i83.1514> *Дисертантом розроблено*

процедуру оцінки ефективності процесів експлуатації адсорбційних холодильних пристроїв, проаналізовано вплив властивостей адсорбента на ефективність експлуатації адсорбційних холодильних установок.

31. Бебяновська О.А., Литовченко Р.Д., Сухий К.М., Бузов А.Є., Сухий М.П. Энергоефективні процеси експлуатації адсорбційного акумулятора теплової енергії на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат» // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова. – 2019. – № 3. – С. 27 – 34
Дисертантом запропоновано заходи з підвищення ефективності експлуатації адсорбційного теплового акумулятора на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат».

32. Бебяновська, О. А., Пустовой, Г. М., Сухий, К. М., Губинський, М. В., Сухий, М. П., Дорошенко, О. В., Сергієнко, Я. О. Експлуатація адсорбційних холодильних установок на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» для зберігання сільськогосподарської продукції // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – Т. 55(3). – Р. 165 - 171.
Дисертантом розглянута експлуатація адсорбційних холодильних установок на основі «силікагель – натрій сульфат», запропонована процедура розрахунку конструктивних та експлуатаційних характеристик.

33. Бебяновская Е.А., Литовченко Р.Д., Сухой К.М., Губинский М.В., Сухой М.П. Алгоритм расчета эксплуатационных характеристик адсорбционного регенератора теплоты и влаги // Комп'ютерне моделювання, аналіз, управління, оптимізація. Збірник наукових праць – 2018. – № 2. – С. 3 – 8. *Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи, показано кореляцію ефективності та параметрів режиму експлуатації.*

34. Belyanovskaya E.A., Sukhyu K.M., Lytovchenko R.D., Gubinskyi M. V., Prokopenko E.M., Yeromin O.O. Performance of Adsorptive Heat Energy Converters for Heat Supply Systems // Advances in Thermal Processes and Energy Transformation. – 2018. – Vol. 1, № 3. – P. 55 – 16. *Дисертантом*

визначено основні експлуатаційні характеристики адсорбційних теплоакумуючих пристроїв відкритого та закритого типу.

35. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyu K.M., Sukhyu M.P., Gubinskyi M.V. Performance characteristics of adsorptive regenerator of low-potential heat and moisture based on composite adsorbents ‘silica gel – sodium sulphate’ synthesized by sol – gel method // Наукові праці ОНАХТ. – 2018. – Т. 82, вип. 1. – Р. 37 – 41. *Дисертантом розроблено процедуру розрахунку адсорбційного регенератора теплоти та вологи, запропонована модель його експлуатації встановлена адекватність запропонованої моделі, показано вплив режиму експлуатації на ефективність роботи регенератора.*

36. Бебяновская Е.А., Пустовой Г.Н., Сухой К.М., Коломиец Е.В., Сухой М.П. Адсорбционные холодильные установки на основе композитных адсорбентов «силикагель – сульфат натрия» // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія. – 2018. – № 39(1315). – С. 38 – 42. *Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку адсорбційної холодильної установки.*

37. Сухий К.М., Козлов Я.М., Бебяновська О.А., Прокопенко О.М., Суха І.В., Дорошенко О.М. Експлуатаційні характеристики полімерних сонячних колекторів для адсорбційних холодильних геліоустановок // Холодильна техніка і технологія. – 2018. – Т. 54, № 1. – С. 9-15 (DOI 10.15673/ret.v54i1.984). *Дисертантом показано загальні принципи підбору сонячних колекторів для адсорбційних холодильних установок.*

38. Kolomiyets, O.V. Operating properties of composite materials “silica gel – sodium sulphate” and «silica gel – sodium acetate» for solar adsorptive heat pumps [Text] / O.V. Kolomiyets, E. A. Belyanovskaya, I.V. Sukha, M.P. Sukhyu, K.M. Sukhyu, O.M. Prokopenko // Вісник Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету. – 2017. – № 2. – С. 83 – 86. ISSN 2413 – 4899. *Дисертантом проаналізовано основні експлуатаційні характеристики адсорбційних теплових насосів на основі композитів «силикагель – натрій сульфат» та «силикагель – натрій ацетат».*

39. Belyanovskaya E. A., Sukhyu K.M., Kolomiyets O.V., Sukhyu M.P. Operating processes parameters of open-type heat storage devices in heat supply systems // Наукові праці ОНАХТ. – 2017. – Т. 81, вип. 1. – С. 4 – 9. *Дисертантом сплановано експеримент, запропоновано процедуру розрахунку експлуатаційних характеристик теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу.*
40. Сухий, К.М. Алгоритм розрахунку об'єму адсорбційного теплового акумулятора для системи децентралізованого опалювання [Текст] / К.М. Сухий, О.В. Коломієць, О.М. Прокопенко, А.В. Гаврилко, О.А. Бесяновська // Комп'ютерне моделювання, аналіз, управління, оптимізація. Збірник наукових праць – 2017. – С. 72 – 76. *Дисертантом запропоновано алгоритм розрахунку об'єму адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою в умовах системи децентралізованого теплопостачання.*
41. Коломієць, О. В. Технологія регенерації низькопотенційного тепла та вологи композитним сорбентом «Силікагель/натрій сульфат» [Текст] / О. В. Коломієць, К. М. Сухий, О. А. Бесяновська, В. І. Томіло, М. П. Сухий // Вопр. химии и хим. технологии. – 2016. – 5 – 6 (109). – С. 68 – 73. *Дисертантом сплановано експеримент та проаналізовано режим експлуатації адсорбційного регенератора теплової енергії.*
42. Сухой, К. М. Алгоритм расчета эксплуатационных характеристик адсорбционного аккумулятора тепловой энергии для системы децентрализованного отопления [Текст] / К. М. Сухой, Е. В. Коломиец, Е. А. Бесяновская // Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація : збірник наукових праць. – 2016. – № 1 (1). – С. 65 – 69. *Дисертантом запропоновано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного акумулятора теплової енергії.*
43. Kolomiyets, O. V. Operating characteristics of adsorptive regenerator of low-potential heat and moisture based on composite sorbents 'silica gel – sodium sulphate and silica gel – sodium acetate' synthesized by sol – gel method [Text] / O. V. Kolomiyets, K. M. Sukhyu, E. A. Belyanovskaya, V. I. Tomilo, O.

М. Прокопенко // Наукові праці ОНАХТ. – 2016. – Т. 80, вип. 1. – С. 108 – 113. *Дисертантом сплановано експериментальне дослідження експлуатаційних характеристик адсорбційних регенераторів та проаналізовано вплив характеристик адсорбентів на властивості регенераторів.*

44. Коломієць, О. В. Основні експлуатаційні характеристики композитних сорбентів «силікагель/сульфат натрію» та «силікагель/ацетат натрію» для адсорбційних холодильників [Текст] / О. В. Коломієць, К. М. Сухий, О. А. Беяновська, П. В. Вакулук, В. І. Томіло, О. М. Прокопенко // Наукові записки НаУКМА. Сер. Хімічні науки і технології. – 2016. – Т. 183. – С. 36 – 42. *Дисертантом визначено основні вимоги до композитних сорбентів в умовах адсорбційних холодильних установок та сплановано експерименти з дослідження експлуатаційних характеристик композитних адсорбентів «силікагель –натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат».*

45. Коломієць О.В., Беяновська О.А., Сухий К.М., Прокопенко О.М., Козлов Я.М., Сухий М.П. Основні робочі характеристики сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного сорбенту «силікагель/ Na_2SO_4 » // Одеська національна академія харчових технологій. Наукові праці. – 2015. – вип. 47, Т.2. – С. 176 – 181. *Дисертантом проаналізовано основні характеристики режиму роботи сонячного адсорбційного холодильника на основі композиту «силікагель – натрій сульфат».*

46. Коломієць О.В., Козлов Я.М, Беяновська О.А., Сухий М.П., Сухий К.М. Дослідження роботи сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного сорбенту силікагель/ Na_2SO_4 // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2014. – вип. 4. – С. 86 – 88. *Дисертантом сплановано експериментальне дослідження експлуатації адсорбційного сонячного холодильника на основі композиту «силікагель – натрій сульфат».*

47. Сухой М.П., Козлов Я.Н., Беляновская Е.А., Сухой К.М., Коломиец Е.В., Томило М.М. Эксплуатационные характеристики композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия» // «Металлургическая теплотехника». – 2013. – Вып. 5 (20). – С. 137 – 142. *Дисертантом розглянуто експлуатаційні характеристики адсорбентів «силікагель – натрій сульфат».*

48. Сухий М.П., Сухий К.М., Козлов Я. М., Коломієць О. В., Беляновська О. А., Аміруллоєв Р.С. Энергетичний комплекс поглинання, трансформації та акумулювання сонячного випромінювання. // Вопросы химии и химической технологии. – 2013. – №3. – С. 222 – 225 *Дисертантом розглянуто режим експлуатації модуля поглинання та акумулювання сонячного випромінювання.*

49. Сухой К.М., Сухой М.П., Козлов Я.Н., Коломиец Е.В., Беляновская Е.А., Чупейдо В.Г. Аккумуляция тепловой энергии композитными сорбентами «силикагель – сульфат натрия» // Одеська національна академія харчових технологій. Наукові праці. – 2013. – вип. 43, Т.1. – С. 150 – 155. *Дисертантом проаналізовано кореляцію властивостей композитного адсорбента «силікагель – натрій сульфат» та експлуатаційних характеристик адсорбційного теплового акумулятора.*

Тези доповідей

50. Sukhyu K.M., Belyanovskaya E.A., Yeromin O.O., Sukha I.V., Prokopenko Elena M., Sukhyu M.K. Sol Gel Technology of Obtaining Composite Materials ‘Salt inside Silica Gel Matrix’ for Adsorptive Heat Energy Conversion // East West Chemistry Online Conference. October 7 – 9, 2021, Kiev. – P. 101 – 102. *Дисертантом проаналізовано вплив ультразвуку на формування гелю.*

51. Литовченко Р. Д., Беляновська О. А., Сухий К. М., Суха І. В. Процедура розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора низькопотенційної теплоти та вологи // Комп’ютерне моделювання в хімії та технологіях і системах сталого розвитку – КМХТ-2020: Збірник наукових статей Восьмої міжнар. наук.-практ. конф. – Київ:

КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020 – С. 239 – 244. *Дисертантом розроблена процедура розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора низькопотенційної теплоти та вологи.*

52. Беляновська О.А., Пустовой Г.М., Сухий К.М., Скляренко А.І., Сухий М.П. Полімер-неорганічні нанодисперсні композитні матеріали для адсорбційних холодильних геліоустановок // Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та матеріалів ТАСХ-2020: Матеріали IV Всеукраїнської наукової конференції, 10 квітня 2020 р., м. Дніпро. – Дніпро: “Середняк Т.К.”, 2020. – С. 44 – 45. *Дисертантом встановлено основні вимоги до нанодисперсних композитних адсорбційних матеріалів для трансформаторів теплової енергії та показана перспективність композитів «силікагель – кристалогідрат».*

53. Беляновська, О.А. Розрахунок конструктивних характеристик адсорбційного перетворювача теплової енергії для систем вентиляції [Текст] / О.А. Беляновська, Р.Д. Литовченко, К.М. Сухий, М.В. Губинський, О.М. Прокопенко, О.О. Єрьомін // Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем (КМОС-2019): матеріали V Міжнар. наук.-техн. конф. (Дніпро, 6 – 8 листопада 2019 року). – Дніпро: Баланс-клуб, 2019. – С. 20 – 21. *Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку конструктивних характеристик адсорбційного перетворювача теплової енергії.*

54. Сергієнко, Я.О. Критерії вибору кристалогідратів для композитних адсорбентів із високою густиною запасання енергії [Текст] / Я. О. Сергієнко, О.А. Беляновська, К.М. Сухий, О.В. Коломієць, М.П. Сухий // Інноваційні енерготехнології-2019: Збірник тез доп. VII Міжнар. наук.-практ. конф.(Одеса, 9 – 13 вересня 2019 р.). – Одеса: ОНАХТ, 2019. – С. 23 – 24. *Дисертантом визначено основні вимоги до характеристик композитних адсорбентів, які сприяють підвищенню густини запасання енергії.*

55. Сергиенко, Я.А. Технология получения новых материалов для аккумуляирования тепла типа «силікагель-кристаллогидрат» [Текст] / Я.А. Сергиенко, Е.В. Коломиец, К.М. Сухой, Е.А. Беляновская, Е.М. Прокопенко

// Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та матеріалів ТАСХ-2019: Матеріали III Всеукр. наук. конф. (10 квітня 2019 р., м. Дніпро.) – Дніпро: Середняк Т.К., 2019. – С. 28 – 29. *Дисертантом запропоновано основні стадії процесів отримання композитних матеріалів «силікагель – кристалогідрат».*

56. Литовченко, Р.Д. Моделювання процесів експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи [Текст]/ Р.Д. Литовченко, К.М. Сухий, О.А. Беяновська, М.П. Сухий // Комп'ютерне моделювання хіміко-технологічних та біохімічних процесів і систем – 2019. – Ч. 2. – Київ: КПІ, 2019. – С. 134 – 138. *Дисертантом запропоновано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи.*

57. Беяновська О. А., Литовченко Р. Д., Сухий К. М., Губинський М. В. Алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій сульфат» // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції «Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем» (Дніпро, 1-2 листопада 2018 року). – Дніпро: Баланс-клуб, 2018. – С. 40 – 43. *Дисертантом дорацьовано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора.*

58. К.М. Sukhyu, Е.А. Belyanovskaya, G.M. Pustovoy, R.D. Lytovchenko, M.V. Gubinskyi. Polymer-Inorganic Nano-Dispersed Composite Materials for Adsorptive Solar Refrigerators // Тези доповідей XIV Української конференції з високомолекулярних сполук, Київ, Україна, 15-18 жовтня 2018. – С. 285 – 287. *Дисертантом запропоновано основні вимоги до адсорбційних середовищ для адсорбційної холодильної установки та визначено основні критерії підбору адсорбентів.*

59. Беяновська О.А., Пустовой Г.М., Суха І.В., Губинський М.В., Литовченко Р.Д., Сухий К.М. Композитні матеріали для адсорбційних холодильних геліоустановок // Збірник праць XVII Міжнародній науковій конференції «Удосконалення процесів і обладнання харчових та хімічних

виробництв» (Одеса, 3 – 8 вересня 2018 р.). – Одеса: ОНАХТ, 2018 – С. 106 – 110 *Дисертантом порівняно властивості адсорбентів в умовах експлуатації адсорбційних холодильних установок.*

60. Коломиец Е.В. Экономия энергоресурсов и поддержание комфортных условий в помещении за счет использования в системе вентиляции адсорбционного регенератора тепла и влаги / О.В. Коломієць, К.М. Сухой, Е.А. Беляновская, Е.М. Прокопенко // Інноваційні аспекти розвитку обладнання харчової і готельної індустрії в умовах сучасності : друга між нар. наук.-практ. конф., 5–7 вересня 2017 р.: [матеріали конференції] / під заг. ред. Г. В. Дейниченка. – Харків : ХДУХТ, 2017. – с. 59 – 60. *Дисертантом запропоновано використання адсорбційного регенератора теплоти та вологи для підігріву припливного повітря в житлових приміщеннях.*

61. Kolomiyets O.V., Belyanovskaya E.A., Sukhyu K.M., Prokopenko O.M., Sukha I.V. Operating features of composite materials ‘silica gel – sodium sulphate’ and ‘silica gel – sodium acetate’ for solar adsorptive heat pumps // Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та матеріалів: Матеріали І Всеукраїнської наукової конференції, 10 квітня 2017 р., м. Дніпро: “ Середняк Т.К.”, 2017. –С. 14 . *Дисертантом показана кореляція загальних характеристик композитних адсорбентів та експлуатаційних характеристик адсорбційних теплових насосів.*

62. Energy-efficient operational processes of adsorptive heat energy storage devices for warming of inflowing air / Belyanovskaya E.A., Sukhyu K.M., Lytovchenko R.D., Sukhyu M.P., Yeromin O.O., Prokopenko E.M., Pissis P. // Теплотехніка, енергетика та екологія в металургії: колективна монографія . У двох книгах. – Книга перша / Під заг. ред. д.т.н., проф.. Ю.С. Продайка. – Дніпро: Нова ідеологія, 2017. – с. 4 – 8. *Дисертантом допрацьовано загальні принципи підбору режиму експлуатації адсорбційного теплового акумулятора для підігріву припливного повітря.*

63. Коломієць, О. В. Особливості експлуатації адсорбційного сонячного теплового насосу на основі композитних сорбентів «силікагель –

натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат» [Текст] / О. В. Коломієць, О. А. Беляновська, К. М. Сухий, І. В. Суха, А. В. Гаврилко // Удосконалення процесів і обладнання харчових та хімічних виробництв : зб. праць XVI Міжнар. конфер. (Одеса, 5 – 9 вересня 2016 р.). – Одеса, 2016. – С. 297 – 301. *Дисертантом проведено порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик адсорбційних теплових насосів на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат».*

64. Коломієць О.В., Сухий К.М., Прокопенко І.М., Томіло В.І, Беляновська О.А. Адсорбційний сонячний холодильник на основі композитного матеріалу «силікагель/кристалогідрат» // Актуальные научные исследования в современном мире: VIII Междунар.научн.-практ. инт.-конф., 22-23 декабря 2015 г., Переяслав-Хмельницкий. // Сб. научных статей - Переяслав-Хмельницкий, 2015. -Вып. 8, ч. 6 – С. 60 – 63. *Дисертантом сплановано експеримент з експлуатації сонячного адсорбційного холодильника.*

65. Коломієць О.В., Сухий К.М., Беляновська О.А. Дослідження впливу швидкості парогазової суміші на ККД теплового акумулятора // Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем (КМОСС-2015): матеріали I Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Дніпропетровськ, 3-5 листопада 2015 року) / Міністерство освіти і науки України, Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет»: в 2-х ч. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2015. – Ч. 1. – С. 85 – 87. *Дисертантом запропонована процедура розрахунку коефіцієнта корисної дії адсорбційного теплоакумуючого пристрою.*

66. Коломієць О.В., Беляновська О.А., Сухий К.М., Сухий М.П., Козлов Я.М. Експлуатаційні характеристики сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного сорбенту «силікагель/ CH_3COONa » // VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми технології неорганічних речовин та енергозбереження». 30 вересня – 2

жовтня 2015 р. Збірник матеріалів. – С. 120. *Дисертантом показано вплив властивостей адсорбента на експлуатаційні характеристики сонячної адсорбційної геліосистеми.*

67. Коломієць О.В., Бесяновська О.А., Сухий К.М., Сухий М.П., Козлов Я.М. Економія енергоресурсів за рахунок використання сорбційних теплоаккумуляторів обігрівачів // Хімічна технологія: наука, економіка та виробництво : матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції, м. Шостка, 27–29 листопада 2014 року. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – С. 139 – 140. *Дисертантом проаналізовано результати випробувань сорбційних теплоаккумуляторів-обігрівачів.*

68. Коломієць О.В., Козлов Я.М., Сухий К.М., Сухий М.П., Бесяновська О.А. Сонячний сорбційний тепловий насос // Праці XVII міжнародної конференції «Теплотехніка та енергетика в металургії», НМетАУ, м. Дніпропетровськ, Україна, 7 – 9 жовтня 2014 р. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2014. – С. 102 – 103. *Дисертантом запропоновано конструкцію сорбційного теплового насоса.*

69. Коломієць О.В., Сухий К.М., Козлов Я.М., Сухий М.П., Бесяновська О.А. Сонячний холодильник на основі композитного сорбенту «Силікагель/ Na_2SO_4 // Інноваційна економіка, інтелектуальна власність та трансфер технологій : матеріали V міжнар. наук.-практ. конф. 16–18 квіт. 2014 р., м. Дніпропетровськ / ред. кол. : В.Я. Швець [та ін.]; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Д. : НГУ, 2014. – С. 254 – 257. *Дисертантом запропоновано загальні напрямки модернізації сонячного адсорбційного холодильника.*

70. Коломієць О.В., Козлов Я.М., Сухий К.М., Сухий М.П., Бесяновська О.А., Гомза Ю.П., Клепко В.В. Композитний сорбент силікагель/сульфат натрію – основний елемент сорбційного акумулятора // Тези доповідей XIII Української конференції з високомолекулярних сполук, Київ, Україна, 7 – 10 жовтня 2013 р. – С. 456 – 458. *Дисертантом показано основні властивості адсорбенту, які впливають на ефективність теплового акумулятора.*

Патенти

Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беяновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № у 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с. *Дисертантом розроблено методику отримання композитного сорбенту та розроблено формулу корисної моделі.*

Патент 141142 України, МПК (2006) F24H 7/04 Адсорбційний акумулятор теплової енергії [Текст] / Сергієнко Я.О., Беяновська О.А., Сухий К.М., Коломієць О.В., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № у 201908840; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с. *Дисертантом запропоновано модернізація конструкції адсорбційного акумулятора теплової енергії та розроблена формула корисної моделі.*

Патент 141143 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Регенератор теплоти та вологи [Текст] / Литовченко Р.Д., Беяновська О.А., Сухий К.М., Коломієць О.В., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № у 201908841; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с. *Дисертантом розроблено конструкцію адсорбційного регенератора теплоти та вологи, оформлено заявку та розроблено формулу корисної моделі.*

Патент 141150 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Пристрій для підігріву припливного повітря [Текст] / Беяновська О.А., Литовченко Р.Д., Сухий К.М., Коломієць О.В., Сухий М.П., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № у 201908869; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с.

Дисертантом розроблено конструкцію пристрою для підігріву припливного повітря, оформлено заявку та розроблено формулу корисної моделі.

Пат 122446 Україна, МПК (2017.01) F24F 5/00, F24F 9/00. Пристрій для кондиціонування повітря / Беляновська О. А., Коломієць О. В., Сухий К. М., Суха І. В. (Україна) ; заявник та патентовласник держ. вищ. навч. заклад „Укр. держ. хім.-технол. ун-т”. – № у 2017 07217; заявл. 10.07.17 ; опубл. 10.01.18, Бюл. № 1. – 5 с. *Дисертантом розроблено конструкцію пристрою для кондиціонування повітря, оформлено заявку та складено формулу корисної моделі.*

Пат. 122906 Україна, МПК (2017.01) F24J 2/00, F24J 2/02, F24J 2/04, F24J 2/05, F24J 2/16, F24J 2/46. Сонячний колектор / Сухий К. М., Беляновська О. А., Сухий М. П., Литовченко Р. Д., Томило В. І. (Україна) ; заявник та патентовласник держ. вищ. навч. заклад „Укр. держ. хім.-технол. ун-т”. – № у 2017 09430; заявл. 26.09.17 ; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2. – 5 с. *Дисертантом запропоновано конструкцію сонячного колектора, оформлено заявку та розроблено формулу корисної моделі.*

Пат 119167 Україна, МПК (2017.09) F24H 7/02. Акумулятор теплової енергії / Беляновська О. А., Литовченко Р.Д., Сухий К. М., Суха І.В., Сухий М. П. (Україна) ; заявник та патентовласник держ. вищ. навч. заклад „Укр. держ. хім.-технол. ун-т”. – № у 2017 03884; заявл. 19.04.17 ; опубл. 11.09.17, Бюл. № 27. – 5 с. *Дисертантом запропонована конструкція акумулятора теплової енергії та розроблена формула корисної моделі.*

Пат. 107051 Україна, МПК (2016.01) F35B 27/00 Транспортний рефрижиратор [Текст] / К. М. Сухий, М. П. Сухий, О. А. Беляновська, О. В. Коломієць, А. В. Гаврилко (Україна); заявник та патентовласник ДВНЗ „Укр. держ. хім.-техн. ун-т”. – № у 2015 08069; заявл. 13.08.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 4 с. *Дисертантом запропоновано схема транспортного адсорбційного транспортного рефрижератора та розроблено формулу корисної моделі.*

Пат. 80698 U. С 09 К 5/00. Теплоакумуючий матеріал / Сухий К.М., Сухий М.П., Беляновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М.,

Аміруллоєв Р.С. – № u201214079.. Заявл. 10.12.12 Оpubл. 10.06.2013. Бюл. № 11. – 5 с. *Дисертант запропонував методикау отримання теплоакумулюючого матеріалу та розробив формулу корисної моделі.*

Пат. 81607 U. C 09 K 5/00. Композиційний теплоакумулюючий матеріал / Сухий К.М., Сухий М.П., Беяновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201214046.. Заявл. 10.12.12 Оpubл. 10.07.2013. Бюл. № 13. – 5 с. *Дисертант запропонував методикау отримання композиційного теплоакумулюючого матеріалу та розробив формулу корисної моделі.*

Пат. 91481. F25B 30/00. Адсорбційний тепловий насос / Сухий К.М., Сухий М.П., Беяновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М. Заявл. 30.12.2013. Оpubл. 10.07.2014, Бюл. № 13. – 6 с. *Дисертантом розроблено конструкцію теплового насосу та складено формулу корисної моделі.*

Пат. 86227 U. F 25 B 17/00. Адсорбційний холодильник / Сухий К.М., Сухий М.П., Беяновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201305136. Заявл. 22.04.13. Оpubл. 25.12.13. Бюл. № 24. – 5 с. *Дисертант розробив конструкцію адсорбційного холодильника та розробив формулу корисної моделі.*

Пат. 83436 U. F 27 H 7/00. Тепловий акумулятор / Сухий К.М., Сухий М.П., Беяновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201303474.. Заявл. 21.03.13. Оpubл. 10.09.13. Бюл. № 17. – 5 с. *Дисертант розробив конструкцію теплового акумулятора та розробив формулу корисної моделі.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	31
1. ХАРАКТЕРИСТИКА СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ АДСОРБЦІЙНОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ	40
1.1 Загальні принципи трансформації теплової енергії	40
1.2 Адсорбційні теплоакумуючі матеріали	47
1.3 Експлуатація адсорбційних трансформаторів теплової енергії	62
1.4 Математичне моделювання процесів експлуатації адсорбційних теплотрансформаторів	69
1.5 Постановка задачі дослідження.....	105
2. ПІДБОР РОБОЧИХ ПАР ДЛЯ АДСОРБЦІЙНИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	109
2.1 Основні напрямки використання адсорбційної трансформації теплової енергії	109
2.2 Цикли адсорбційного перетворювання теплової енергії	118
2.3 Критерії підбору адсорбенту.....	121
2.4 Критерії підбору адсорбату.....	162
2.5 Висновки до розділу 2	167
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АДСОРБЦІЙНИХ ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРІВ	171
3.1 Експлуатація теплоакумуючих пристроїв	171
3.2 Експлуатаційні характеристики теплоакумуючого пристрою закритого типу	174
3.3 Базові принципи розрахунку теплоакумуючого пристрою відкритого типу	186
3.4 Тепловий режим роботи адсорбційного теплоакумуючого пристрою відкритого типу	199
3.5 Ексергетичний баланс адсорбційного теплоакумуючого модуля	205

3.6 Модернізація конструкції адсорбційних теплоакumuлюючих пристроїв відкритого типу.	210
3.7 Схема використання акумуляторів теплової енергії	212
3.8 Висновки до розділу 3	215
4. АДСОРБЦІЙНА РЕГЕНЕРАЦІЯ ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ.....	217
4.1 Конструкція лабораторного прототипу адсорбційного регенератора тепло­ти та воло­ги	217
4.2. Алгоритм розрахунку конструктивних та експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора тепло­ти та воло­ги.....	220
4.3 Експлуатація адсорбційних регенераторів тепло­ти та воло­ги в умовах системи вентиляції	227
4.4 Оптимізація конструкції адсорбційного регенератора тепло­ти та воло­ги .	238
4.5. Ексергетичний аналіз експлуатації адсорбційного регенератору.....	240
4.6 Висновки до розділу 4	244
5. КОНСТРУКЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АДСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ОСНОВІ КОМПОЗИТНИХ АДСОРБЕНТІВ	247
5.1 Експлуатація адсорбційного геліокондиціонера на основі композитних адсорбентів.....	247
5.2. Визначення маси води та композиційного адсорбенту, необхідного для роботи адсорбційного кондиціонера.....	249
5.3. Холодильний коефіцієнт сонячного адсорбційного кондиціонера	252
5.4 Порівняльний аналіз експлуатації адсорбційної холодильної установки та кондиціонера.....	267
5.5 Схема використання адсорбційного модуля парової компресійної установки.....	272
5.6 Висновки до розділу 5	276
6. ЕКСПЛУАТАЦІЯ АДСОРБЦІЙНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ	279
6.1 Конструкція адсорбційного теплового насосу	279
6.2. Оцінка ефективності експлуатації адсорбційного теплового насосу	282
6.3 Ексергетичний аналіз експлуатації циклу адсорбційного теплового насосу	289

6.4 Утилізація теплової енергії при експлуатації адсорбційного теплового насосу.....	294
6.5 Висновки до розділу 6	299
7. ЗОЛЬ-ГЕЛЬ СИНТЕЗ КОМПОЗИТНИХ АДСОРБЕНТІВ ТИПУ «КРЕМНЕКИСНЕВА МАТРИЦЯ – СІЛЬ».....	302
7.1 Технологічні рішення промислового виробництва інноваційних композитних матеріалів.....	302
7.2 Структурні параметри та адсорбційні властивості отриманих матеріалів .	306
7.3 Висновки до розділу 7	314
ВИСНОВКИ.....	315
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	320
Додаток А. Технічне завдання на розробку пристроїв адсорбційної трансформації теплової енергії для автономних систем опалення, вентиляції та кондиціонування.....	353
Додаток Б. Акт впровадження результатів дисертації в навчальний процес...	358
Додаток В. Акти про впровадження матеріалів і технологій, наукових положень та висновків докторської дисертації	363

ВСТУП

Актуальність теми. Ключовими викликами для енергетичних компаній по всьому світу є дві основних проблеми – енергозбереження та скорочення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище. Довгострокові ініціативи світової спільноти, спрямовані на пом'якшення ситуації, яка виникає через викиди парникових газів і глобальне потепління (Монреальський і Кіотський протоколи, Паризька угода в рамках Рамкової конвенції ООН про зміну клімату), вимагають не лише більш активного використання відновлюваних джерел енергії, але й підвищення ефективності використання тепла від промисловості, транспорту та домогосподарств, в тому числі використання всіх доступних енергоресурсів.

Найперспективнішим способом економії палива та використанням відновлюваних джерел є трансформація теплової енергії, яка є ключовою для використання низько-потенційних енергоресурсів та вирішення проблеми гармонізації періодів споживання – виробництва теплової енергії. Існують чотири основних механізми трансформації теплової енергії, такі як: ємнісне, фазово-перехідне, термохімічне та адсорбційне.

Найбільш детально вивчені ємнісне та фазово-перехідне акумулювання теплової енергії через їх простоту. Однак густина акумулювання теплової енергії на основі цих механізмів сильно обмежена властивостями застосовуваних матеріалів. Термохімічний механізм, який базується на оборотній хімічній реакції, можна вважати одним з найбільш перспективних методів зберігання теплової енергії через високу густину запасання енергії. Тим не менш, незважаючи на високе акумулювання теплової енергії, термохімічні матеріали вимагають надзвичайно високої температури регенерації і не демонструють стабільності своїх властивостей під час тривалого циклу.

Перспективність систем адсорбційної трансформації теплової енергії обумовлена їх високою теплотою адсорбції та стабільністю адсорбційних середовищ при тривалому і багаторазовому циклюванні. Крім того, адсорбційне перетворення тепла в порівнянні з термохімічним зазвичай передбачає невеликі значення температури регенерації, що відкриває великі потенціальні можливості для економії викопного палива, а також потребує екологічно безпечних робочих рідин. Проте останні досягнення в області адсорбційного перетворення теплової енергії не можна вважати цілком задовільними через незадовільні властивості використовуваних адсорбційних матеріалів. Так, низька максимальна адсорбція або поглинання адсорбату призводить до великого об'єму адсорбенту для забезпечення необхідного теплового навантаження. Потенціал джерела тепла сильно обмежений температурами регенерації, які перевищують 100°C.

Останні дослідження адсорбційного перетворення теплової енергії були зосереджені на виборі серед існуючих сорбентів або синтезі та дослідженні нових матеріалів. Подальший прогрес у адсорбційному перетворенні теплової енергії стане можливим лише при використанні інноваційних адсорбентів з додатковими властивостями. Композити «сіль – пориста матриця» розглядають, як перспективні матеріали для адсорбційного перетворення тепла через їх високу адсорбційну здатність до звичайних робочих рідин (води, метанолу та аміаку). Незважаючи на велику кількість публікацій, що описують адсорбенти «сіль – пориста матриця» та їх застосування дані є суперечливими. Іншою перешкодою для комерціалізації адсорбційного перетворення теплової енергії є відсутність процедур розрахунку продуктивності адсорбційної установки. Більшість математичних моделей присвячено лише одній фазі роботи адсорбційного перетворювача теплової енергії, тобто адсорбції, що сильно гальмує інтегральну оцінку ефективності та перешкоджає переходу від лабораторного прототипу до повномасштабних приладів і агрегатів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами – дослідження, що подаються, виконувалися відповідно до держбюджетної тематики науково-дослідних робіт «Розробка технологій створення та експлуатації нанокомпозитних сорбентів «силікагель-кристалогідрат» для адсорбційних перетворювачів низькопотенційної теплової енергії» (№ держ. реєстрації 0109U000400) та «Енергетичні комплекси поглинання та акумулювання сонячної енергії на основі полімерних колекторів та полімер-неорганічних теплоакumuлюючих матеріалів» (№ держреєстрації 0116U001489)», «Дослідження процесів виробництва та використання енергії з метою підвищення їх ефективності» (№ держреєстрації 0119U002313), «Підвищення ефективності використання енергоресурсів у теплових системах» (№ держреєстрації 0111U008142).

Мета роботи полягає у розвитку науково-практичних основ адсорбційної трансформації теплової енергії для систем теплопостачання, вентиляції та кондиціонування на базі нових високоефективних адсорбційних матеріалів, підвищенні досконалості промислових технологічних процесів акумулювання та трансформації низькопотенційної теплової енергії.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі завдання:

- розробити методику проектування обладнання та вибору технології та матеріалів для акумулювання та трансформації низькопотенційної теплової енергії на основі даних, щодо властивостей адсорбентів, джерел теплової енергії та параметрів термодинамічних циклів,
- розробити технологічний процес отримання адсорбентів з густиною запасання енергії більше 2,0 МДж/кг – композиційних матеріалів силікагель-кристалогідрат,
- дослідити оборотні термохімічні реакції нових адсорбентів силікагель-кристалогідрат в циклах сорбції-десорбції,
- дослідити вплив складу адсорбентів на температурні параметри процесу сорбції-десорбції, на основі чого розробити “лінійку” адсорбентів із

заданими технологічними властивостями для різних параметрів термодинамічних циклів акумулювання та трансформації низькопотенційної теплової енергії;

- вивчити термодинамічні цикли адсорбційних перетворювачів теплової енергії з використанням нових адсорбентів;

- розробити теплотехнічні схеми та обладнання акумулювання та трансформації низькопотенційної теплової енергії на основі нових адсорбентів силікагель-кристалогідрат для гарячого водопостачання, опалення та кондиціонування;

- провести техніко-економічне обґрунтування та впровадити розроблені матеріали і технології в енергетичні галузі України.

Об’єкт дослідження – процеси та технології адсорбційної трансформації теплової енергії для систем опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та кондиціонування повітря, процеси масо- та теплопереносу в адсорбційних середовищах в трансформаторах теплової енергії при акумулюванні та трансформації енергії.

Предмет дослідження – склад та структура композитних адсорбентів «силікагель – кристалогідрат», експлуатаційні параметри адсорбційних теплотрансформаторів на їх основі для систем гарячого водопостачання, опалення та кондиціонування.

Наукова новизна.

1. Вперше системно проаналізовані основні фактори, які впливають на ефективність експлуатації адсорбційних трансформаторів теплової енергії на основі нових композитних сорбентів типу силікагель-кристалогідрат, а саме властивості джерел теплової енергії, характеристики обладнання, цільове призначення технології акумулювання та трансформації – опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та кондиціонування повітря. На основі аналізу вхідних даних розроблено технології отримання адсорбентів з густиною запасання енергії на рівні 2,0-4,0 МДж/кг принцип дії яких полягає

у виділенні енергії і за рахунок сорбції і за рахунок фазових переходів і за рахунок теплопереносу.

2. Порівняно ефективність експлуатації адсорбційних теплотрансформаторів при паровому та ультразвуковому зволоженні потоку повітря. Показано перспективність ультразвукового зволоження повітря, яке дозволяє знизити витрати на зволоження повітря більш ніж в 2 рази порівняно з паровим.

3. Вперше отримані залежності температурних параметрів термодинамічних циклів трансформації енергії з використанням композитних сорбентів типу силікагель-кристалогідрат, при яких забезпечується мінімізація енерговитрат з використанням розроблених матеріалів і технологій.

4. Встановлені основні вимоги до адсорбентів для трансформаторів теплової енергії в умовах експлуатації типових систем теплопостачання та вентиляції, а саме температура регенерації в інтервалі 60 – 90°C, що дозволить використовувати для регенерації адсорбентів джерела енергії з низьким потенціалом та гранична адсорбція більше, ніж 0,5 кг/кг, що забезпечує використання модулів компактних розмірів. Вперше розроблено алгоритм підбору адсорбентів для адсорбційних теплотрансформуючих модулів для систем теплопостачання, вентиляції та кондиціонування.

5. Встановлено основні фактори, які впливають на ефективність експлуатації адсорбційних регенераторів теплоти та вологи, зокрема, тепловий та вологісний коефіцієнти. Визначено основні вимоги до параметрів режиму їх експлуатації.

6. Визначено холодопродуктивність адсорбційного холодильного модуля в умовах експлуатації типової парокомпресійної холодильної установки, та встановлено, що основними факторами, які впливають на його холодопродуктивність та холодильний коефіцієнт адсорбційного є теплове навантаження на конденсатор, а, отже, маса води, яка десорбується та випаровується.

7. Виконано термодинамічний аналіз процесів експлуатації адсорбційного геліокондиціонера та адсорбційної холодильної геліоустановки на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Встановлено основні фактори, які сприяють підвищенню холодильного коефіцієнта циклу за рахунок зменшення витрат на регенерацію адсорбенту, зокрема, підвищенню вмісту солі в композиті, яке підвищує адсорбцію, а отже, і зменшує розмір адсорбційного модуля, та зниження різниці між температурами адсорбенту після адсорбції та температурою регенерації.

8. Встановлено основні фактори, які впливають на ефективність роботи адсорбційного теплового насоса. Виявлено тотожність оптимальних параметрів режимів експлуатації адсорбційного теплового насоса та адсорбційного акумулятора теплової енергії, а також заходів з підвищення ефективності роботи, а саме використання ультразвукового зволоження повітря, яке сприяє підвищенню коефіцієнта перетворення теплової енергії майже в 2 рази в порівнянні з паровим зволоженням.

9. Отримала подальший розвиток технологія отримання композитних адсорбентів золь – гель методом. Вперше запропоновано методи регулювання розміру частинок композитного адсорбенту в процесі золь-гель синтезу.

Практична цінність.

1. Розроблена технологія золь – гель синтезу композитних адсорбентів «силікагель – кристалогідрат». Синтезовані адсорбенти характеризуються густиною запасання енергії на рівні 2,0-4,0 МДж/кг в залежності до вимог термодинамічного циклу, обраного виходячи з властивостей джерел низькопотенційної енергії, характеристики обладнання, цільового призначення технології акумулювання та трансформації – опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та кондиціонування повітря.

2. Запропоновано процедури розрахунків експлуатаційних характеристик адсорбційних теплотрансформаторів, яка включає обчислення

коефіцієнта масопередачі, адсорбції, корисного адсорбційного тепла, теплової потужності для нагрівання адсорбенту, корпусу пристрою, води в зволожувачі, випаровування води, нагрівання адсорбованої води, десорбції та коефіцієнтів корисної дії. Результати розрахунків згідно запропонованої процедури добре узгоджуються з експериментальними даними та дозволяють встановлювати оптимальний тепловий режим роботи адсорбційних трансформаторів теплової енергії в умовах типової системи тепlopостачання, вентиляції та кондиціонування.

3. Запропоновано та впроваджено конструкцію адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу, який дозволяє опалювати приміщення площею 100 м². Енергоспоживання при цьому знижується більш, ніж в 2 рази в порівнянні з традиційними агрегатами.

4. Запропоновано та впроваджена конструкція адсорбційного теплоакумуючого пристрою, що дозволяє регенерувати адсорбент за допомогою теплоти відхідних газів при експлуатації котельного агрегату або печі.

5. Розроблено нові конструкції адсорбційних регенераторів теплової енергії та вологи, які дозволяють підтримувати температуру в приміщенні на рівні 20 – 22°C, а відносну вологість – 50 – 60 %, які дозволяють регенерувати адсорбент протягом експлуатації пристрою.

6. Запропоновано конструкцію адсорбційного теплового насосу та випробувано лабораторний прототип пристрою. Показано, що впровадження ультразвукового зволоження потоку повітря сприяє підвищенню ефективності теплового насоса вдвічі.

7. Розроблено конструкцію адсорбційного регенератора теплоти та вологи для підігріву припливного повітря. запропоновано математичну модель та процедури розрахунку основних проектних характеристик адсорбційного регенератора в умовах вентиляційних систем житлових приміщень.

8. Підтверджено переваги нових композитних сорбентів «силікагель – кристалогідрат» в порівнянні з традиційними адсорбентами.

Результати досліджень експлуатаційних характеристик адсорбційних теплотрансформаторів, розроблені процедури та алгоритми розрахунків конструктивних та експлуатаційних характеристик адсорбційних акумуляторів теплової енергії, теплових насосів та регенераторів теплоти та вологи впроваджено для використання в навчальному процесі на кафедрі енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» під час викладання дисциплін «Теплотехнологічні процеси та установки» та «Методологія і організація наукової діяльності».

Практична цінність роботи підтверджена 13 патентами України на корисну модель.

Розробки впроваджені на багатьох підприємствах України.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, узагальнення та висновки, наведені в дисертаційній роботі отримані автором особисто. Здобувачем здійснено наукове обґрунтування формулювання проблеми, завдань та програми досліджень, розроблено методику їх проведення. Наукові положення і концепції наукових досліджень сформульовані спільно з науковим консультантом (Сухим К.М.).

У співавторстві з к.т.н. Коломієць О.В. було запропоновано алгоритми розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу, на основі якого було в подальшому розроблено математичні моделі експлуатації адсорбційних пристроїв теплової енергії, які дозволяють оцінити тепловий режим їх роботи.

Апробація

Основні положення та результати представленої дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на: XIII та XIV Всеукраїнської конференції з високомолекулярних сполук (Київ, 2013 та 2018), V Міжнар. наук.-практ. конф. «Інноваційна економіка, інтелектуальна власність та трансфер

технологій» (Дніпропетровськ, 2014), XVII міжнародної конференції «Теплотехніка та енергетика в металургії» (Дніпропетровськ, 2014), II Міжнародної науково-практичної конференції (Шостка, 2014), VIII Междунар.научн.-практ. инт.-конф. «Актуальные научные исследования в современном мире» (Переяслав-Хмельницький, 2015), VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми технології неорганічних речовин та енергозбереження» (Дніпро, 2015), XVI Міжнар. конфер. «Удосконалення процесів і обладнання харчових та хімічних виробництв» (Одеса, 2016 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні енерготехнології» (Одеса, 2017 та 2018), II Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні аспекти розвитку обладнання харчової і готельної індустрії в умовах сучасності» (Харків, 2017), IV та V Міжнародній науково-технічній конференції «Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем» (Дніпро, 2018 та 2019 року), VI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (Суми, 2019 р.), I, III та IV Всеукр. наук. конф. «Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та матеріалів ТАСХ» (Дніпро, 2017, 2019 та 2020).

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота включає вступ, 7 розділів, висновки, список використаних джерел та додатки. Дисертаційну роботу викладено на 288 сторінках основного тексту, вона містить 33 таблиць та 106 рисунків. Список джерел налічує 259 найменувань, у тому числі 210 іноземних.

Основні результати дисертаційної роботи висвітлені в 83 друкованих працях: 4 монографії, в тому числі 1 видано в Євросоюзі та 1 в США (індексується в базі Scopus), 2 розділи в колективних монографіях, які видано в Євросоюзі, 43 статті в фахових виданнях, з яких 9 індексуються наукометричними базами Scopus та 1 Web of Science, 6 є періодичними виданнями інших країн, 21 тез доповідей в матеріалах міжнародних та українських конференцій, 13 патентів України на корисну модель.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ АДСОРБЦІЙНОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

1.1 Загальні принципи трансформації теплової енергії

Однією з ключових проблем підвищення енергоефективності традиційних енергетичних агрегатів на основі спалювання органічного палива, а також утилізації низько-потенційних вторинних джерел енергії та використання відновлюваних енергоресурсів є розрив між виробництвом та споживанням теплової енергії. Великі коливання енергетичного потоку відновлюваних джерел, зокрема, сонячної, є головною проблемою для систем для їх ефективної експлуатації [1]. Сонячна енергія є прикладом періодичного джерела енергії, коли потік енергії змінюється залежно від часу доби та пори року.

Очевидними технічними рішеннями для подолання цих проблем є поглинання, акумулювання та трансформація теплової енергії. Базовими вимогами до процесів зберігання та перетворювання теплової енергії є невеликі втрати теплової енергії та висока ефективність вилучення накопиченої енергії [2].

Два найбільш широко використовувані та вивчені види зберігання теплової енергії – це ємнісна теплота та прихована теплота. Ємнісне теплове акумулювання базується на основі підвищення температури теплоакумулюючого середовища. В якості прикладів такого акумулювання теплової енергії можуть бути використані накопичувачі гарячої води (гідроакумуляція), геотермальна енергія (водоносний горизонт, свердловини, печера, протоки в ґрунті, ямі) та пристрої на основі гірських порід (скеля, галька, гравій) [3]. В якості твердого ємнісного теплоакумулюючого середовища пропонується цегла, залізобетон та пісок [4]. Приховане зберігання тепла, тобто фазово-перехідне, засноване на оборотних процесах виділення або поглинання тепла, що супроводжують фазові переходи. В

якості прикладу фазово-перехідних теплоакumuлюючих матеріалів матеріалів можуть використовуватися парафінові воски, жирні кислоти, складні ефіри, спирти, гліколи, солі або гідрати солей. Інтервал робочих температур органічних змін фаз становить $4 - 150^{\circ}\text{C}$ [3]. Робочі температури неорганічних матеріалів змінюються в більш широкому діапазоні від 8 до 900°C . Обидва типи прості та перспективні для зберігання енергії. Однак, як фазово-перехідні, так і ємнісні теплові системи з часом втрачають теплову енергію для навколишнє середовище, а тому, здається, наразі непридатні для довгострокового зберігання теплової енергії [5].

Термохімічні системи акумулювання та трансформації, а саме, матеріали та процеси знаходяться на початкових стадіях розвитку. Вони засновані на екзо- та ендотермічних хімічних реакціях. Експлуатація термохімічного акумулюючого пристрою включає три етапи: ендотермічна дисоціація, зберігання продуктів реакції та екзотермічна реакція дисоційованих продуктів. Різні типи матеріалів для зберігання теплової енергії будуть обговорюватися індивідуально, з акцентом на адсорбційному та термохімічному сховищах енергії. Типові параметри систем зберігання теплової енергії наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Типичні параметри теплоакumuлюючих систем [4]

Теплоакumuлююча система	Густина запасання енергії, кВт-год/т	Потужність, МВт	Ефективність, %	Період зберігання	Вартість (€/кВт-год)
Ємнісна (гаряча вода)	10 – 50	0.001 – 10	50 – 90	Дні/місяці	0.1 – 10
Фазово-перехідний матеріал	50 – 150	0.001 – 1.0	75 – 90	Години/місяці	10 – 50
Термохімічні	120 – 250	0.01 – 1.0	75 – 100	Години/дні	8 – 100

Незважаючи на найнижчу вартість кВт-год/т, ємнісна система акумулювання теплової енергії демонструє найнижчу потужність та ефективність. Очевидно, що на ці параметри сильно впливають властивості середовищ, що зберігають тепло. Акумулювання енергії у вигляді ємнісного та прихованого тепла є найбільш вивченою технологією на високому етапі розвитку [1, 2, 6]. Ємнісний механізм акумулювання теплової енергії пов'язаний із підвищенням температури матеріалу [6, 7]. Густина запасання енергії обчислюється як добуток питомої теплоємності цих матеріалів та зміни температури. Основні сфери застосування ємнісного зберігання тепла – накопичення гарячої води (гідроаккумуляція), геотермальна енергія (водоносний горизонт, свердловини та печери), розумне накопичення (граніт, галька, гравій) [7, 8].

Основними недоліками цього способу є низька густина запасання енергії, яка обмежена теплоємністю матеріалів, що призводить до великої маси та додаткових потреб великих площ та будівельних об'ємів, розрахованих на накопичення 1 ГДж тепла, постійну зміну температури при розряд акумулятора, необхідність великого перегріву матеріалу, що акумулює тепло. Отже, інтервал робочих температур і густина зберігання теплової енергії ємнісних матеріалів є найнижчою між усіма видами теплоакumuлюючих матеріалів (рис. 1.1).

Фазово-перехідний механізм акумулювання теплової енергії базується на періодичних оборотних процесах фазових змін, як правило, плавлення/кристалізації. Густина запасання енергії дорівнює кількості тепла, що поглинається або виділяється матеріалом при зміні його агрегатного стану [7].

Дослідження різних типів фазово-перехідних матеріалів показують, що густина запасання теплової енергії може в 5 – 14 разів перевищувати ємнісні [10]. В якості фазово-перехідних матеріалів можна розглядати парафін і багато кристалогідратів. Незважаючи на дешевизну фазоперехідних матеріалів, нестабільність властивостей теплоакumuлюючих середовищ при

багаторазовому циклюванні «кристалізація – плавлення» [2], деградація в часі [9], корозійна активність, необхідність розвинутих поверхонь теплообміну та екологічна небезпека стимулює дослідження та розробки іншого механізму накопичення теплової енергії.

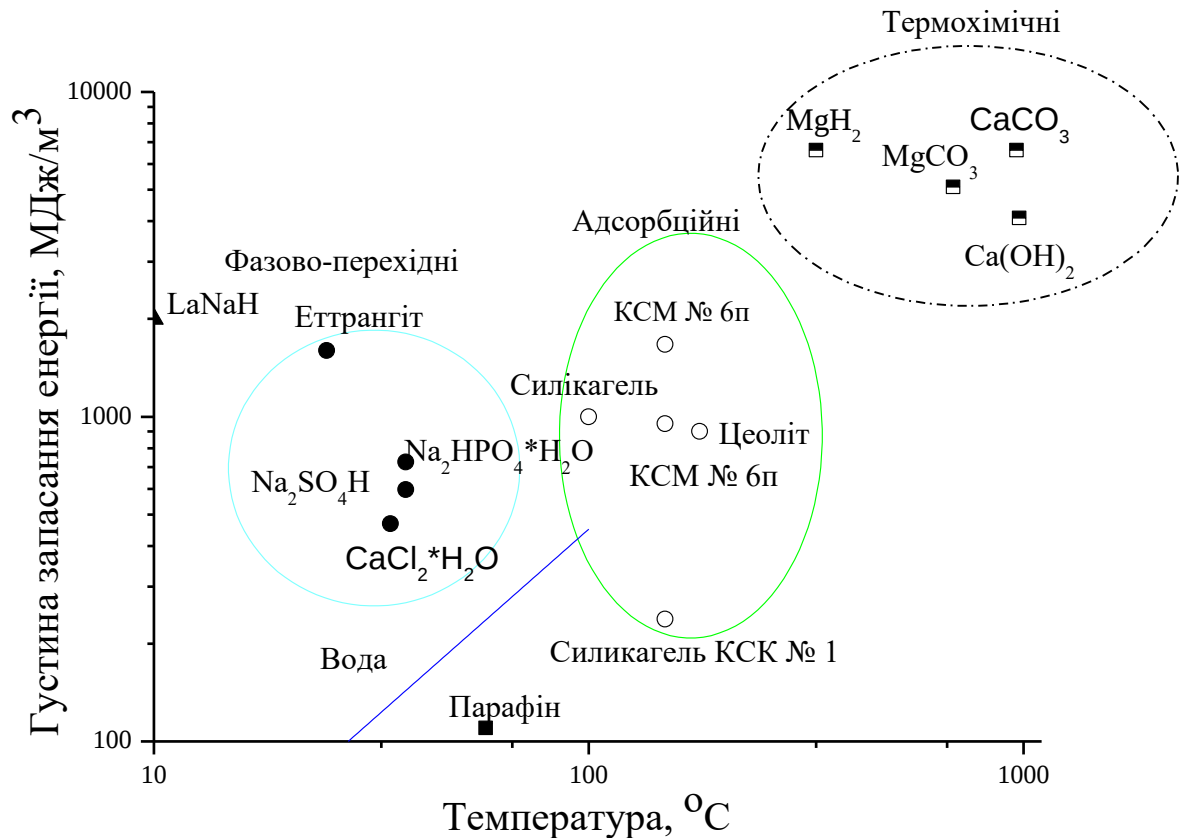


Рис. 1.1. Густина запасаання енергії та температура регенерації найбільш вживаних теплоакумлювальних матеріалів [9, State Standard 3956-76].

За густиною запасаання енергії найбільш перспективними для накопичення теплової енергії є термохімічні матеріали. Збереження теплоти відбувається за рахунок зворотної хімічної реакції:

$$A = B + C \quad (1.1)$$

Стадія заряду, тобто, реакція дисоціації, є етапом акумулювання (поглинання) тепла, при цьому хімічний реагент (А) дисоціює на продукти (В і С). Один із реагентів (С) повинен бути видалений, щоб уникнути їх рекомбінації. Стадія розряду, що відповідає вивільненню тепла, відбувається

тоді, коли після повторного введення (С) продукти В і С реагують, утворюючи вихідний реагент (А).

Термохімічні системи акумулювання теплової енергії характеризуються найбільшою густиною запасання та тривалим терміном зберігання теплової енергії. Тепло зберігається до тих пір, поки реагенти не залишаться окремими нескінченно тривалий час. Отже, виділення тепла відбувається, коли цього вимагає користувач [11, 12]. Однак ця технологія все ще знаходиться на ранній стадії розвитку.

Залежно від температурного діапазону теплоти, що поглинається, можна використовувати кілька оборотних хімічних реакцій. Наприклад, гідроксиди, такі як гідроксид кальцію ($\text{Ca(OH)}_2/\text{CaO}$) [13] та карбонати (наприклад, PbCO_3/PbO , CaCO_3/CaO) [14, 15], можуть використовуватися для акумулювання теплоти при температурі 450°C і вище. Для акумулювання високотемпературного тепла ($700 - 1100^\circ\text{C}$) були досліджені окисно-відновні реакції (наприклад, $\text{Co}_3\text{O}_4/\text{CoO}$, BaO_2/BaO , $\text{Mn}_2\text{O}_3/\text{Mn}_3\text{O}_4$) [16 – 18]. Тим не менш, інтервал робочих температур термохімічних хімічних теплоакумулюючих матеріалів неприйнятний для систем централізованого опалення та децентралізованого теплопостачання через санітарні вимоги. Крім того, оборотній екзотермічній реакції не завжди сприяє охолодження суміші продуктів ендотермічної реакції. Більш того, широкий спектр хімічних реакцій є незворотними, а значить, подібні середовища придатні лише для разового використання.

Адсорбційні матеріали займають проміжне місце між термохімічними та фазовими змінами матеріалами щодо робочої температури та густини запасання енергії.

Адсорбція, як відомо, є результатом взаємодії твердої речовини (адсорбенту) та рідини (адсорбату) на основі фізичної чи хімічної реакції [19]. Фізична адсорбція перебігає, коли молекули адсорбату за рахунок сил Ван-дер-Ваальса фіксуються на поверхні пористих твердих речовин (адсорбенту), що приводить до накопичення адсорбату на поверхні

адсорбенту (сорбція). При нагріванні молекули адсорбату видаляються з поверхні адсорбенту (десорбція). Навпаки, результатом хімічної адсорбції є іонні або ковалентні зв'язки, утворені між молекулами адсорбату та адсорбенту. Міцність зв'язків набагато більша, ніж для фізичної адсорбції, і виділяється більше тепла. Однак, оскільки цей тип сполуки сприяє хімічній зміні адсорбованої речовини, важко провести оборотний хімічний процес, і тому молекули адсорбату та адсорбенту після десорбції не повернуться до початкового стану [20, 21]. Тому більшість розроблених адсорбційних трансформаторів тепла (АТТ) в основному засновані на фізичній адсорбції.

Основний принцип адсорбційного акумулювання теплової енергії у закритій системі представлений на рис. 1.2 [22].

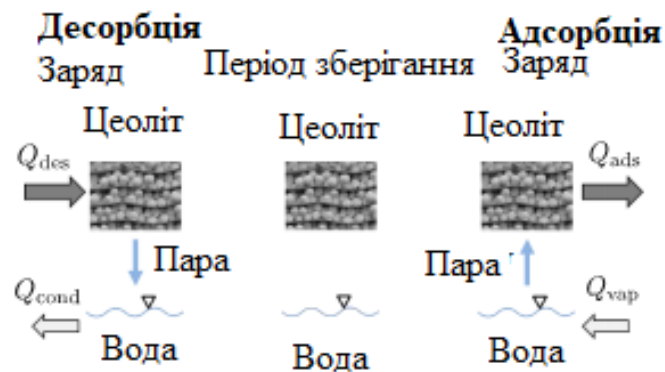


Рис. 1.2. Робочій принцип адсорбційного акумулювання теплової енергії з цеолітом та водою: при заряді підведена теплота Q_{des} використовується для десорбції води зі цеоліта. Утворювана водяна пара конденсується. При розряді вода адсорбується цеолітом, вивільнюючи теплоту Q_{ads} [22]

При заряді введення теплоти Q_{des} сприяє підвищенню температури в цеоліті і до десорбції, тобто до виділення водяної пари. Виділена водяна пара може конденсуватися при більш низькій температурі. Ентальпія конденсації може використовуватися як низькотемпературна теплова енергія Q_{cond} або бути віддана до навколишнього середовища. У період зберігання цеоліт та вода мають зберігатися окремо, поки не буде необхідна акумульована теплова енергія. Під час розряду теплового акумулятора відбувається процес, зворотний зарядці: низько-потенційне тепло Q_{vap} використовується для

випаровування води при низьких температурах. Водяна пара адсорбується цеолітом. Цим вивільняється ентальпія адсорбції, яка може використовуватися, як технологічне, при більш високій температурі. Тепло низького потенціалу в процесі скидання може бути відпрацьованим теплом або надходити з навколишнього середовища. Таким чином, адсорбційне акумулювання теплової енергії дозволяє інтегрувати низькопотенційну теплоту до технологічних систем тепlopостачання з підвищенням енергоефективності.

В циклі адсорбційної трансформації тепла з підвищенням потенціалу на стадії десорбції (регенерація адсорбенту) теплота споживається при середній температурі T_M від зовнішнього джерела тепла, яке використовується для ініціювання циклу (рис. 1.3а) [21].

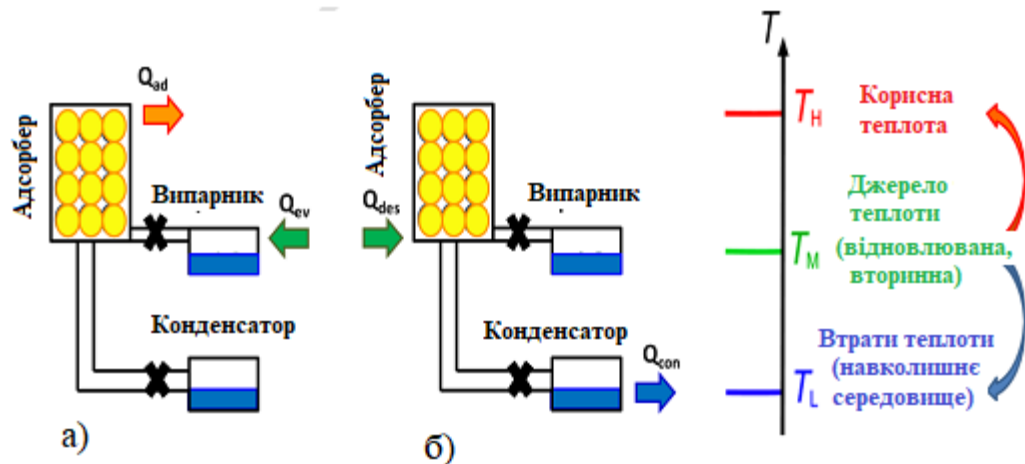


Рис. 1.3. Принципова схема адсорбційного перетворення теплоти з підвищенням потенціалу. Стадії: (а) адсорбція /виділення теплоти; (б) десорбція/стадія регенерації адсорбента [21].

Це сприяє десорбції пари з адсорбенту, а потім в конденсаторі збирається вода. Тепло конденсації розсіюється до навколишнього середовища, яке використовується як теплоприймач (холодильник) при низькій температурі T_L . Потім відбувається стадія адсорбції, під час якої теплота виділяється при високій температурі T_H і передається споживачеві (рис. 1.3б). Теплота випаровування споживається від ведучого джерела тепла при температурі T_M . Отже, теплота джерела при середній температурі

частково підвищується до більш високого рівня температури, придатного для нагрівання, за рахунок відкидання решти до нижчого рівня температури (рис. 1.36).

Основні переваги адсорбційних систем поглинання, акумулювання та перетворення теплової енергії стосуються їх високої густини запасання енергії та незначної втрати тепла, а також повторюваності операцій розряду – заряду [23]. Небагато з існуючих рішень здатні корисно перетворювати таке низькопотенційне тепло, яке зазвичай витрачається даремно.

Існуючі технології зберігання теплової енергії під час опалення будівель базуються в основному на ємнісному механізмі [8]. У той же час, ємнісні матеріали мають найнижчу густину запасання енергії і, як результат, найбільшу масу та об'єм для накопичення 1 ГДж тепла: каміння 67 т та 30 м³ та води 16 т та 16 м³ [24].

У порівнянні з ємнісним, фазовим та термохімічним механізмом акумулювання теплової енергії, адсорбційний механізм є одним з найбільш перспективних завдяки оптимальному інтервалу робочих температур та екологічності застосовуваних матеріалів. Тим не менш, головний виклик технології адсорбційної трансформації тепла зосереджено на збільшенні густини запасання тепла до значень, співмірних із термохімічними теплоакумулюючими середовищами.

1.2 Адсорбційні теплоакумулюючі матеріали

Ефективність адсорбційних систем та пристроїв для акумулювання та перетворювання теплої енергії визначають наступні основні характеристики: висока густина запасання енергії, високий стрибок температури, низька температура регенерації адсорбенту, тобто, заряду, та висока теплопровідність. Серед різних реагентів солі, які утворюють кристалогідрати при взаємодії з водяною парою (MgCl₂, CaCl₂, Na₂S, MgSO₄, Na₂SO₄, SrBr₂ тощо) характеризуються високою сорбційною здатністю і, отже, високою густиною запасання енергії [25]. Солі дозволяють реалізувати густину акумулювання енергії 1,9 – 2,7 ГДж/м³ кристалогідрату. В той же час

корозійна активність солей, їх низька теплопередача, як наслідок, низька питома потужність акумулюючої установки стають на заваді їх практичному застосуванню [26]. Наприклад, густина запасання енергії для гептагідрату сульфату магнію становить 1 ГДж/м^3 , але швидкість зневоднення $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ при низьких тисках виявляється низькою [27].

Крім того, при утворенні та розкладанні кристалічних сольватів соли в масивному стані відбувається перебудування її кристалічної ґратки. В результаті близько рівноважного тиску $P(T)$ існує зона метастабільності, в межах якої реакція істотно інгібується, а її швидкість практично дорівнює 0 [28]. Це спричинює адсорбційно-десорбційний гістерезис, який викликає необхідність переохолодження адсорбента на стадії адсорбції, та , напроти перегрівання адсорбента на стадії його регенерації.

При гідратації на поверхні солі утворюється шар продукту реакції – гідрату, який суттєво сповільнює дифузію реагента до поверхні розділу фаз, де відбувається реакція, що призводить до інгібування або, навіть до повної зупинки подальшого перебігу процесу. До зниження швидкості процесів адсорбції та десорбції призводить і зазвичай низька теплопровідність солей, що спричинює до недостатнього теплопідведення, яке негативно впливає на стан рівноваги екзо- та ендотермічних процесів [29]. Оскільки об'єм кристалогідрату значно більше в порів'язанні з кристалами солі, протягом тривалого циклювання утворення – розкладання кристалогідрату відбувається періодичне розширення – стиснення солі, яке призводить до її руйнування.

Широкий комерціалізації систем адсорбційного перетворювання теплової енергії стають на заваді не тільки фізична та хімічна нестабільність разом з корозійною активністю цих солей при високих температурах, але і нестабільність при тривалому циклюванні, деградацією в часі, а також недостатньо розвиненою поверхнею теплообміну.

В ідеалі стан чистих кристалів стабілізується автоматично після декількох послідовних циклів гідратації та дегідратації, як це спостерігалось,

наприклад, у BaCl_2 [30]. Що може статися в цьому випадку, проілюстровано на рис. 1.4, показаний приклад макрокристала, який розтріскується під час одного з циклічних експериментів.

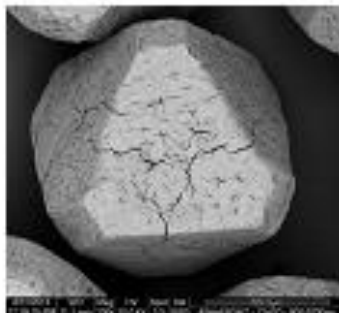


Рис. 1.4. Макрокристал з трещинами внаслідок циклів гідратації та дегідратації [31].

Якщо б така тріщинна структура виявилася стійкою, забезпечивши достатню кількість пари і тепла, то додатковий стабілізуючий матеріал не знадобиться [31]. Тим не менш, під час гідратації масивних солей у стаціонарному стані доступ води до безводних солей, як правило, вимикається утворенням гідратних плівок, уповільненням сорбції та охолодженням, що виникають у результаті цих процесів. Циклювання великих об'ємів солі неможливе без механічної дисперсії в процесі експлуатації. Мабуть, подібні проблеми є характерними.

LiCl згідно [32] має густину запасання енергії $253 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$, але використання цієї солі в промислових масштабах неможливе через високу ціну. Na_2S має високу густину запасання теплової енергії $1,1 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{кг}$ ($1980 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$) для тепла та $0,7 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{кг}$ ($1300 \text{ кВт} \cdot \text{г} / \text{м}^3$) для охолодження відповідно з коефіцієнтом перетворювання енергії $0,84$ і $0,57$ відповідно, але його експлуатаційні процеси є досить швидкими ускладнений високим вакуумом [33].

Густина акумулювання теплової енергії $\text{Na}_2\text{S} \cdot 5\text{H}_2\text{O}$ становить майже $2,79 \text{ ГДж} / \text{м}^3$ для опалення та $1,58 \text{ ГДж} / \text{м}^3$ для відкритої та закритої системи

відповідно [34]. Теоретично гептагідрат сульфату магнію згідно [34] має дуже хороший потенціал щодо накопичення сонячної енергії з запасання теплової енергії майже $2,27 \text{ ГДж/м}^3$. Він нетоксичний і неагресивний, але коштує дорого і має низьку насипну густину.

Пористі матеріали, такі як силікагелі, оксид алюмінію, активоване вугілля та цеоліти, мають високу адсорбційну здатність та високу питому площу поверхні. Ці матеріали, як відомо, є хімічно інертними, нетоксичними та є у великих кількостях. Так, пористі матеріали можуть використовуватися як ефективні адсорбенти для акумулювання тепла через незначні температури регенерації.

Система на основі синтетичного цеоліту 13X була використана для вирівнювання навантажень в тепловій мережі району [35], густина зберігання теплової енергії, яка визначено експериментально, складає $124 \text{ кВт} \cdot \text{г/м}^3$ для опалення та $100 \text{ кВт} \cdot \text{г/м}^3$ для охолодження з коефіцієнтів перетворення теплової енергії 0,9 і 0,86, але десорбція вологи при температурі близько 180°C робить її застосування економічно непридатною [9]. Австрійські вчені в декількох дослідженнях [36] використовували силікагель у закритих системах і експериментально досягали густини акумулювання близько $50 \text{ кВт} \cdot \text{г/м}^3$, тоді як теоретичні оцінки відповідали $200 - 300 \text{ кВт} \cdot \text{г/м}^3$.

Природні цеоліти доводиться вживати у великих кількостях, оскільки лише незначна кількість адсорбату десорбується при підвищенні температури. В той же час ізотерми адсорбції цеоліту виявляють дуже нелінійну залежність від тиску, що актуально для систем сонячного охолодження. Навпаки, активоване вугілля та силікагель мають майже лінійну залежність ізотерми від тиску. Силікагель відповідає більшості вимогам до адсорбентів, але він дорогий і не може бути доступний у більшості країн. Крім того, ще однією актуальною проблемою є явище зниження адсорбційного потенціалу та старіння силікагелю [37 – 39].

Як альтернативу традиційним адсорбентам, можна розглядати нові адсорбційні матеріали "AQSOA@", що належать до класу

(силико)алюмофосфатів [39]. Вони були розроблені компанією Mitsubishi Plastic Inc. (MPI) для осушувальних та адсорбційних системи перетворення тепла. Дослідження адсорбційної рівноваги та довговічності адсорбенту AQSOA-FAM-Z01 та AQSOA-FAM-Z02 представлені в роботах [40 – 44]. Поряд із прийнятно низькою температурою десорбції (60 – 90°C), обидва матеріали здатні обмінювати кількість води до 0,25 г/г) у вузьких діапазонах температури та вологості. Очевидно, що низькі значення поглинання води призводять до великих обсягів адсорбційних модулів, що перешкоджає їх впровадженню в системи теплопостачання. Однак загальною проблемою (силико) алюмофосфатних матеріалів все ще залишається висока капітальна вартість, оскільки процес синтезу дорожчий, ніж стандартних комерційних цеолітів, а будь-яке промислове масове виробництво ще не налагоджене.

Більш дешевою альтернативою AIPO та SAPO можуть бути цеоліти типу Y. Ці матеріали розробили компанія UOP Llc., Компанія Honeywell. Новий цеоліт «DDZ-70» – це цеоліт Y з високим вмістом кремнезему, обмінений з церієм, щоб зменшити його гідрофільність [45, 46]. Застосування DDZ-70 може бути вигідним для циклів адсорбції при низькій температурі за рахунок нижчої температури регенерації ($< 150^{\circ}\text{C}$) [47]. Тим не менш, температури регенерації цих матеріалів залишаються все ще занадто високими, щоб включати їх у побутові системи теплопостачання. З іншого боку, гідрофобні цеоліти можуть бути використані для адсорбції метанолу або етанолу. У зв'язку з цим цеоліт з дуже високим вмістом кремнезему Y-типу CBV-901 фірми Zeolyst Int. запропонований як адсорбент метанолу для охолодження приладів, керованих низькотемпературними джерелами тепла [47].

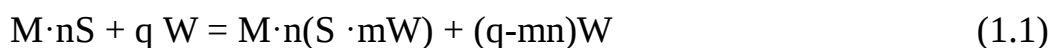
Таким чином, нові адсорбенти, незважаючи на істотне зниження температур регенерації в порівнянні з традиційними адсорбентами, не дозволяють впровадити їх до побутових систем теплопостачання внаслідок низької адсорбційної ємності. В той же час, солі, які утворюють кристалогідрати, незважаючи на велику сорбційну ємність, і, отже, густину

запасання енергії, доволі нестабільні при тривалому циклюванні, що є перешкодою для їх впровадження в системи теплопостачання та вентиляції.

Одними з методів впливу на адсорбційні властивості традиційних адсорбентів є їх модифікація шляхом привиття до поверхні або впровадження до пор молекул або кластерів інших сполук [48]. Модифікованими називають однофазні адсорбенти, на поверхні яких присутні різні окремі функціональні групи. Підвищена спорідненість цих груп до адсорбату сприяє більш високій адсорбційній ємності. Так, впровадження Ti та Al до мезопоринних молекулярних сит істотно підвищує адсорбцію CO₂, H₂O та бензолу [49]. До модифікованих також відносять гібридні органонеорганічні адсорбенти, зокрема силікагелі з різними органічними функціональними групами на поверхні. Подібні матеріали знаходять широке розповсюдження в процесах очищення газів та стічних вод від іонів важких металів та органічних сполук. Силікагелі, які модифіковані амінопропілними функціональними групами запропоновано використовувати в якості адсорента діоксиду вуглецю [50].

Однак, як найбільш радикальне вирішення цієї проблеми, можна розглядати композитні адсорбенти типу «поринна матриця – сіль» (ПМС). Протягом останніх 20 років вона представляє тему, що викликає великий інтерес [51, 52]. За даними Audin et al. [51] ці класи адсорбційних матеріалів представляють досить високу густину запасання тепла та більш широкий інтервал робочих температур порівняно з силікагелями та більшістю цеолітів (рис. 1.5). Цей клас матеріалів включає два компоненти: матрицю-господаря та неорганічну сіль, яку розміщено всередині пор матриці.

Сіль S реагує з паром адсорбату W (вода, метанол/етанол або аміак), що приводить до утворення комплексу $S \cdot nW$ (гідрат, метанолат тощо) молекул солі та сорбату відповідно до реакції



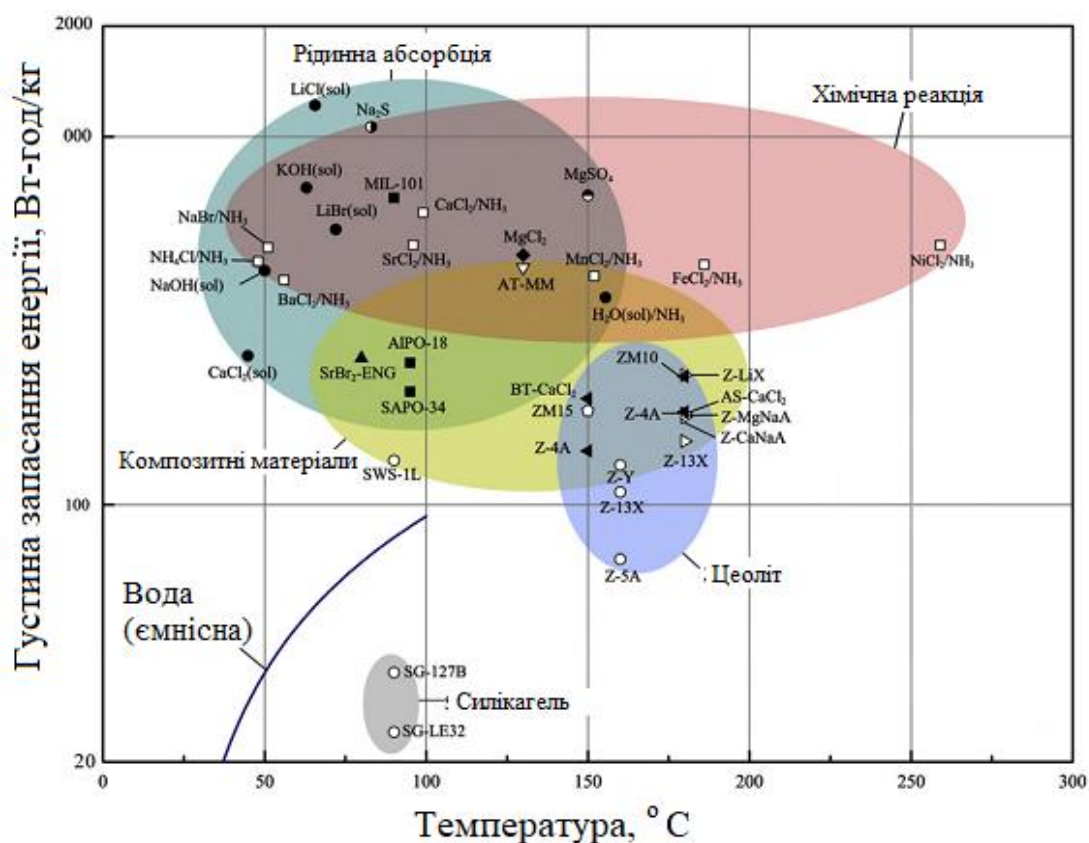


Рис. 1.5. Густина запасання енергії сорбційними теплоакумуючими матеріалами [50]

При подальшій сорбції відбувається складне розчинення та перетворення у розчин «сіль-сорбат» [52]. Розподіл солі в порах матриці сприяє кардинальній зміні рівноваги «адсорбент – адсорбат».

Для застосування було запропоновано кілька типів матриць, таких як мезопористі матеріали, глини та вуглекислі структури [5, 53, 54], з додаванням солей, які утворюють кристалогідрати.

Очевидно, що робочі параметри модуля трансформації теплової енергії сильно визначаються властивостями адсорбенту.

Цеоліти різних марок можуть бути віднесені до типових пористих матриць композитних адсорбентів. Whiting та ін. [54] використовували вологий метод для імпрегування MgSO_4 різних типів цеолітів, таких як фаужазит Na – X (Na) (Alfa Aesar, 13X, гранули діаметром 1,6 – 2,5 мм), морденіт (Na) (Alfa Aesar), Faujasite (Na і H) Y (Alfa Aesar).

За винятком композиту Na – X/15, MgSO_4 не є однорідно диспергованим по всьому цеоліту, однак, для Na – X/15 було зареєстровано 17 мас.% MgSO_4 . Дещо нижчий вміст MgSO_4 (ніж бажані 15 мас.%) вимірювали для цеолітових Y композитів (12,5–13,8 мас.%). Вимірювання площі поверхні BET ($\text{у м}^2/\text{г}$) для кожного ряду композитів, що містить різні кількості MgSO_4 дозволило встановити, що площа поверхні кожного цеоліту зменшується в послідовності: Na – Y4H – Y4Na – X4MOR. Для цеоліту Na – X і MOR, коли кількість MgSO_4 в матриці збільшується, відзначається значне зменшення площі поверхні, що узгоджується з Hongois та ін. [55].

Внутрішня поверхня мікропори кожного цеоліту набагато більша порівняно з зовнішньою поверхнею. Значне зниження площі поверхні зі збільшенням концентрації MgSO_4 може бути наслідком блокування пор цеоліту частинками солі, що інгібує адсорбцію молекул N_2 . Вимірювання об'єму пор для цеоліту Na – X та MOR (0,20 та 0,17 $\text{см}^3/\text{г}$) відповідно виявляють досить великий об'єм для просочення солі. Тим не менш, після просочення 15 мас.% MgSO_4 спостерігається значне зменшення об'єму пір для обох композитів (0,08 та 0,01 $\text{см}^3/\text{г}$ відповідно).

Для цеолітових Na-Y композитних матеріалів підвищення концентрації MgSO_4 також призводить до зменшення площі поверхні. Тим не менш, висока концентрація MgSO_4 (Na – Y/15) виявляє більшу площу поверхні (620 $\text{м}^2/\text{г}$), ніж концентрація Na – Y/10 (488 $\text{м}^2/\text{г}$). Це може бути викликано більшим розподілом солі по всьому цеоліту. Вимірювання об'єму пори цеоліту Na – Y (0,32 $\text{см}^3/\text{г}$) та Na – Y/15 (0,27 $\text{см}^3/\text{г}$) підтверджують успішне впровадження солі в пори цеоліту, не блокуючи їх.

Незважаючи на те, що сорбційна ємність таких композиційних матеріалів, як кремнезем, цеоліти та активоване вугілля значно збільшується введенням неорганічних солей порівняно з порівняно з пористою матрицею самої господаря [55, 56, 57], сорбційна ємність цеоліту в присутності MgSO_4 дещо знижується, що дозволяє припустити, що сіль не використовує повністю свій потенціал акумулювання. За даними Hongois та ін. [55], це є

результатом заміни катіонів Na^+ в цеоліті Na – X на іони Mg^{2+} від солі (MgSO_4).

За даними Хуе та ін. [58], об'єм пор та питома поверхня композитів «цеоліт-13X – CaCl_2 », які приготовано шляхом мокрого імпрегування, помітно знижуються внаслідок вбудовування CaCl_2 молекули на цеолітну матрицю (таблиця 1.2). Після реімпрегнації об'єм пор та об'єм поверхонь для композита з вмістом 40% CaCl_2 зменшуються на 52,63% та 48,60%, він корелює з більшим вмістом CaCl_2 в цеоліті як результат більш високої концентрації розчину CaCl_2 .

Таблиця 1.2. Структура пор різних адсорбентів [58]

Цеоліт	Об'єм пор ($\text{см}^3 \cdot \text{г}^{-1}$)	Площа поверхні ($\text{м}^2 \cdot \text{г}^{-1}$)
Гранулы 13X	0.36	663.04
Цеолит 13X – 20% CaCl_2	0.30	570.71
Цеолит 13X – 40% CaCl_2	0.18	346.96

Незважаючи на цей факт, рівноважна адсорбція води для «цеоліту 13X – 20% CaCl_2 » та «цеоліту 13X – 40% CaCl_2 » дорівнює 0,350 та 0,449 відповідно, порівняно з 0,289 для цеоліту 13X. Крім того, значення теплоти адсорбції для гранул целіту 13X, композитів «цеоліт 13X – 20% CaCl_2 » та «цеоліт 13X – 40% CaCl_2 », становить 272,11, 285,41 та 307,86 $\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$ відповідно.

Іншим привабливим видом матриць, яка використовується для приготування композитних сорбентів, завдяки високому специфічному об'єму пор та розподілу розміру пор, який ідеально підходить для інтеграції солі всередині пористої структури, залишаючи достатньо місця для перенесення водяної пари є вермікуліт [59].

За даними Zhang et al. [60] композитний адсорбент «вермікуліт – SrBr_2 » синтезували просоченням вспученого вермікуліту (BBM) розчинами SrBr_2 з масовою концентрацією 10%, 20%, 30% та 40% SrBr_2 . Зразки з

вмістом солі від 10 до 40 мас.% готували методом мокрого просочення, який включає наступні етапи: сушку ВВМ в електропечі більше 4 год при 200°C для видалення адсорбованої води, просочення висушеної ЕВМ в розчині SrBr_2 протягом 48 год, відповідно, відділення вологих ЕВМ з розчином SrBr_2 в його порах від розчину за допомогою сита і промивання дистильованою водою для видалення солі, що прилипла до поверхні ЕВМ, сушіння вологих зразків при 120 °C в електричній печі. В результаті кристали SrBr_2 прилипли до поверхні пор всередині ВВМ. Експериментально було перевірено однорідне розподілення солі всередині пір. Адсорбція води зразками композиту збільшується в 10 – 20 разів в порівнянні з базовим вермікуліту в залежності від вмісту солі. В той же час встановлені величини адсорбції води композитами не перевищують 0,5 кг/кг, що істотно ускладнює їх впровадження в системи теплопостачання.

Подібна матриця вспученого вермікуліту була просочена сухим методом водним розчином BaCl_2 або змішаним водним розчином BaCl_2 та BaBr_2 . Використання композиту «вермікуліту – BaCl_2 – BaBr_2 » в якості адсорбенту аміаку для кондиціонера, що працює в стаціонарному режимі, дозволяє отримати питому потужність охолодження на одиниці маси адсорбенту вище 500 Вт/кг, питому холодильну потужність на одиницю площі поверхні теплообмінника понад 270 Вт/м² та коефіцієнт перетворення енергії понад 0,45 [61].

Інший композит на основі матриці вермікуліта представлений Sapienza та ін. [62]. В якості солі використовували літій нітрат . Цей композит «вермікуліт – LiNO_3 » (SWS-9V) був спеціально розроблений в Інституті каталізу Борескова РАН, Новосибірськ, Росія (BIC-RAS) для адсорбційного охолодження. Цей композит готували сухим імпрегуванням вспученого вермікуліту насиченим розчином LiNO_3 з подальшим висушуванням при 150 ° C до тих пір, поки маса композиту не залишалася сталою. Вміст солі в композиті склав 63 мас. %.

Композити «силікагель – сіль» є одними з найпопулярніших представників композитних адсорбентів типу «сіль у пористій матриці». Їх використовують для адсорбційного перетворювання теплової енергії з робочими речовинами: вода, метанол, етанол та аміак [45]. Дослідження Арістова та ін. в [21, 52] показали, що композиційні матеріали на основі мезопористого силікагелю, просоченого CaCl_2 (SWS-1L) та LiBr (SWS-2L), показали адсорбцію води до 0,75 г/г, а десорбція практично завершується при відносно низьких температурах (70 - 120°C).

Характеристичні криві адсорбції води на композитах типу сіль в поринній матриці – це S-подібні криві з крутим підйомом поглинання, які відповідають утворенню комплексів $S \cdot n\text{H}_2\text{O}$ [21]. Положення ступені на ізотермі сильно залежить від виду солі. Варіювання солей дозволяє змінити положення ступені, щоб відповідати умовам конкретного циклу адсорбційного перетворювання тепла. Як правило, нітрати мають низьку спорідненість, їх можна застосовувати для циклів з робочою температурою 60°C при температурі конденсації 30°C, але забезпечують низьке підняття температури $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ під час адсорбції. Хлориди, а особливо броміди, виявляють більшу спорідненість. Отже, вони забезпечують більший підйом температури за рахунок підвищення температури заряду.

Інший композитний сорбент мезопористий силікагель, просочений $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$, SWS-8L, виявив досить сорбційну ємність по воді (до 0,2 г/г) при дуже низькій температурі десорбції (75 – 80°C) [63]. Як повідомляється в [64], композиційні матеріали на основі мезопористого силікагелю, просоченого CaCl_2 , LiBr та LiCl , мають неабияку сорбційну здатність метанолу (до 0,8 г/г), що привабливо для охолодження із застосуванням більш низьких температур випаровування. Наприклад, у холодильній установці «силікагель – LiCl » з робочою рідиною – метанолом в номінальних робочих умовах температура випарника, коефіцієнт перетворювання енергії та питома потужність охолодження можуть досягати 15°C, 0,41 і 244 Вт/кг [64].

З іншого боку, композитний мезопористий силікагель, імпрегований LiBr, демонстрував дуже високу адсорбційну здатність до етанолу (до 0,65 г/г), який менш токсичний, ніж метанол [65]. Можливою проблемою, пов'язаною з використанням композиційних матеріалів у циклах адсорбційного перетворення теплової енергії, є ризик витоку розчину через перенасичення холодоагенту. У [49] розглянуто кілька способів уникнути або зменшити цей ризик. Гідротермальна стабільність – ще одне важливе питання, яке ще ніколи не було систематично перевірене.

У роботах Courbon та ін. [66, 67] матриці з силікагелем пропонується імпрегувати стронцій бромідом. В якості пористої матриці використовується силікагель Davisil класу 62 від Grace, з маркуванням SG62. Цей силікагель містить в основному мезопори. Гексагідрат стронцій броміду обрано завдяки відмінній відповідності між температурами сорбції та десорбції гексагідрату SrBr_2 та температурою, необхідною для акумулювання теплоти сонячного випромінювання для будівельних цілей, високим теплотою реакції гідратації (67,5 кДж/моль води), а також поглинання/втрати 5 моль води на моль солі. Всі ці особливості роблять $\text{SrBr}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ привабливим адсорбентом для застосування для систем теплопостачання на основі сонячної теплової енергії. Композит синтезували за допомогою методу імпрегуювання з послідовними стадіями просочення/сушіння.

Методи отримання композитних адсорбентів

Одним з ключових факторів, які обмежують впровадження композитних адсорбентів типу «сіль в поринній матриці», є методика синтезу, яка не дозволяє отримати великі кількості матеріалу протягом однієї операції. Одним з вихідних реагентів є солі, які потім переводять в активний стан шляхом гідролізу, термічного розкладання або відновлення [68, 69, 70]. Основні прийоми і методи отримання аналогічні методикам для двокомпонентних каталізаторів. Найбільш поширені з цих методів доцільно розділити на 3 групи: а) методи, які базуються на нанесенні активного

компонента на вже сформований носій; б) методи, що включають стадію спільного осадження компонентів або гелеутворення; в) методи, які передбачають механічне змішування компонентів. Найбільш вживаним є метод нанесення (просочення).

Повний цикл синтезу композитних матеріалів типу «сіль в поринній матриці» методом просочування складається з наступних стадій: попередня сушка матриці, імпрегнування матриці розчином активної солі, фільтрування суспензії і її сушка. Існує кілька декілька модифікацій методу просочення [71]. Якщо обсяг просочувального розчину дорівнює обсягу пір матриці, то метод називається просоченням по вологоємкості (*insipient wetness impregnation*, *pore volume impregnation* або *dry impregnation*). Перевагою даного методу є те, що в процедурі синтезу відсутня стадія фільтрування. Гранули матриці поміщаються в просочувач (наприклад, барабанного типу), потім туди поступово, при постійному перемішуванні додається просочувальний розчин. Рідка фаза зазвичай доволі швидко проникає в пори матриці під дією капілярних сил. Катіони солі можуть переміщатися вглиб гранул досить повільно в результаті послідовних адсорбції / десорбції на поверхні матриці [71, 72]. Потім на стадії сушки композиту внаслідок випаровування розчинника активний компонент (сіль) осідає або кристалізується з обсягу розчину в порах і частково на поверхні гранул. Такий спосіб називають об'ємним нанесенням (*bulk deposition*) [71]. Характер розподілу цих частинок в порах залежить від концентрації і в'язкості просочувального розчину і режиму сушки сорбенту. В цілому для цього методу типово формування досить великих і неміцно пов'язаних з поверхнею матриці частинок солі (Рис. 1.6) [68, 71]. В той же час, і при такому способі синтезу взаємодія між катіонами і поверхнею матриці може відігравати важливу роль.

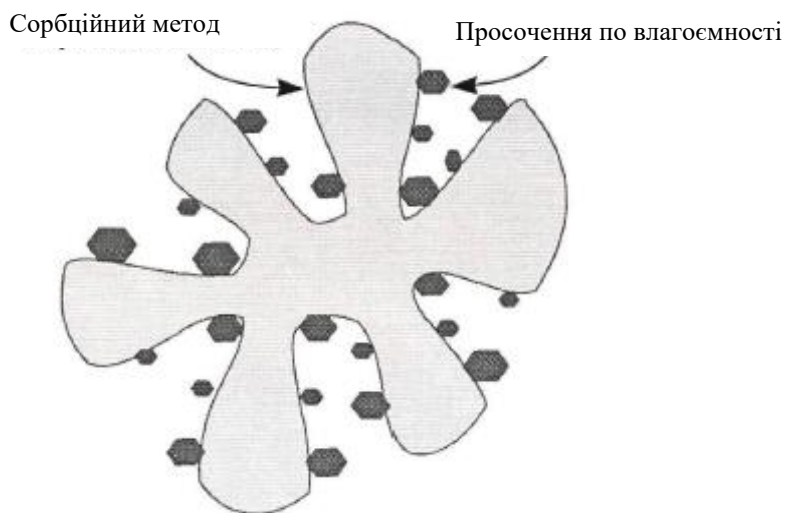


Рис. 1.6. Схематичне зображення нанесення активного компоненту методом сорбційного просочування з надлишку розчину та просочуванням за вологостістю [71].

Іншим варіантом є спосіб, коли гранули матриці опускають в великий обсяг розведеного розчину, або розчин прокачують крізь шар носія. Потім отриману суспензію витримують протягом декількох годин при перемішуванні для встановлення рівноваги, фільтрують і сушать. Такий спосіб називається просочення з надлишку розчину (equilibrium deposition filtration) [71]. В ході встановлення рівноваги активний компонент (іони солі) переміщається з розчину в пори, взаємодіючи з поверхнею матриці. Цей процес включає в себе такі механізми, як електростатична взаємодія між іонами і зарядженою поверхнею матриці, адсорбція іонів на поверхні матриці з утворенням іонних пар, водневих зв'язків, внутрісферному поверхневих комплексів, поверхнево-індукований гідроліз, часткове розчинення поверхні матриці і освіту змішаної твердої фази [71 – 73]. В результаті відбувається осадження активного компоненту на поверхні матриці [71]. Оскільки адсорбція активного компонента на поверхні матриці відіграє в цьому методі ключову роль, то його нерідко називають сорбційним. В даному методі зазвичай використовують розбавлені розчини, а після досягнення рівноваги велика частина активного компонента переходить з розчину на поверхню матриці, тому після фільтрування матковий розчин містить незначну

кількість активного компонента. Основною рисою композитів, синтезованих сорбційними методом, на відміну від просочення по вологоємності, є висока, близька до атомарної дисперсність частинок активного компонента. Крім цих двох способів просочення іноді застосовують і їх проміжний варіант – вологе імпрегування (wet impregnation) [71]. В цьому випадку стадія фільтрування суспензії зазвичай також опускається, а осадження активного компонента відбувається під час поступового випарювання розчинника при нагріванні композиту. При цьому способі в ході синтезу протікають обидва процеси, не лише об'ємне, але й поверхнєве осадження.

Золь-гель метод, який використовується в синтезі аеро- і ксерогелей, дозволяє безпосередньо вводити сіль в матрицю в процесі її осадження. У цьому методі компоненти композиту (активну сіль і попередник кремнієвого гелю) змішуються у вигляді розчинів, а формування твердої фази активної солі протікає одночасно з утворенням і сушінням гелю кремнієвої кислоти, тому його можна віднести до методів синтезу, заснованим на спільному осадженні компонентів. В основі цього методу лежить двостадійна процедура синтезу аерогелей, описана Брінкер [74]. Алкогелі готують з розчину органічних похідних силану (наприклад, тетраетоксілана ТЕОС), етанолу, води, соляної кислоти, аміаку.

Механізм формування гелю містить у собі 2 стадії. На першій стадії відбувається утворення гідролізованих і негідролізованих мономерів, димерів і ланцюгів тетраедрів $\text{SiC} \gg 4$. Друга стадія призводить до утворення повністю (в кислому середовищі) або в повному обсязі (в лужному середовищі) гідролізовані полімерів, з яких потім відбувається формування гелю. На цих стадіях утворюються гідролізовані моно-, ди-, і полімери мають велику кількість силанольних груп, які володіють високою реакційною здатністю по відношенню до іонів розчиненої солі.

Механізм взаємодії між ними включає в себе електростатичне, іон-дипольна, іонообмінна взаємодія і призводить до утворення іонних пар $-\text{Si}-\text{O}^- \cdots \text{Me}^+$. Мабуть, ці іонні пари або комплекси впливають на процеси

формування фази солі на стадії сушки композиту і призводять до її більш рівномірному (в порівнянні з КСПМ, отриманими методом просочування) розподілу в матриці і високого ступеня її диспергування.

Таким чином, завдяки підвищеній сорбційній ємності та теплоти адсорбції та більш низької температури регенерації композитні матеріали типу «сіль в поринній матриці» є перспективними для створення систем, модулів та пристроїв адсорбційного перетворювання теплової енергії. В той же час, їх широкій комерціалізації перешкоджає складність технології імпрегнування, яка не дозволяє отримати композитний адсорбент протягом одного технологічного циклу.

1.3 Експлуатація адсорбційних трансформаторів теплової енергії

Як правило, адсорбційні прилади для трансформації тепла працюють відповідно до замкнутого або відкритого циклу. Обидва варіанти передбачають дві стадії (або фази) заряд та розряд, тобто регенерацію адсорбента та адсорбцію.

Фази експлуатації адсорбційного модуля закритого типу наведені на рис. 1.7 [75]. При заряді адсорбер, в якому адсорбент насичується адсорбатом, регенерується, використовуючи тепло, Q_{des} , що поступає з джерела тепла (рис. 1.6a). Десорбована пара конденсується в конденсаторі, а теплота конденсації, Q_{cond} , розсіюється в навколишнє середовище або при достатньому потенціалі теплоносія подається споживачеві. Після завершення процесу зарядки, коли адсорбент висушився, з'єднання між конденсатором і адсорбером закривається. У цьому стані система може зберігати теплову енергію протягом невизначеного часу, оскільки теплова енергія зберігається як адсорбційний потенціал між адсорбатом та адсорбентом. Для відновлення накопиченої теплової енергії, як показано на рис. 1.6b, відкривається з'єднання між адсорбером та резервуаром рідкого адсорбату, який на цьому етапі виконує функцію випарника.

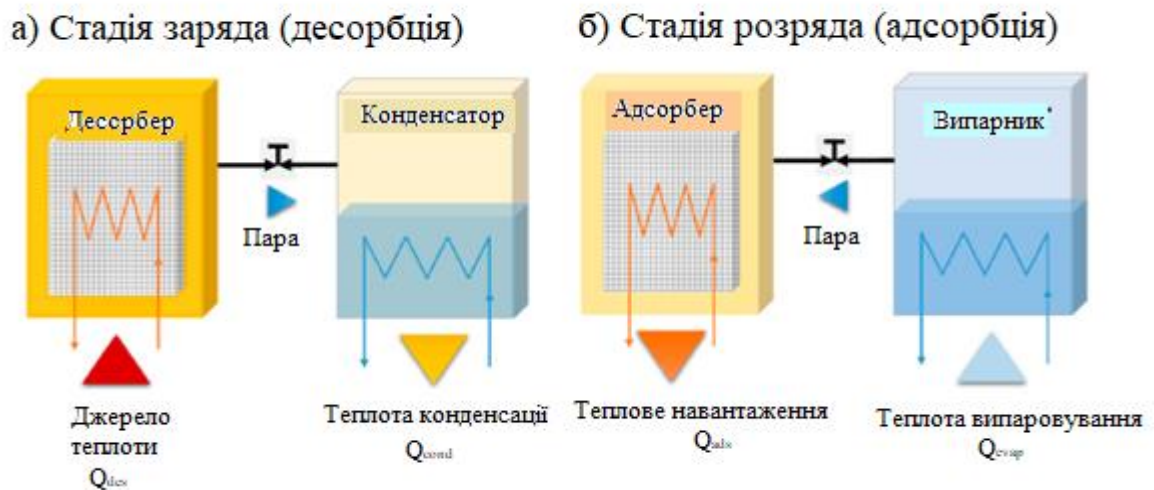


Рис. 1.7. Експлуатаційний цикл адсорбційного акумулятора теплової енергії закритого типу: (а) заряд; (б) розряд [75].

При відведенні адсорбат випаровується, адсорбуючи тепло з навколишнього середовища, Q_{evap} і пара потрапляє в адсорбер, де він адсорбується. Оскільки процес адсорбції екзотермічний, теплота адсорбції, Q_{ads} , вивільняється та поступає через систему тепlopостачання до абонента.

Навпаки, адсорбційний тепловий пристрій відкритого типу безперервно обмінюється масою (адсорбатом) з навколишнім середовищем (рис. 1.8) [75]. Фактично, два етапи заряду / розряду схожі на ті, які вже описані для замкнутого циклу. У цьому випадку тепло подається і витягується потоком повітря через шар адсорбенту. Зокрема, на етапі заряджання (десорбції) потік гарячого і сухого повітря потрапляє в адсорбера, викликає десорбцію адсорбованої води і виходить при більш низькій температурі та більшому вмісті вологості.

При розряді (стадія адсорбції) вологий і охолоджений повітряний потік подається до сухого адсорбенту. При цьому відбувається адсорбція та, як наслідок, виділення накопиченого тепла. Збережена теплота виділяється потоком гарячого і сухого повітря, що виходить із системи.

Системи тепlopостачання на основі адсорбційних модулів відкритого та закритого типів були розроблені та випробувані в Австрії [76] та Німеччині [34].

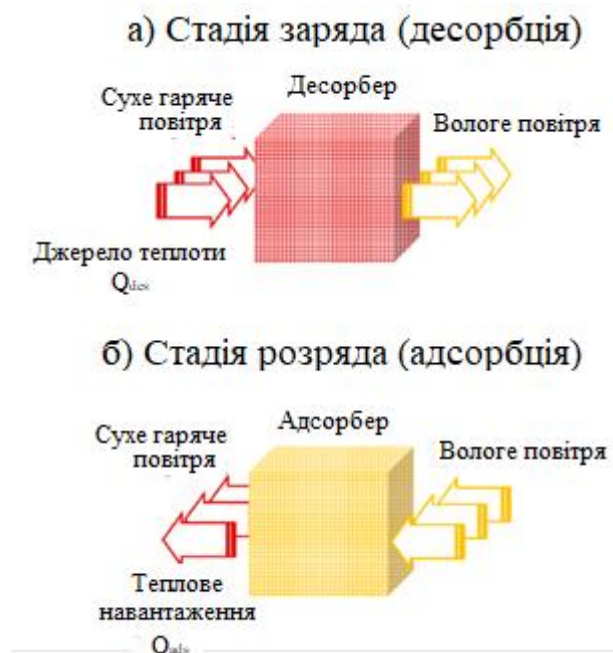


Рис. 1.8. Експлуатаційний цикл адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу: (а) стадія заряду; (б) стадія розряду [75].

Закрита адсорбційна система базувалась на робочій парі «силікагель – вода». Заряд відбувається шляхом нагрівання силікагелю за допомогою сонячного колектора, вода десорбується та конденсується в зовнішньому охолоджуючому пристрої. Далі конденсат та сухий адсорбент зберігаються окремо. Протягом розряду адсорбер поєднаний з випарником. Водяна пара адсорбується та відбувається виділення теплоти. Досягнуті результати на 20% в порівнянні з теоретично оціненими, густина запасання енергії склала 150 кВт-год/м³ силікагелю.

Відкрита адсорбційна система на основі робочої пари «цеоліт 13X – вода» розроблена в ZAE Bayern (Center for Applied Energy Research in Germany) акумулявання сонячної теплової енергії енергії протягом короткого терміну [34]. Ця система використовувалась як буфер в централізованій мережі тепlopостачання для зберігання 1300 кВт-год для нагрівання протягом 14 годин шкільного будинку з потужністю 135 кВт. Подібна система дозволяє зберігати теплоту без втрат і дозволяє компенсувати пікові навантаження.

В той же час основною характеристикою, яка визначає конструкцію адсорбційного модуля є, вочевидь, сорбційна ємність теплоакумулюючого матеріала, тобто, його гранична адсорбція. Її невеликі значення (до 0,5 кг/кг) для традиційних адсорбентів вимагають великих об'ємів адсорбційного модуля, що унеможливорює впровадження подібних пристроїв в системи тепlopостачання. Вирішення цієї проблеми проводилось двома шляхами: розділення адсорбера та резервуара для зберігання адсорбента та поступове його введення та виведення в реакційну зону, а також розділення потрібної кількості адсорбента по декільком адсорбційним модулям.

Перший шлях реалізовано в новій конструкції відкритої системи CWT-NT (Chemische Wärmespeicherung – Niedertemperatur: хімічне теплове акумулювання – низька температура) для теплового акумулювання протягом тривалого терміну (рис. 1.9), яку запропоновано інтегрувати в сонячну термальну комбіновану систему [77].

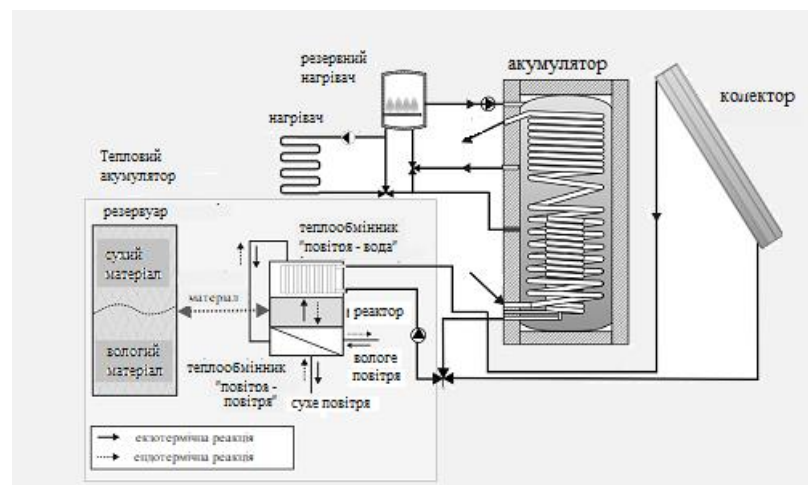


Рис. 1.9. Схема концепції CWS-NT [77]

В якості адсорбента пропонується використовувати композит «сіль в поринній матриці цеоліту». Для процесів заряду та розряду використовується подача викидного та припливного повітря. Жодного додаткового зволоження повітря не потрібно. Перенесення теплоти та маси між повітрям та акумулюючим середовищем прискорюється завдяки вимушеній конвекції. Резервуар для зберігання теплоакумулюючого матеріалу відділено від реактора. Отже, в процесі розряду та заряду бере участь частина

теплоакумуючого матеріалу від загальної кількості. Транспорт теплоакумуючого середовища між реактором та резервуаром відбувається за допомогою вакуумної системи.

Подібна стратегія регенерації дозволяє знизити температуру регенерації від 180°C до 130°C.

Другий шлях реалізовано Stritih and Bombač [78], які розробили закриту адсорбційну систему на основі натрій алюмосилікату $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$ в формі гранул (Рис. 1.10). Ця система розроблена для сезонного акумулювання теплоти. Так, в літній період відбувається заряд, а в зимній розряд. Це може бути комбіновано з нагрівальним або сонячним циклом.

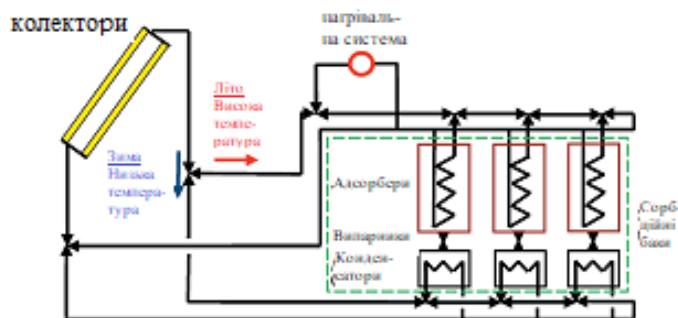


Рис. 1.10. Схема адсорбційної теплоакумуючої геліосистеми [78]

Теплота подана сонячним колектором зберігається в акумулюючих адсорбційних модулях та використовується пізніше для нагрівання житлового приміщення. Система включає адсорбери, сорбційні баки, конденсатори та випаровувачі. Теплота підводиться за допомогою сонячного колектора. Система працює в інтервалі температур від 45 до 120°C.

В той же час конструкція та експлуатація подібних систем доволі складні. Крім того, високі температури регенерації адсорбентів (не менш за 100°C) не відповідають санітарним нормам і не дозволяють впровадити їх в системи тепlopостачання.

Іншим напрямком використання адсорбційної трансформації теплової енергії є вентиляція та кондиціонування повітря. Прикладом подібних систем є технології Ventireg та VentireC, які розроблені Aristov та спів. [79],

які показані на рис. 1.11.

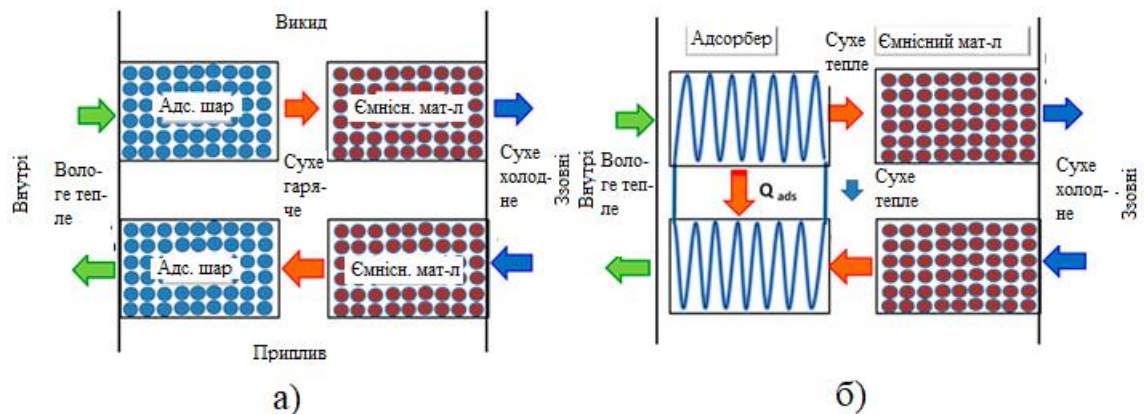


Рис. 1.11. Схематичне зображення процесів Ventireg (a) та VentireC (b) [79].

Модуль Ventireg включає касету з адсорбентом, яка розташована в частині модуля, що є найближчим до кімнати, та касету з ємнісним матеріалом, яка встановлено ближче до зовнішнього кінця модуля (Рис. 1.11a). Протягом стадії викиду процесу Ventireg (Рис. 1.12.) внутрішнє повітря з температурою T_{in} та відносною вологістю RH_{in} (точка 1, Рис. 1.12) входить до сухого шару адсорбента, де поглинається волога. Завдяки екзотермічному процесу адсорбції повітря та адсорбент нагріваються (Рис. 1.11, лінія 1–2). Цей процес є повністю адіабатичним при відсутності втрат теплоти через стінки модуля. Далі повітря проходить через касету HS (рис. 1.12, лінія 2–3), де поглинається ємнісна теплота, та виходить з пристрою як холодне та сухе (точка 3: T_{out} , вологовміст X_{out}). На стадії припливу холодне та сухе зовнішнє повітря входить до касети HS (лінія 3–2), поглинає збережене тепло та нагрівається. Далі воно проходить до волого шару адсорбента Ad, де волога десорбується та повертається до кімнати, відновлюючи таким чином вологість внутрішнього повітря.

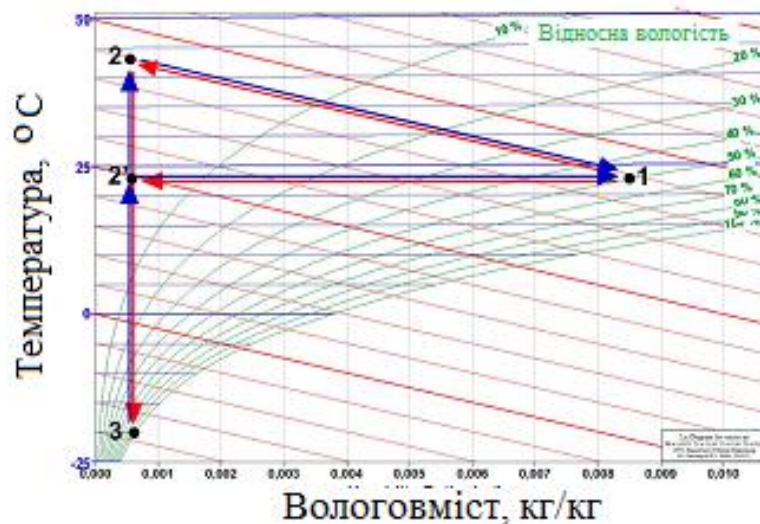


Рис. 1.12 Процеси Ventireg (1–2–3) та VentireC (1–2'–3) на психрометричній діаграмі вологого повітря. Червона лінія – викид. Синя лінія – подача [79].

Модуль VentireC включає два блоки з теплообмінником, трубки якого покриті адсорбентом (DCHE) та касетою з ємнісним теплоакумуючим (HS) матеріалом, які працюють в протилежних режимах (Рис. 1.11b). Теплота, яка виділяється при адсорбції в DCHE1 протягом викиду іє видаляється холодним теплоносієм (НТФ) та передається напряму до DCHE2, який працює в режимі подачі. Завдяки видаленню скритої теплоти від DCHE1 адсорбція води відбувається ізотермічно (рис. 1.12, лінія 1–2'). Це, можливо, сприятиме осушуванню повітря. В той же час, теплота перенесена до DCHE2 споживається вологим адсорбентом та сприяє десорбції воли та зволоженню зовнішнього повітря.

Акумуляція теплоти в VentireC подібно Ventireg: припливне повітря проходить через касету HS1, де поглинається ємнісне тепло. В той же час збережене тепло вивільнюється до навколишнього середовища через касету HS2. Для безперервної подачі прихованої та ємнісної теплоти блоки (DCHE + HS) працюють періодично змінюючи два режими. Таким чином, ємнісна та прихована складові теплового навантаження на підігрів внутрішнього повітря розділюються. Прихована теплота передається безпосередньо між

двома теплообмінниками DCHE, що прискорює рекуперацію теплоти та вологи, тоді як ємнісна теплота зберігається та випускається в касетах HS. Цей підход називають $\text{VentireC} = \text{Ventilation} + \text{reCuperation}$.

Процес Ventireg може бути безперервним та періодичним, тоді як VentireC реалізується лише, як безперервний процес. Перевагами VentireC є більш низький гідравлічний опір, і, отже, споживання електричної енергії, завдяки заміні шару адсорбента оребреними трубками та стала температура адсорбента при адсорбції, що сприяє ефективності процесу осушування повітря. В той же час, покращення експлуатаційних характеристик досягається в результаті ускладнення установки та режиму її експлуатації.

1.4 Математичне моделювання процесів експлуатації адсорбційних теплотрансформаторів

Іншою перепорою для впровадження адсорбційних теплоакумулюючих пристроїв в системи теплопостачання є відсутність алгоритму або процедури розрахунку, який дозволив би встановити оптимальні конструктивні та експлуатаційні характеристики адсорбційного модуля.

Найважливішою частиною адсорбційної системи акумулювання теплової енергії, очевидно, є адсорбційний пристрій зберігання тепла, тобто адсорбер або реактор, де адсорбент реагує з адсорбатом, таким як водяна пара. Щоб досягти високої ефективності адсорбційної теплоакумулюючої системи, реактор повинен бути оптимально розроблений для передбачуваної реакції та робочого стану. Це вимагає глибокого розуміння фізичних процесів всередині адсорбера, що може бути здійснено шляхом розробки підтвердженої чисельної моделі.

Запропоновані моделі можна розділити на дві групи. Перша орієнтована на прогнозування густини зберігання теплової енергії. Друга присвячена аналізу кінетики адсорбційних процесів та продуктивності адсорбера або адсорбційно-десорбційного реактора, наповненого традиційним адсорбентом або сіллю, що утворює кристалічні гідрати.

До першої групи відносяться математична модель розроблена Nagel та ін. [80], яка була модифікована Lehmann та ін. [81]. Обидві математичні моделі базуються на положеннях теорії Дубініна – Поляні. Вони передбачають визначення адсорбційного потенціалу та питомого адсорбованого об'єму, як його функції, що дозволяє визначити величину адсорбції.

Адсорбційна рівновага може бути описана як функціональна залежність адсорбції від тиску пари та температури. Оцінюючи зміну молярної вільної ентальпії (тобто хімічного потенціалу), спричиненої ізотермічним переходом рідини з вільного рідкого стану в адсорбований стан, адсорбційний потенціал φ , Дж/моль розраховується наступним чином [82, 83]:

$$\varphi = RT \ln \frac{p_s}{p} \quad (1.3)$$

де φ – адсорбційний потенціал, Дж/моль; p – парціальний тиск парової фази, Па; p_s – тиск насичення, Па; T – температура, К; R – універсальна газова стала, Дж/моль·К.

Відповідно до теорії Дубініна-Поляни, рівняння (1.3) можна звести до так званої характеристичної кривої – залежності адсорбційного потенціалу φ від адсорбованого об'єму на одиницю маси адсорбенту W (питомий об'єм), тобто $\varphi(W)$. Ця характеристична крива не залежить від температури для заданої робочої пари адсорбент – адсорбат і виражає залежність між диференціальною молярною роботою та адсорбованим питомим об'ємом W . Максимальне значення адсорбованого питомого об'єму відзначається як W_0 і являє собою максимальне поглинання, який визначає простір пор, що доступний для адсорбції. Цю величини можна обчислити для цеолітів, спираючись на їх кристалічну структуру.

Залежно від температури густина адсорбату визначається таким чином, що вона відображає максимальної адсорбції або навантаження (г/г адсорбента) при заданій температурі до максимального об'єму [82]:

$$\rho_{\text{Ads}}(T) = \frac{C_0(T)}{W_0} \quad (1.4)$$

де ρ_{ads} – густина адсорбату, г/см³; C_0 – максимальне навантаження (маса адсорбата на одиницю маси адсорбенту), г/г; W_0 – максимальна величина питомого об'єму адсорбованої речовини, см³/г.

Внаслідок цього подібні моделі є чутливими до розрахунку густини адсорбата. Точна функціональна залежність $\rho_{\text{ads}}(T)$ невідома. Її визначення складне через те, що C_0 важко визначити, наприклад, внаслідок впливу капілярної конденсації при більших навантаженнях.

Nagel рекомендує використовувати [80] (i) задовільний загальний математичний вираз для точної відповідності експериментально визначеної характеристичної кривої замість замість загальної (хоча й фізично обґрунтованої) моделі або (ii): квазілінійну модель фізичної густини відповідно до [83]:

$$\rho_{\text{Ads}}(T) = \rho_{10^0} \cdot [1 - 3.781 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 283.15)] \quad (1.5)$$

$$\rho_{\text{Ads}}(T) = \frac{\rho_{20^0}}{1 + \alpha_{\text{ads}20^0}(T - 293.15)} \quad (1.6)$$

Молярна ентальпія адсорбції згідно Nagel et al. [80] пропонується визначати, як суму ентальпії випаровування, адсорбційного потенціалу та ентропійної складової:

$$\Delta H_n = \Delta H_n^v + \phi - T\Delta S_n \quad (1.7)$$

де ΔH_n – молярна ентальпія адсорбції, Дж/моль; ΔH_n^v – молярна evaporation ентальпія випаровування, Дж/моль; ϕ – адсорбційний потенціал, Дж/моль; T – температура, К; ΔS_n – молярна ентропія адсорбції, Дж/моль·К.

Молярна ентропія адсорбції визначається по нахилу характеристичної кривої:

$$\Delta S_n = \alpha_{\text{ads}} \cdot W \cdot \left(\frac{\partial \varphi}{\partial W} \right)_T \quad (1.8)$$

де α_{ads} – коефіцієнт термічного розширення адсорбату, K^{-1} ; W – питомий адсорбований об'єм, $\text{см}^3/\text{г}$; φ – адсорбційний потенціал, Дж/моль.

Коефіцієнт термічного розширення адсорбату визначається напряму з температурної залежності густини, а власне з нахилу ρ - T -діаграми, як:

$$\alpha_{\text{ads}} = - \frac{1}{\rho_{\text{ads}}} \cdot \frac{\partial \rho_{\text{ads}}}{\partial T} \quad (1.9)$$

Lechmann враховує те, що густина адсорбата буде відрізнятися від густини вільної рідини [81]. Зокрема, її визначають як відношення максимального навантаження (граничної адсорбції), C_0 , яка залежить від температури, та питомого доступного об'єму пор, W_0 , який не залежить від температури, згідно (1.4). Ця величина не завжди легко доступна прямими вимірюваннями. Було запропоновано декілька моделей густини адсорбату. Lehmann et al. [81] пропонують використовувати модель густини адсорбату, яку запропонував Науер [82], як найбільш адекватну, тобто лінійне співвідношення (1.5), яке підтверджується доброю температурною інваріантністю характеристичної кривої. Іншим варіантом є рівняння (1.6), запропоноване Mugele [83].

Таким чином, обидві моделі дозволяють розрахувати зміну ентропії та теплоту адсорбції, базуючись на теплоті випаровування, адсорбційному потенціалі та зміні ентропії.

Встановити оптимальні експлуатаційні параметри адсорбційного модуля мали б дозволити математичні моделі орієнтовані на прогнозування кінетики адсорбції силікагелями, цеолітами та/або солями, які утворюють кристалогідрати. Всі подібні моделі описують кінетику адсорбції, базуючись на моделі лінійної рушійної сили (ЛРС).

Michel та ін. [84] розробили загальну двовірну модель (2D) адсорбера, який використовує робочу пару «гідратована сіль – вода». Вона розглядає тепломасопереніс в шарі адсорбента та потоці вологого повітря. Завдяки додатковим припущенням ця модель модифікована для представлення такого же пористого шару, який взаємодіє з чистою парою. Обидві моделі включають теплові та масові баланси, а також кінетичне рівняння.

Модель базується на наступних припущеннях:

- (а) Шар адсорбента є псевдогомогенним, тобто припускається, що тверда та газова фази (пара або вологе повітря) знаходяться при однаковій температурі. Це припущення обґрунтовується високою швидкістю теплопереносу між твердою фазою та газом, яка зазвичай спостерігається в подібних поринних середовищах з малими розмірами гранул (<0.5 мм).
- (б) масоперенос в поринному середовищі відповідає закону Дарсі. Інерційними ефектами можна знехтувати, оскільки швидкість пари зазвичай низька в подібних поринних шарах термохімічних систем.
- (с) процеси теплоперенесення в поринних середовищах здійснюються теплопровідністю згідно закону Фур'є, та конвекцією.
- д) на кінетику зворотної реакції між твердою та газовою фазами, яка включена до такого процесу, впливають ступінь перетворення та рівноважний перепад.

Конструкція адсорбера відповідає модульній концепції вертикальної установки декількох модулів.

- шар реагенту вставлено між плоским теплообмінником та газовим дифузором на іншому боці закритого реактора (см. рис. 1.13b).

Всі модулі під'єднані паралельно до вводу та виводу маси та теплоти. Таким чином дослідження може бути обмежено лише одним прямокутним модулем.

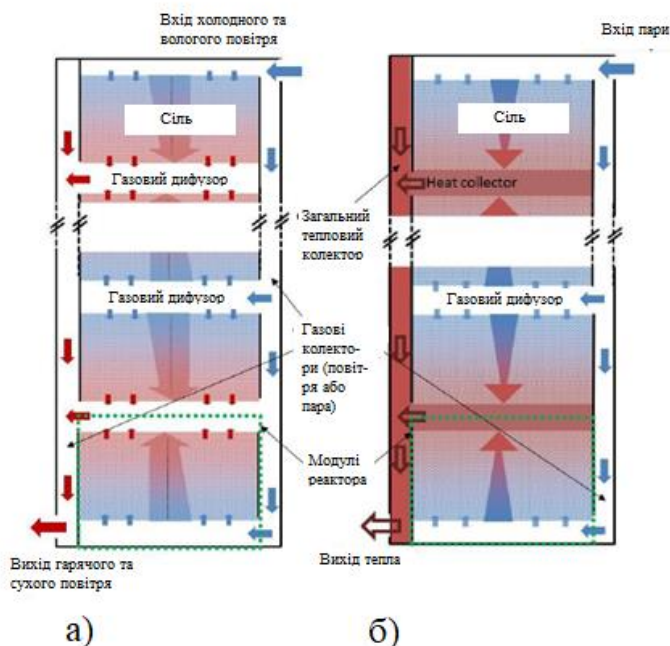


Рис. 1.13: Схема термохімічного реактора а) відкрита система (експлуатація з вологим повітрям) б) закрита система (експлуатація з чистою парою) згідно Michel та ін. [84].

Для відкритого термохімічного реактора газові дифузори подають або збирають потік волого повітря біля вхідного та викидного отвору термохімічного реактора. Вологе повітря подається до реактора з вхідного боку дифузора, і далі він перетікає через шар реагенту з верхньої до нижньої сторони (Рис. 1.14). В залежності від термодинамічних експлуатаційних умов це сприяє екзотермічній гідратації або ендотермічній дегідратації солі. При дегідратації частина теплоти реакції переноситься через шар адсорбента теплопровідністю, більшість її передається через шар до потоку волого повітря. Таким чином температура волого повітря, яке виходить з нижньої сторони шару стає більш високою, а вологість повітря нижчою в порівнянні з потоком волого повітря на вході (рис. 1.14a). З іншої сторони, протягом стадії дегідратації вологе повітря надає теплоту, яка необхідна для здійснення реакції в шарі. Отже, на виході потік волого повітря стає більш холодним та вологим ніж на вході (рис. 1.14b). Зрештою, потік волого повітря, який виходить з реакційного шару збирається вихідним дифузором та видаляється.

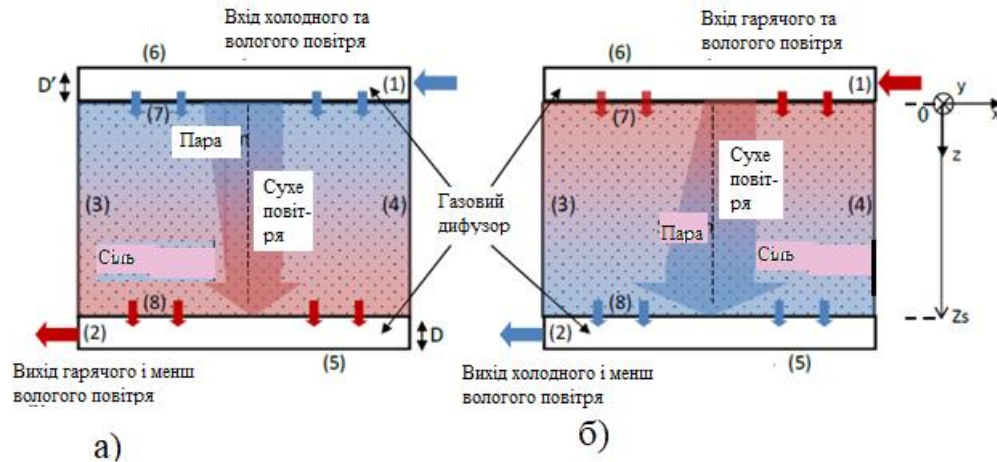


Рис. 1.14. Схема відкритого термохімічного реактора (працює з вологим повітрям) а) Стадія гідратації, б) Стадія дегідратації. (Цифри відповідають граничним умовам, які описані нижче) [84]

Для динамічного моделювання цього відкритого реактора необхідно постулювати наступні додаткові припущення.

(е) : Вологе повітря є сумішшю двох ідеальних газів: сухе повітря та водяна пара. Це припущення зазвичай для інтервала тисків, близьких до атмосферного, температур не більше 100°C та парціальний тиск водяної пари $<10\text{ kPa}$.

Набір рівнянь, який вимагає це моделювання, описаний нижче.

Молярне зберігання прикладається до потоку волого повітря:

$$\frac{\partial(\epsilon n_h)}{\partial t} = n - \nabla \cdot n_h u \quad (1.10)$$

де ϵ – поринність; t – час; n_h – молярна густина вологого повітря; n – молярна густина; u – швидкість потоку вологого повітря, яка оцінюються згідно закону Дарсі:

$$u = -\frac{k_s}{\mu} \nabla p \quad (1.11)$$

де k_s – проникність солі; μ – в'язкість повітря; p – тиск.

Відповідно до припущення (е), рівняння (1.10) може бути розділено на два молярних баланси, перший для сухого повітря, а другий для водяної пари:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{сухе повітря} \quad \frac{\partial(n_h(1-y_v)\epsilon)}{\partial t} = \frac{\partial(\epsilon n_a)}{\partial t} = -\nabla n_h u \quad 1 - y_v \\ \text{пара} \quad \frac{\partial(n_h y_v \epsilon)}{\partial t} = \frac{\partial(\epsilon n_v)}{\partial t} = n - \nabla n_h y_v u \end{array} \right. \quad (1.12)$$

де n_a – молярна густина сухого повітря; n – подача газу або потік завдяки реакції ($\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}$); y_v , – молярний вміст води в потоку вологого повітря, який залежить від парціального тиску водяної пари p_v згідно:

$$p_v = y_v p_t \quad (1.14)$$

де p_t – відповідає загальному тиску.

При розробці молярного балансу водяної пари, отримано молярний баланс води, яка міститься в потоку вологого повітря:

$$\epsilon n_h \frac{\partial y_v}{\partial t} + n_h u \nabla y_v = 1 - y_v \quad n \quad (1.15)$$

Отже, молярний баланс в шарі реагента дано рівняннями (1.10) та (1.15). Дійсно, більш легко працювати зі змінними та балансами, які включають загальний потік вологого повітря з однієї сторони (рівняння (1.10)) та молярну концентрацію пари з іншої сторони (рівняння (1.15)).

Для шару адсорбенту ця система може бути написана як:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\epsilon_s n_h)}{\partial t} = n - \nabla n_h u \\ \epsilon_s n_h \frac{\partial y_v}{\partial t} + n_h u \nabla y_v = (1 - y_v) n \end{array} \right. \quad (1.16)$$

$$\quad (1.17)$$

де ϵ_s – поринність шару адсорбента.

Рівняння (1.16) та (1.17) також можна застосовувати для газових дифузорів, якщо видалити складову витрати:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\epsilon_{\text{dif}} n_h)}{\partial t} = -\nabla n_h u \\ \epsilon_{\text{dif}} n_h \frac{\partial y_v}{\partial t} + n_h u \nabla y_v = 0 \end{cases} \quad (1.18)$$

$$(1.19)$$

з ϵ_{dif} – поринність масових дифузорів.

Згідно припущенням (а) та (с), енергетичний баланс твердого поринного шару:

$$n_s c_X + \epsilon_s n_h c_h \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot \lambda_{\text{eff}} \nabla T - n_h c_h u \nabla T + q \quad (1.20)$$

$$\text{де } q - \text{поток теплоти } q = \Delta h_T^0 \frac{dX}{dt} n_s = -n \frac{\Delta h_T^0}{v}$$

Три складові в правій частині рівняння відповідають кондуктивному тепловому потоку через поринний твердий шар, зміні ентальпії потоку вологого повітря та виділення або поглинання теплоти в результаті реакції (Вт/м^3). Для дифузорів маси процеси теплоперенесення не моделювали, тобто потік розглядали, як ізотермічний.

Кінетика цього типу реакцій між твердою речовиною та газом визначається різницею між умовами експлуатації p_v , T та термодинамічною рівноважною p_{eqSG} , яка визначається за рівнянням Клаузіуса – Клапейрона. Для пристрою відкритого типу p_v – парціальний тиск води. Оскільки тверда речовина споживається під час реакції, кінетика реакції також залежить від ступеню завершеності реакції. Згідно з попереднім дослідженням [85] показано, що воно може бути виражено кінетичним законом 1-го порядку, відповідно рівнянням (1.21) реакції гідратації та рівнянням (1.22) для дегідратації:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = k_{\text{cin}} \left(1 - X \left(1 - \frac{p_{\text{eqSG}}}{p_v} T \right) \right) \quad (1.21)$$

$$\frac{\partial X}{\partial t} = k_{\text{cin}} X \left(1 - \frac{p_{\text{eqSG}}}{p_v} T \right) \quad (1.22)$$

де X – ступінь завершеності реакції; k_{cin} – константа швидкості; t – час; p_v – парціальний тиск води; T – температура; p_{eqSG} – рівноважний тиск, який відповідає рівновазі тверда речовина – газ.

Для порівняння двох робочих режимів модель закритої системи була виведена з моделі відкритої системи, яка включає вологе повітря. Наряду з попередніми припущеннями (a) – (d), додаткові (f) – (h) необхідні для спрощення моделі відкритої системи.

Ці припущення наведені нижче:

(f) жодного інертного газу не поступає до реактора;

(g) завдяки низькому потоку пари через поринний шар реагента тепло перенос здійснюється головним чином шляхом теплопровідності та представлений ефективною теплопровідністю. В результаті конвективним тепло переносом завдяки потоку чистої пари через поринний шар можна знехтувати. (h) в порівнянні з теплоємністю твердого реагента теплоємністю пари нехтують.

Крім того, на відміну від відкритого реактора для закритого необхідний теплообмінник, щоб збирати або передавати теплоту реакції на додачу до газового дифузору. Отже, ці два елементи слід моделювати та комбінувати з шаром адсорбенту.

Схема закритого термохімічного реактора представлена на рис. 1.15. Вона включає три базових елементи однакової довжини L : газовий дифузор, шар реагенту та оребрення, яке проводить тепло.

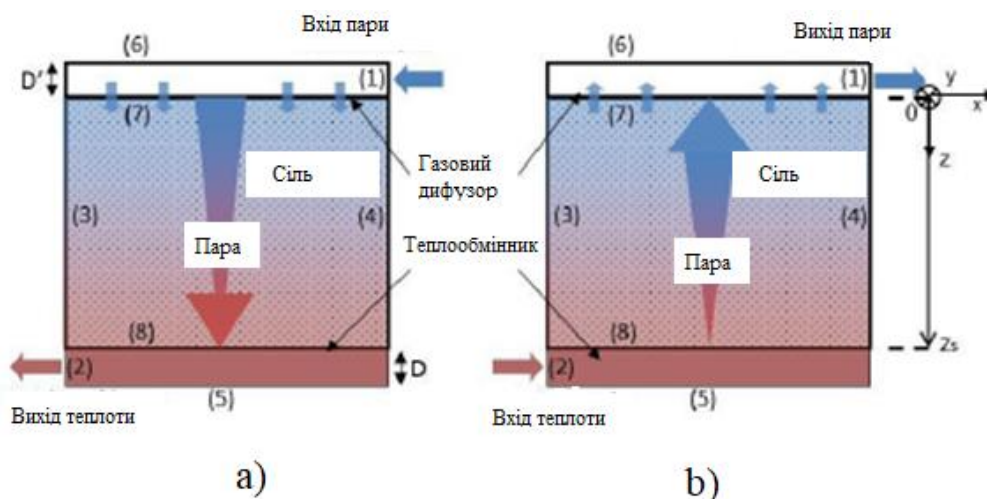


Рис. 1.15. Схема закритого термохімічного реактора (працює з чистою парою). а) Стадія гідратації, б) Стадія дегідратації. (Цифри відносяться до граничних умов, які наведено нижче). Товщина теплопровідного оребрення, шару реагента та дифузора маси складають, відповідно, D , Z_s and D' [85].

При розряді пара потрапляє з дифузора маси, розташованого у верхній частині шару солі, потім він протікає через реакційний шар, тобто шар адсорбенту, і відбувається екзотермічна реакція. Тепло, що виділяється, передається шляхом теплопровідності через пористий шар до теплообмінника в нижній частині шару (рис. 1.15a), а потім воно подається користувачам.

При заряді (розкладанні або дегідратації) цей теплообмінник під'єднується до зовнішнього джерела тепла і теплота передається пористому реагенту. Це призводить до ендотермічного процесу розкладання кристалогідрату та утворенню парів, які дифундують через шар і далі збираються в колекторі маси (рис. 1.15b).

Враховуючи загальний потік газу, що проходить через пористий шар, масові баланси однакові для обох режимів роботи:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\epsilon_s n_v)}{\partial t} = n - \nabla n_v u \\ \frac{\partial(\epsilon_{dif} n_v)}{\partial t} = -\nabla n_v u \end{cases} \quad (1.23)$$

$$(1.24)$$

де ϵ_s – пористість солі; ϵ_{dif} – пористість дифузора; n_v – витрата або подача пари; u – швидкість.

Отже, баланс пари (рівняння (1.23)) для закритої системи такий же, як і баланс вологого повітря для реактора відкритого типу (рівняння (1.10)) з відповідною змінною, n_v . Крім того, рівняння (1.23) описує баланс маси пари в дифузорі у верхній частині шару.

Швидкість u представлена відповідно до закону Дарсі (рівняння (1.11)).

Згідно з припущеннями (g) та (h), енергетичний баланс шару реагенту спростився до рівняння (1.25). Слід додати енергетичний баланс колектора тепла (рівняння (1.26)):

$$n_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot \lambda_{eff} \nabla T + \Delta h_T^0 X n_s \quad (1.25)$$

$$n_c c_c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot \lambda_c \nabla T \quad (1.26)$$

де n_s – витрата або подача солі; n_c – витрата або подача теплового колектора; c_s – молярна теплоємність солі; c_c – молярна теплоємність теплового колектора; λ_{eff} – ефективна теплопровідність; λ_c – теплопровідність теплового колектора; Δh_T^0 – стандартна ентальпія реакції.

Кінетичні рівняння залишаються незмінними в порівнянні до попередніх випадків, (рівняння (1.21) та (1.22)). Вони включають термодинамічний рівноважний тиск $p_{eqSG}(T)$, тоді як p_v – загальний тиск пари в закритій системі.

Описана модель обґрунтована на акумулюючій системі, яка базується на робочій парі 'SrBr₂ – H₂O'. Результати симуляції наведені на рис. 1.16.

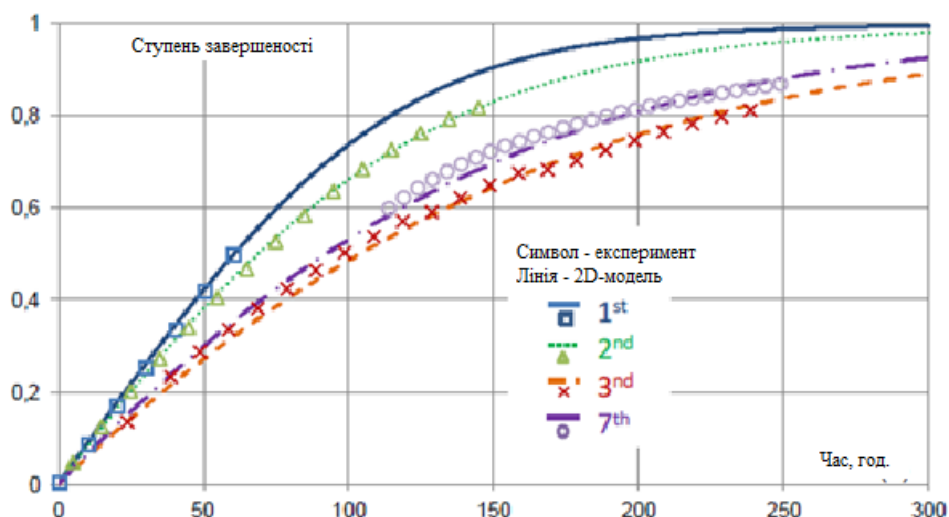


Рис. 1.16. Ступінь завершення реакції для кількох послідовних гідратацій. Експериментальні та симульовані результати для гідратацій 1, 2, 3 та 7 [85].

Результати моделювання адекватно відповідають експериментальним результатам для кількох послідовних гідратацій. Ці експериментальні кінетичні залежності мають зменшуватися протягом перших циклів, а потім стабілізуватись. Цей ефект добре відомий для подібних реакцій тверда речовина – газ. Таку поведінку можна пояснити розривом зерен та переорганізацією системи пор в соляному шарі протягом перших циклів. Ці розриви зумовлені сильним механічним навантаженням, яке виникає внаслідок зміни об'єму зерна під час гідратації. Як наслідок, для цих послідовних циклів необхідно визначити різні значення кінетичного параметра. Завдяки цим значенням різниця між експериментальними та розрахунковими швидкостями реакції є досить низькою: при $X = 0,5$ вона становить 1%, 2% та 6% відповідно для гідратацій від 1 до 3.

Модель Michel та ін. [85] отримала подальший розвиток в роботі Farcot та ін. [86], які розробили точну двомірну 2D динамічну модель реактору з рухомим шаром, який використовує робочу пару «гідратована сіль – вода».

Ця модель розглядає супряжені процеси тепломасопереноса в шарі реагента та кінетику реакції.

Обидва визначаючі рівняння отримані з масового балансу водяної пари та вологого повітря, а також гідратованих та дегідратованих твердих речовин. Виділення фракції водяної пари в повітря y_v , описано рівнянням (1.27):

$$\epsilon n_h \frac{\partial y_v}{\partial t} = \Phi_v (1 - y_v) - n_h u_h \nabla y_v \quad (1.27)$$

де Φ_v – відповідає складовій втрати пари.

Зростання перетворення солі представлено рівнянням (1.28):

$$(1 - \epsilon) \frac{\partial X}{\partial t} = - \frac{\Phi_v}{v} - u_s \nabla X \quad (1.28)$$

де X – перетворення солі, що розраховується як відношення молярних густин гідратованої солі та твердої фази $X = n_{s1}/n_s$.

Ця модель обґрунтована властивостями шару реагенту, який складається з гідратованої та дегідратованої солі, тобто перетворенням X .

Так, λ_{eff} , ефективна теплопровідність твердого шару, що визначена за законом Archie, який підтверджено для поринних шарів реагентів [86]:

$$\lambda_{eff} = \lambda_s (1 - \epsilon(X))^{1.5} \quad (1.29)$$

де λ_s – коефіцієнт теплопровідності твердого реагента.

В результаті розширення твердої фази протягом гідратації пористість шару реагента ϵ , залежить від перетворення:

$$\epsilon(X) = X \epsilon_{s1} + (1 - X) \epsilon_{s0} \quad (1.30)$$

де ϵ_{s1} – пористість гідратованої солі; ϵ_{s0} – пористість дегідратованої солі.

Подібним чином ступінь перетворення впливає на інші характеристики шару адсорбента:

$$Cp_s(X) = \frac{XM_{s1}Cp_{s1} + (1-X)M_{s0}Cp_{s0}}{XM_{s1} + (1-X)M_{s0}} \quad (1.31)$$

$$\rho_s(X) = \frac{D_{ec}M_s(X)}{\Delta h_r^0} \quad (1.32)$$

де

$$M_s(X) = XM_{s1} + (1-X)M_{s0} \quad (1.32)$$

$$k_s(X) = \frac{1}{\frac{1-X}{k_{s0}} + \frac{X}{k_{s1}}} \quad (1.33)$$

Експлуатаційні характеристики реактора можна оцінити за допомогою трьох параметрів: середня температура повітря на виході $T_{h,out}$; теплова потужність реактора P_{th} (рівняння (1.34)), та потужність, яка необхідна для вентиляції повітря, P_q (рівняння (1.35)), віднесена до енергії, яку надає реактор, P_{th} :

$$P_{th} = Q_h \rho_a \left[\left(Cp_a + \frac{y_{v,out} M_v}{(1-y_{v,out}) M_a} Cp_v \right) T_{h,out} - \left(Cp_a + \frac{y_{v,in} M_v}{(1-y_{v,in}) M_a} Cp_v \right) T_{h,in} \right] \quad (1.34)$$

де

$$P_q = (p_{in} - p_{out}) \cdot u_h \cdot S_h \cdot \eta_{fan} \quad (1.35)$$

з $S_h = 1m^2$ та коефіцієнтом корисної дії вентилятора, $\eta_{fan} = 64\%$ (ця величина відповідає обладнанню, яке планувалось використати для лабораторних тестів). Падінням тиску, яке створено іншим обладнанням (місцеві опори,

повітряні труби, дифузор та ін.), можна знехтувати в порівнянні з падінням тиску в шарі реагенту.

Для вивчення теплової динаміки адсорбційного теплоакumuлюючого приладу на основі цеоліту 13X, модель неізотермічної та неадіабатичної адсорбції, що включає рівняння переносу маси та енергії, була розроблена Gaïeni et al. [87]. Спочатку встановлюються баланси тепла та маси, використовувані в моделі. Потім пояснюється кінетична модель лінійної рушійної сили (ЛРС) та значення її коефіцієнта.

Рівняння в моделі, що описують динаміку адсорбера з нерухомим шаром, наповненого цеолітом 13X, ґрунтуються на наступних припущеннях: (а) потік в реакторі може бути описаний за допомогою осьово-дисперсної моделі потоку [88]; (b) передача тепла в радіальному напрямку через шар і стінки реактора може моделюватися як одновимірна модель опору; (с) газова фаза поводить ся як ідеальний газ і знаходиться в тепловій рівновазі з твердою фазою; (d) гранули адсорбента мають однакові характеристики, а властивості шару однакові.

Проблема розподілу температури визначається двома частковими диференціальними рівняннями: одне для температури шару (T), а інше – для температури стінки (T_w), з'єднане тепловими опорами. Температура підлоги і стінки розраховується в осьовому напрямку в вузлових точках і контактує через опори в радіальному напрямку. Схематично модель представлена на рис. 1.17. Температури шару та стінки розраховані в осьовому напрямку в вузлових точках, які знаходяться в контакті в радіальному напрямку.

Згідно цих припущень базові рівняння теплових та масових балансів може бути записана набором диференційних рівнянь з частковими похідними по вертикальній осьовій координаті (z) та часу (t). Сумарне рівняння масового балансу базується на густині повітря, ρ_g :

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial \rho_g}{\partial z} = 0 \quad (1.36)$$

де u – швидкість, м/с; t – час, с; ρ_g – густина повітря, кг/м³; z – осьова координата, м.

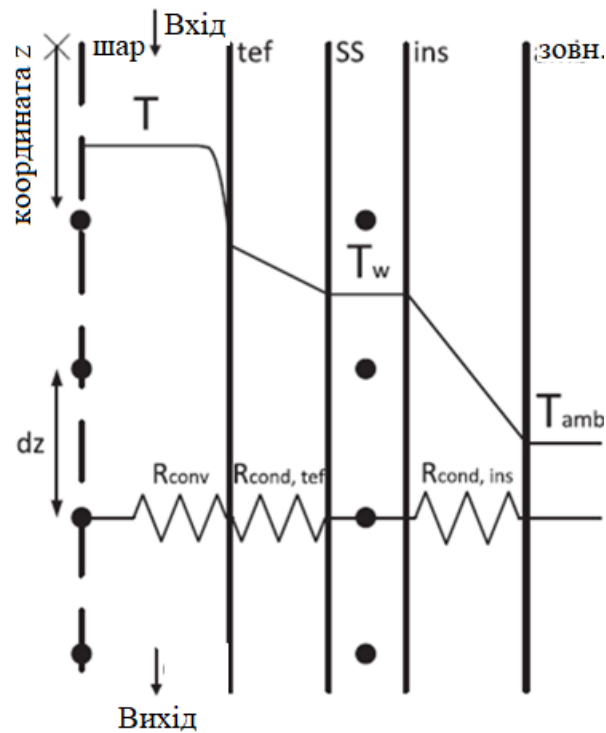


Рис. 1.17. Задача визначення розподілу температури визначається двома диференціальними рівняннями для температур адсорбента T та стінки T_w , які пов'язані термічно [87].

Масовий баланс по воді виражається на основі концентрації водяної пари, с:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial c}{\partial z} - D_z \cdot \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} + \frac{(1-\epsilon_b)}{\epsilon_b} \rho_p \cdot \frac{dq}{dT} = 0 \quad (1.37)$$

де c – концентрація водяної пари, моль/м³; t – час, с; ϵ_b – поринність шару, ρ_p – густина частинки, кг/м³; q – середня кількість адсорбованої води, на 1 кг цеоліту, моль/кг та D_z – осьовий коефіцієнт дисперсії, м²/с. Осьовий коефіцієнт дисперсії Gaeini et al. [87] вивели з кореляції Gunn [89].

Тепловий баланс в шарі наведено нижче:

$$\overline{\rho C_p} \frac{\partial T}{\partial t} + \epsilon_b \rho_g C_p u \frac{\partial T}{\partial z} - \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - (1 - \epsilon_b) \rho_p \cdot \frac{dq}{dT} \Delta H + \frac{4}{\pi d_1^2} \cdot \frac{(T - T_w)}{R_i} = 0 \quad (1.38)$$

де $\overline{\rho C_p}$ – загальна об'ємна теплоємність, Дж/м³·К; Т – температура, К; t – час, s; u – швидкість, м/с; ϵ_b – пористість шару; ρ_p – густина частинки, кг/м³; q – середня кількість адсорбованої води на 1 кг цеоліту, моль/кг; C_{pg} – питома теплоємність повітря, Дж/кг·К; ρ_g – густина повітря, кг/м³; z – осьова координата, м; λ_z – ефективна теплопровідність в осьовому напрямку, Вт/(м·К); ΔH – ентальпія адсорбції, Дж/моль; T_w – температура стінки, К; d_i – внутрішній діаметр, R_i – внутрішній термічний опір, м·К/Вт.

Згідно Gaeini та спів. [807], ефективна теплопровідність в осьовому напрямку, λ_z , оцінювали згідно моделі Zehner та Schlünder [90], яка є задовільною в широкому інтервалі теплопроводностей тверда фаза – рідина та твердих фракцій.

Сумарна об'ємна теплоємність, $\overline{\rho C_p}$, включає декілька складових, зокрема, теплоємність повітря в пустотах шару (перша складова), теплоємність повітря в порах гранул (друга складова), теплоємність твердої фази (третя складова) та теплоємність адсорбованої води (четверта складова). Вона визначається третьою та четвертою складовими завдяки більш високій густині твердої фази в порівнянні з газовою фазою відповідно до наступного рівняння:

$$\overline{\rho C_p} = \epsilon_b \rho_g C_{pg} + (1 - \epsilon_b) \epsilon_p \rho_g C_{pg} + (1 - \epsilon_b) \rho_p C_{pv} + (1 - \epsilon_b) \rho_p C_{pv} \mu_{H_2O} \quad (1.39)$$

де μ_{H_2O} – молярна маса водяної пари, кг/моль; C_{pg} – питома теплоємність повітря, Дж/кг·К; ρ_g – густини повітря, кг/м³; ρ_p – густина частинки, кг/м³; q – усереднена кількість води на 1 кг цеоліту, моль/кг; C_{pv} – питома теплоємність водяної пари, Дж/кг·К; ϵ_p – пористість частинки. В рівнянні (1.39), остання складова надає теплові втрати з внутрішньої стінки реактора на внутрішньому діаметрі реактора, d_i , на одиницю об'єма реактора.

Теплові втрати через стінку реактора симулювали, прийняв температуру стінки (T_w), користуючись іншим рівнянням для теплового балансу для стінки реактора [87]:

$$\rho_w C_{p,w} \frac{\partial T_w}{\partial t} - \lambda_{ss} \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} = \frac{(T - T_w)}{R_i A_w} - \frac{(T_w - T_{amb})}{R_o A_w} \quad (1.40)$$

де T – температура, К; T_w – температура стінки реактора, К; T_{amb} – температура навколишнього повітря, К; λ_{ss} – коефіцієнт теплопровідності шару неіржавіючої сталі, Вт/(м·К); ρ_w – густина стінки реактора, C_{pw} – питома теплоємність стінки реактора, Дж/кг·К; d_i та d_o – внутрішній та зовнішній діаметр реактора; R_i та R_o – термічні опори внутрішньої та зовнішньої сторони стінки реактора, A_w – поперечний переріз тіла стінки реактора.

Термічний опір внутрішнього боку стінки (R_i) обчислюється як сума опорів теплопровідності тефлонового шару та конвективного термічного опору біля внутрішньої стінки ($R_i = R_{cond, tef} + R_{conv}$), див. Рис. 1.17. За даними Ahn et al. [83] при передачі тепла в плотному шарі співвідношення між критеріями Нуссельта і Рейнольдса вважається таким же, як і у випадку тепловіддачі потоку в трубці круглого перерізу. Так, у моделі Gaeini et al. [87] конвективний термічний опір на внутрішній стінці розраховується за допомогою залежності критерія Нуссельта, представленого у рівнянні:

$$Nu_{PM} = 0.309 Re_{PM}^{0.8} Pr \quad (1.41)$$

де Re_{PM} – критерій Рейнольдса в поринному середовищі, який визначається, як ($Re_{PM} = d_p \cdot u \cdot \rho_g / \mu_g \cdot (1 - \epsilon_b)$) та Pr – критерій Прандтля.

Термічний опір на зовнішній стороні стінки (R_o) визначається головним чином опором теплопровідності, тобто термічним опором шару теплоізоляції, а конвективним термічним опором на зовнішньому боці шару ізоляції можна знехтувати ($R_o = R_{cond;ins}$), див. Fig. 1.17.

Подібно багатьом адсорбційним системам, Gaeini та ін. [80] використали для опису дифузійно-контрольовану кінетику з наближенням лінійної рушійної сили, яку введено вперше [91]:

$$\frac{dq}{dt} = k_{LDF}(q_{eq} - q) \quad (1.42)$$

де q та q_{eq} – адсорбована та рівноважна кількість води в твердій фазі на 1 кг сухого цеоліта, та k_{LDF} – константа швидкості.

В реальних адсорбційних системах загальна кінетика визначається декількома опорами масоперенесення, а результуюча константа швидкості $k_{LDF} [c^{-1}]$ є інтегральним параметром, який розглядає опір зовнішньої плівки та опір макропор [92]:

$$k_{LDF} = \left(\frac{d_p}{6k_f} + \frac{d_p^2}{60\epsilon_b D_p} \right)^{-1} \quad (1.43)$$

Перша складова з правої сторони являє собою опір передачі маси у зовнішній плівці рідини навколо частинки. Значення k_f можна обчислити з числа Шервуда, вираженого Wakao та Funazkri, в діапазоні чисел Рейнольдса приблизно від 3 до 10 000 [93]. Тим не менш, домінуючий опір масопереносу адсорбції водяної пари цеоліту 13X – це дифузійний опір в макропорах [92], який представлено другим членом правої частини рівняння, в якому вказується D_p [94]:

$$D_p = \frac{1}{\zeta} \cdot \left(\frac{1}{D_M} + \frac{1}{D_K} \right)^{-1} \quad (1.44)$$

де ζ – звивистість, а D_p ; D_M and D_K – коефіцієнти дифузії в макропорах, молекулярна та Кнудсеновська, відповідно. Коефіцієнт молекулярної дифузії можна оцінити за теорією Chapman–Enskog [95], а Кнудсеновський коефіцієнт дифузії за кінетичною теорією дифузії [94].

Вищезазначений константа швидкості k_{LDF} зазвичай залежить лише від температури, проте для деяких типів цеолітів він також залежить від

концентрації [96]. Як і для систем на основі цеоліту, залежність кінетики від концентрації виникає головним чином внаслідок коефіцієнта термодинамічної корекції; розрахунки за скоректованим коефіцієнтом приводять до кращих результатів [92]:

$$k_{LDF}^* = k_{LDF} \left(\frac{p_p RT}{\epsilon_p} \cdot \frac{\partial q_{eq}}{\partial p_v} \right) \quad (1.45)$$

де p_v – тиск водяної пари.

Таким чином, відповідно до Gaeini та спів. [87], фінальний набір рівняння включає чотири диференціальних рівняння в частинних похідних:

- рівняння (1.37) для моделювання концентрації води в газовій фазі (c);
- рівняння (1.38) для моделювання температури в шарі (T);
- рівняння (1.40) для моделювання температури стінки (T_w);
- рівняння (1.42) для моделювання навантаження води в твердій фазі (q).

Коефіцієнт корисної дії адсорбційного реактора визначали як відношення кількості теплоти, яка видаляється з потоком повітря з реактора ($Q_{convection}$) та кількості теплоти, яка отримана в процесі адсорбції (Q_{ads}). Встановлена добра кореляція чисельно розрахованих та експериментально вимірюваних температур.

Подібним чином, Semprini та ін. [97] симулювали адсорбційний теплоакумуючий модуль на основі цеоліта 13XBF для холодильних цілей. Експлуатацію адсорбера моделювали на основі наступних припущень.

- стан рівноваги описаний згідно моделі Dubinin-Astakhov [98]
- кінетика адсорбції підлягає моделі лінійної рушійної сили [91, 99]
- ентальпія адсорбції відповідає кривій, яку повідомив Mette [100]
- теплоємність цеоліта відповідає опису, який повідомлено Vučelić [101]
- потік в поринному середовищі розраховано згідно закону Дарсі;
- потік повітря ламінарний.

Abohamzeh та Frey [102] моделювали процес адсорбції води цеолітом в термохімічному реакторі для сезонного зберігання теплоти. Аналогічним чином, оцінку рівноважних значень адсорбції, а також адсорбованого об'єму здійснювали відповідно до моделі Дубініна:

$$W = W_0 \cdot e^{-(\varphi/E)^n} \quad (1.46)$$

де W – об'єм води, адсорбованої одиницею маси цеоліту, W_0 – максимальна об'ємна адсорбційна здатність адсорбенту, n – коефіцієнт неоднорідності розподілу мікропор за розмірами, E – характерна енергія, яка є силами міжмолекулярної взаємодії між адсорбатом і адсорбентом.

Залежність густини води від температури визначається подібно Nagel et al. [80], а величина адсорбції конвертується з об'ємних одиниць до масових:

$$A = \rho(T) \cdot W_0 \cdot \exp[-(\varphi/E)^n] \quad (1.47)$$

Моделювання швидкості адсорбції здійснюється також за допомогою моделі ЛРС [91] відповідно до рівняння (1.42). Але константа швидкості визначається як

$$k_{LDF} = \frac{15 \cdot D_{eff}}{R_p^2} \quad (1.48)$$

де R_p – середній радіус гранул цеоліта, а D_{eff} – ефективний коефіцієнт дифузії.

Ефективний коефіцієнт дифузії визначається за формулою:

$$D_{eff} = \frac{D_{ges}/\zeta}{1+\alpha(x)} \quad (1.48)$$

де D_{ges} – загального коефіцієнта дифузії; ζ – звивистість; $\alpha(x)$ – розраховується як

$$\alpha(x) = \frac{\rho_s RT}{\epsilon_p M_w} \cdot \frac{\partial A^*}{\partial p_w} \quad (1.49)$$

де M_w – молярна маса води; ϵ_p – внутрішня пористість гранул цеоліта;
 $\frac{\partial A^*}{\partial p_w}$ – тангенс кута нахилу ізотерми адсорбції.

Величину загального дифузійного опора визначають як

$$D_{ges} = \left[\frac{1}{D_K} + \frac{1}{D_{i,j}} \right]^{-1} \quad (1.50)$$

де D_K – коефіцієнт дифузії по Кнудсену; $D_{i,j}$ – коефіцієнт дифузії газу з компонентами i та j .

Величини коефіцієнтів дифузії визначають як:

$$D_K = \frac{4}{3} \cdot d_{pm} \cdot \sqrt{\frac{RT}{2\pi M_{ads}}}$$

$$D_{i,j} = \frac{1,013 \cdot T^{1,75} \cdot 10^{-7} \cdot \sqrt{\left[\frac{1}{M_i} + \frac{1}{M_j} \right]}}{p \left[\sqrt[3]{\sum v_i} + \sqrt[3]{\sum v_j} \right]^2} \quad (1.50)$$

де M_i та M_j представляють молярні маси в кг/кмоль. $\sum v_i$ і $\sum v_j$ – дифузійні об'єми молекул.

Ентальпія адсорбції визначається як сума ентальпії випаровування, ΔH_v та ентальпії зв'язування. Наступна формула дає ентальпію адсорбції цеоліту ΔH як функцію масового навантаження X [18]:

$$-\Delta H_{ads} = \Delta H_v + E \left(\ln \frac{w_0}{w} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{E\beta T}{n} \left(\ln \frac{w_0}{w} \right)^{\frac{1-n}{n}} \quad (1.51)$$

Масовий та енергетичний баланси складаються в цілому подібно Solmus, Gaieni [87]. Але на відміну від них враховуються теплові втрати через стінки пристрою.

Апробацію запропонованої моделі проводили на прикладі циліндричного реактора, в якому розміщено нерухомий шар адсорбента – цеоліта [102]. Знизу до ректору подається потік зволоженого повітря, при проходженні якого через шар адсорбента абсолютна вологість значно знижується. Результати розрахунків добре збігаються з експериментальними результатами щодо зміни температури повітря на виході з адсорбера, майже лінійною залежністю адсорбції та теплоти адсорбції в протягом часу (рис. 1.18).

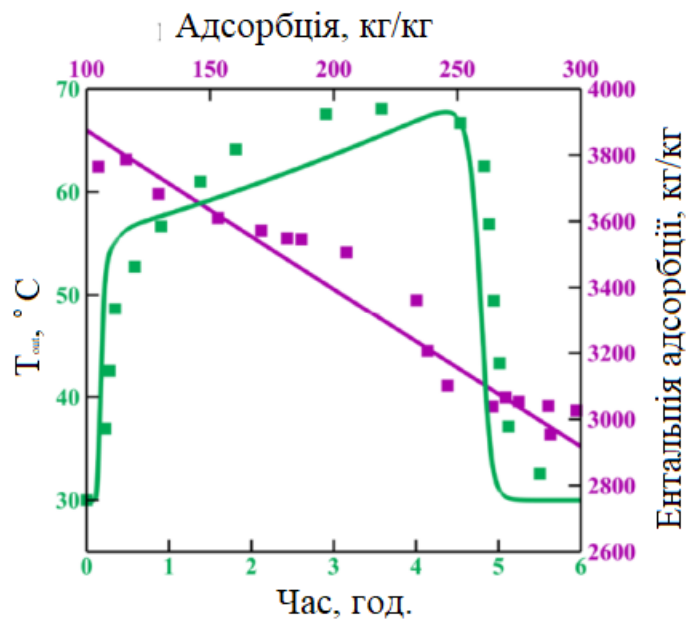


Рис. 1.18. Апробація розробленої математичної моделі $T_{\text{ads}} = 30^\circ\text{C}$ і парціальному тиску водяної пари при 15 мбар.

За допомогою цієї математичної моделі показано кореляція зростання температури регенерації при заряді та температури повітря на виході при розряді, що цілком прогнозовано відповідає більш повному видаленню води

при більш високих температурах регенерації, а отже, зростанню поглинання води та теплоти адсорбції при розряді [102].

Крім того, показано кореляцію зміни температури повітря на виході з реактора та початкового парціального тиску водяної пари, тобто абсолютної вологості повітря (рис. 1.19). Цілком прогнозовано, що підвищення вмісту води в повітрі сприятиме підвищенню швидкості процесу адсорбції, а отже зростанню температури повітря на виході з шару адсорбента.

Крім того, це приводить до скорочення часу адсорбції, тобто розряду пристрою.

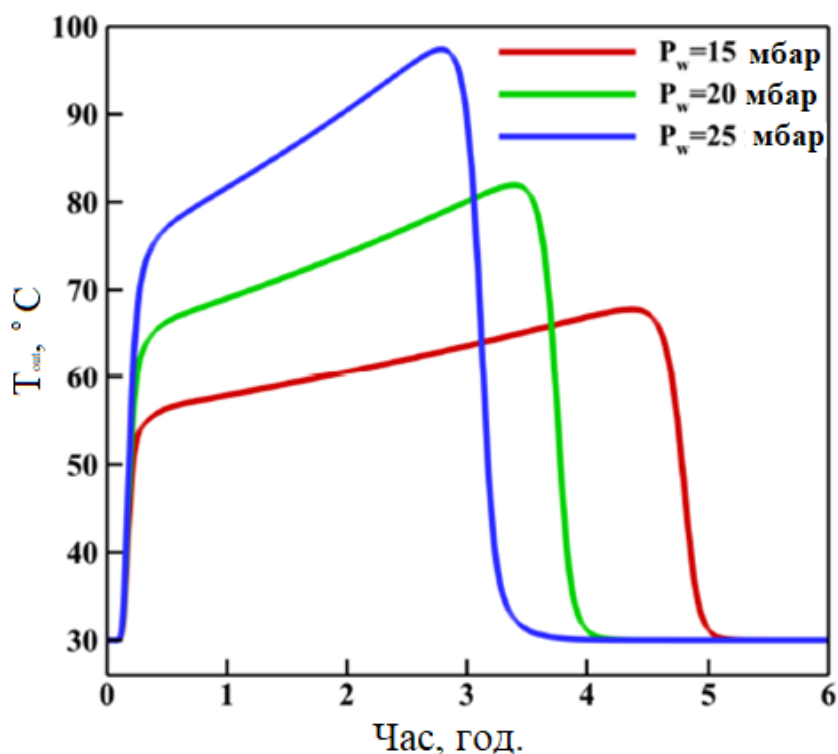


Рис. 1.19. Зміна температури повітря на виході з реактора [102]

До аналогічного результату приводить і підвищення масової витрати повітря, що є результатом підвищення кількості адсорбата, який поступає до шару адсорбента, величини адсорбції, теплоти адсорбції, а отже температури адсорбента та температури повітря на виході з шару адсорбента.

Abohamzeh та Frey [102] підкреслюють, що до ключових факторів, які впливають на теплоту адсорбції слід віднести парціальний тиск водяної пари

та температуру регенерації. Підвищення тиску водяної пари, тобто абсолютної вологості повітря, сприяє зростанню адсорбції, і, отже, теплоти адсорбції (рис. 1.20). Підвищення температури десорбції, тобто температури регенерації сприяє більш повному видаленню адсорбата з пор та поверхні адсорбента, а отже, підвищенню адсорбції та теплоти адсорбції при розряді.

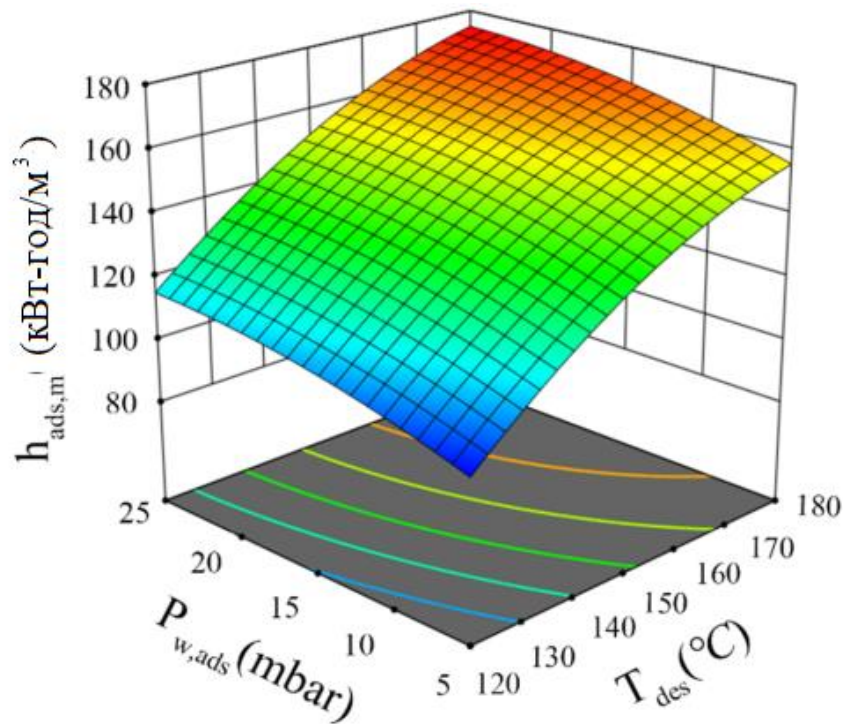


Рис. 1.20. Зміна питомої теплоти адсорбції при варіюванні питомого тиску водяної пари та температури десорбції [102].

Так, максимальні значення питомої теплоти адсорбції відповідають парціальним тискам водяної пари 20 – 25°C та температурі десорбції 170 – 180°C (рис. 1.21). Abohamzeh та Frey [102] пропонують регулювати питому теплоту адсорбції шляхом зміни парціального тиску водяної пари та/або температури регенерації.

Час розряду визначається температурою десорбції, парціальним тиском водяної пари та масовою витратою повітря (рис. 1.21). Масова витрата повітря MFR має значний потенціал для впливу та час адсорбції, тобто

розряду пристрою. Зниження масової витрати повітря при сталому парціальному тиску води сприяє зростанню часу розряду (рис. 1.21а).

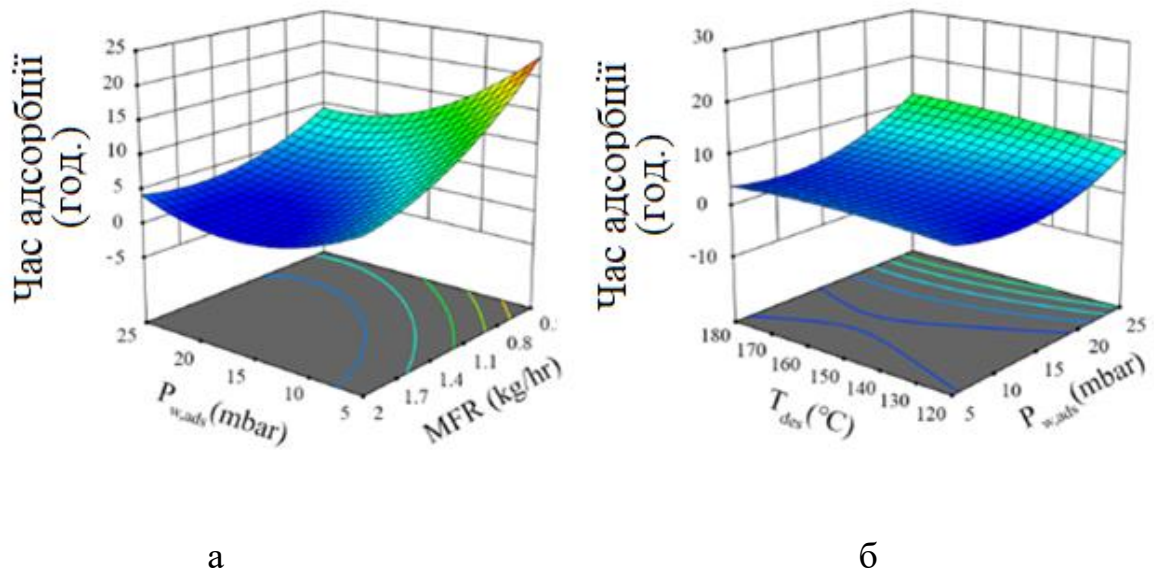


Рис. 1.21. Вплив масової витрати повітря (а) та температури десорбції (б) та парціального тиску водяної пари на час десорбції [102].

Цей час зростає і при підвищенні температури десорбції (рис. 1.21б), що є результатом зниження вмісту адсорбата в цеоліті на початку стадії розряду [102].

Таким чином, математична модель дозволяє дуже наочно проводити симуляцію процесів експлуатації теплоакумуючого пристрою відкритого типу для сезонного акумулювання теплової енергії. Вона дозволяє встановити основні ключеві фактори, які впливають на температуру повітря на виході з шару адсорбента при розряді, визначити теплоту адсорбції, а також запропонувати режим експлуатації пристрою [102]. В той же час вона розглядає переважно лише одну стадію процесу експлуатації адсорбційного пристрою та не дає інтегральної оцінки його ефективності, базуючись на всіх стадіях експлуатації пристрою.

Kant K. et al. [103] аналізували та оптимізували процеси експлуатації адсорбційного модуля закритого типу. Силікагель було розміщено між циліндричними та прямокутними ребрами теплообмінника. Рівноважні

значення адсорбції та адсорбційного потенціала визначали згідно теорії Дубініна подібно Abohamzeh та Frey [102].

Рівняння матеріального балансу в поринному середовищі адсорбента записували як [103]

$$\epsilon_{eff} \frac{\partial C}{\partial \tau} - \nabla(D_{eff} \nabla C) + \nabla(u \cdot C) = R_c \quad (1.52)$$

де C — концентрація водяної пари, D_{eff} — ефективний коефіцієнт дифузії, R_c — коефіцієнт, який відноситься до перебігу реакції, u — швидкість руху водяної пари в поринному середовищі, ϵ_{eff} — ефективна пористість, яку можна представити як:

$$\epsilon_{eff} = \epsilon_b + (1 - \epsilon_b) \epsilon_p \quad (1.53)$$

де ϵ_{eff} — ефективна поринність, ϵ_b — поринність шару адсорбента, ϵ_p — поринність гранул силікагеля.

Величину D_{eff} розраховували як

$$D_{eff} = \frac{\epsilon_b \cdot D_m}{\zeta} \quad (1.54)$$

де ϵ_b — поринність шару адсорбента; D_m — молекулярна дифузія водяної пари; ζ — звивистість.

Звивистість визначали за моделлю Millington та Quirk [104] для упакованих сферичних гранул:

$$\zeta = \epsilon_b^{-1/3} \quad (1.55)$$

Молекулярну дифузію води та водяної пари визначали як:

$$D_m = D_0 \cdot \frac{p_{ref}}{p} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^2 \quad (1.56)$$

де D_0 характеризує самодифузію пари, p_{ref} і T_{ref} є опорними тиском і температурою відповідно. p – це тиск газу, визначений газовим законом ($p = CRT$, де C — концентрація, R — універсальна газова стала, а T — температура).

Швидкість Дарсі (u) в пористому середовищі визначається як:

$$u = -\frac{\kappa}{\mu} \cdot (\nabla p - \rho_v g) \quad (1.57)$$

де ρ_v – густина водяної пари, а g – універсальна гравітаційна стала. κ – це проникність пористого середовища, і її можна отримати з напівемпіричного рівняння Блейка–Козені як:

$$\kappa = \frac{d_p^2 \epsilon_b^2}{150(1-\epsilon)^2} \quad (1.58)$$

де d_p – діаметр частинки.

Закон Сазерленда або відношення в'язкості до температури використовується для визначення в'язкості газу (μ) в діапазоні від -156°C до 1787°C , де співвідношення S/T_{ref} емпірично приймається рівним 0,505.

$$\mu = \mu_{ref} \cdot \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{1 + \frac{S}{T_{ref}}}{\frac{S}{T_{ref}} + 1 + \frac{T}{T_{ref}}} \right) \quad (1.59)$$

де T_{ref} і μ_{ref} в якості контрольної температури і в'язкості відповідно.

Перенесення теплоти в поринному середовищі керується рівнянням дифузійного перенесення

$$(\rho C_p)_{eff} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho_v C_{p,v} u \cdot \nabla T - k_{eff} \nabla^2 T = Q \quad (1.60)$$

де $(\rho C_p)_{eff}$ – ефективна об'ємна теплоємність, k_{eff} – ефективна теплопровідність. Q – теплота, яка утворюється внаслідок адсорбції водяної пари в силікагелі, і його значення залежить від фактору R_s і буде обговорюватися в розділі кінетики реакції.

Ефективна об'ємна теплоємність $(\rho C_p)_{eff}$ розраховується за таким рівнянням:

$$(\rho C_p)_{eff} = \rho_v C_{p,v} \epsilon_{eff} + \rho_s C_{p,s} (1 - \epsilon_{eff}) \quad (1.61)$$

Ефективна теплопровідність k_{eff} шару теплоакумулюючого матеріалу є досить складною властивістю, оскільки вона має багато залежностей. Теплопровідність залежить, серед іншого, від геометричних особливостей, теплопровідності твердого адсорбенту та газоподібного адсорбату. Звичайна теоретична модель для ефективної теплопровідності наведена Zehner і Schlunder [105], яка є задовільною для широкого діапазону теплопровідності тверде тіло до рідини та твердих фракцій, як показано нижче:

$$\frac{k_{eff}}{k_v} = 1 - \sqrt{1 - \epsilon_b} + \frac{2 \cdot \sqrt{1 - \epsilon_b}}{1 - \lambda B} \cdot \left(\frac{(1 - \lambda) B}{(1 - \lambda B)^2} \cdot \ln \left(\frac{1}{\lambda B} \right) - \frac{B + 1}{2} - \frac{B - 1}{1 - \lambda B} \right) \quad (1.62)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності ($\lambda = k_v/k_s$), а B – коефіцієнт форми. Значення коефіцієнта форми B визначається як:

$$B = 1.25 \cdot \left(\frac{1 - \epsilon_b}{\epsilon_b} \right)^{10/9} \quad (1.63)$$

Теплоперенесення в ребрі можна розрахувати за допомогою рівняння тепло перенесення при дифузії [106]:

$$\rho_{fin} C_{p,fin} \frac{\partial T}{\partial \tau} - k_{fin} \nabla^2 T = 0 \quad (1.64)$$

де ρ_{fin} , $C_{p,fin}$ та k_{fin} – густина, теплоємність та теплопровідність металевого ребра відповідно.

Кінетику адсорбції враховували за допомогою коефіцієнта R_c

$$R_c = \frac{\rho_s}{M_w} \cdot (1 - \epsilon_{eff}) \cdot \frac{\partial A}{\partial \tau} \quad (1.64)$$

де ρ_s – густина твердої фази, M_w – молекулярна маса води. A – середня кількість адсорбата, адсорбованим у частинці. Це також називають водопоглинанням матеріалу (маса адсорбованого адсорбату на одиницю маси сухого адсорбенту) або адсорбцією. У цій роботі для опису швидкості реакції застосовано модель лінійної рушійної сили (LDF) із зосередженим коефіцієнтом масопередачі K_{LDF} [91]:

$$\frac{\partial A}{\partial \tau} = K_{LDF} (A_{eq} - A) \quad (1.65)$$

де A_{eq} — кількість адсорбату, яке адсорбується в стані рівноваги. Для кінетики, керованої дифузією, коефіцієнт масопередачі K_{LDF} можна розрахувати як [107]:

$$K_{LDF} = \frac{4 \cdot F_0 D_{s,eff}}{d_p^2} \quad (1.66)$$

де F_0 – геометричний параметр, що залежить від форми частинок адсорбенту і його значення 15 для сферичних частинок адсорбенту [108]. $D_{s,eff}$ – ефективний параметр поверхневої дифузії, який об'єднує відповідний механізм дифузії. У пористих матеріалах шлях для дифузії водяної пари є «звивистим», оскільки пори різного діаметру закручені та з'єднані між

собою. Врахування цього ефекту призводить до такого виразу для ефективного коефіцієнта поверхневої дифузії:

$$D_{s,eff} = \frac{D_s}{\zeta} \quad (1.67)$$

У випадку мікропористого силікагелю повідомляється, що поверхнева дифузія є домінуючим процесом дифузії всередині частинок. Для мезопористого силікагелю з розміром пор більше 2 нм слід також враховувати дифузію Кнудсена. З цієї причини передбачається, що внесок кнудсенівської дифузії є незначним. Також може бути цікаво відзначити, що на відміну від попередніх досліджень, які зосереджені на відкритих системах, молекулярна дифузія та зовнішній опір плівки не відіграють ролі в закритих системах, оскільки газова фаза складається лише з одного компонента, водяної пари. Таким чином, ефективний параметр дифузії є функцією поверхневої дифузії, яка зазвичай описується за допомогою рівняння Арреніуса.

Q в рівнянні (1.60), тобто отримана або спожита теплота в шарі адсорбента

$$Q = R_c \Delta H \quad (1.68)$$

де R_c – швидкість реакції, як було введено раніше, а ΔH – це ентальпія реакції.

Розроблена математична модель була апробована за допомогою експериментальних даних Wu et al [109], які розглядали циліндричний шар силікагелю із зовнішнім і внутрішнім радіусами 0,11 м і 0,01 м відповідно. На зовнішній поверхні шару силікагелю була встановлена водяна сорочка, яка діє як джерело тепла. Гаряча вода надходить у водяну сорочку, а тепло передається шару силікагелю. На внутрішній поверхні силікагелю встановлено конденсатор під тиском 2337 Па, де конденсується водяна пара.

Початковий тиск і температура 1000 Па і 20°C відповідно. Температура води для нагріву та охолодження становила 80°C та 20°C відповідно. Тепло, що переноситься в шарі, викликає дегідратацію силікагелю та накопичує теплову енергію. Зміна температури в радіусі 100 мм була виміряна термопарою. Виміряна експериментальна зміна температури порівнюється з результатами, отриманими за допомогою розробленої теплової моделі та показана на рис. 1.22.

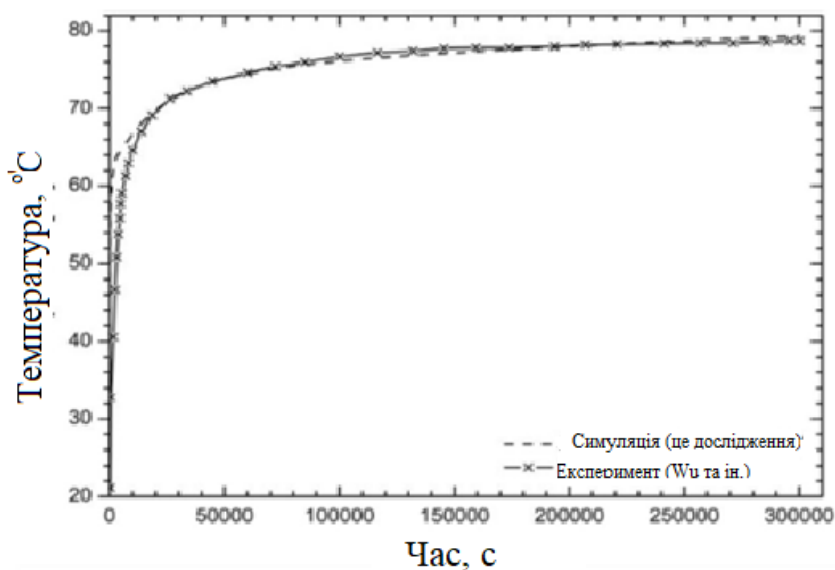


Рис. 1.22. Результати апробації математичної моделі Khan на прикладі експериментальних даних Wu et al. [103]

Крім того, розроблена теплова модель також підтверджена іншим чисельним дослідженням Mitra et al. [110], які провели чисельне дослідження, щоб побачити вплив співвідношення розмірів шару адсорбера на поглинання парів етанолу в активованому вугіллі. Дослідження проводилося для трьох різних аспектних співвідношень, де були пари етанолу.

За допомогою математичної моделі оцінено вплив конфігурації ребра на температуру і поглинання води в межах обчислювальних областей, що мають $\delta_b=0,01$ м, $\phi_{fin}=0,0025$, $\delta_{fin}=0,001$ м і $\delta_s=0,01$ м на різних інтервалах часу

(рис. 1.23). Показано чотири горизонтальні (x-y) рівновіддалені площини, починаючи з відстані 2 мм від дна шару силікагелю та на взаємній відстані 2 мм. Початкова температура і тиск вважаються 20°C і 100 Па відповідно. Температуру випарника прийнято рівною 10 °C, а відповідну концентрацію і тиск відповідно 0,52 моль/м³ і 1230 Па. На рис. 1.23а та 1.23б показано розподіл температури та поглинання води в обчислювальній області через 5 хв, 15 хв і 30 хв як для циліндричної, так і для прямокутної конфігурації ребер.

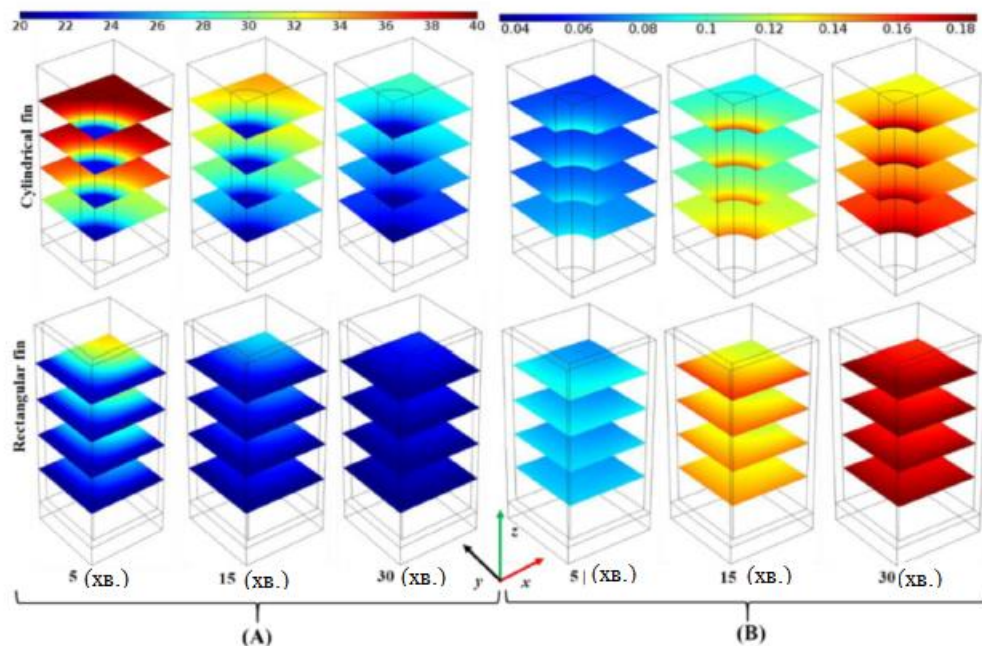


Рис. 1.23. (А) Профіль температури [°C] і (В) поглинання води (q) у різні часові інтервали (5, 15, 30 хв) для циліндричних (Верх, ребро = 0,0025 м) і прямокутних ребер (нижнє), $f_{in} = 0,001$ м) конфігурацій [103]

З рис. 1.23А і 1.23В видно, що температура поблизу поверхонь ребер нижча і зростає зі збільшенням відстані до поверхні ребер. Однак у той же час поглинання води вище біля поверхні ребра і зменшується зі збільшенням відстані до ребра. Причину цього висновку можна пояснити за допомогою модифікованого рівняння Дубініна-Астахова [103]. Адсорбційна здатність

адсорбенту зростає зі зниженням температури адсорбенту. Температури для конфігурації циліндричного ребра вищі порівняно з температурою для конфігурації прямокутного ребра через нижчу площу поверхні контакту силікагелю з твердим ребром, що зменшує теплопередачу від силікагелю до ребра.

Чисельне моделювання процесів адсорбції було проведено для трьох шарів адсорбента з різною висотою, тобто 0,01 м, 0,02 м і 0,03 м. Показано, що біля нижньої пластини температура шару вища для нижчої висоти шару через вищий рівень адсорбції, що сприяє більш високого теплоутворення. Однак для більшої висоти шару закономірності мають зворотних характер. Це пояснюється тим, що більша висота шару призводить до зменшення швидкості адсорбції та негативно впливає на поглинання води. Якщо висоту шару адсорбера подвоїти, час поглинання води зростає приблизно також вдвічі, а якщо висота шару стає втричі більшою, то час поглинання води також стає в три рази більшим, тобто час для досягнення певного рівня поглинання води лінійно зростає з висотою шару адсорбера [103].

Крім того, показано, що збільшення тиску у випарнику сприяє підвищенню температури шару адсорбента, що витікає з кінетики процесу. Зростання тиску в тиск у випарнику сприяє підвищенню адсорбційного потенціалу, що, в свою чергу, прискорює адсорбцію водяної пари та сприяє підвищенню температури шару. До того, зростання тиску у випарнику сприяє зростанню середньої кількості водяної пари, яка адсорбована всередині шару адсорбенту протягом часу з часом, що можна відповідає рівнянню за допомогою Дубініна-Астахова [103]. Адсорбційна здатність адсорбенту зростає зі зниженням температури адсорбенту і підвищенням тиску адсорбату. Процес адсорбції займає більше часу для досягнення умов рівноваги, коли тиск у випарнику вищий. Рівноважне споживання води для тиску у випарнику 1230 Па, 1709 Па та 2344 Па становить 0,21, 0,27 та 0,37 відповідно.

Крім того, за допомогою розробленої математичної моделі проведено оптимізацію конструкції пристрою. Були розраховані енергія при розряді та максимальна потужність для циліндричних та прямокутних конфігурацій ребер. Максимальні значення енергії при розряді отримані на рівні 0,025 м, 0,0015 м і 0,01 м для половини висоти шару адсорбента, діаметра та товщини циліндричного ребра відповідно. Для прямокутних ребер ці величини дорівнюють 0.025 м, 0.0005 м та 0.01 м. Максимальна потужність для циліндричних ребер досягається, якщо половинні значення висот шару адсорбента, діаметра та товщини циліндричного ребра дорівнюють 0.015 м, 0.0015 м and 0.0025 м. Значення пікової потужності є найвищим при половинній товщині шару 0,015 м, тому що подальше збільшення висоти шару адсорбента спричиняє зниження теплопередачі до нижньої поверхні ребра, а зменшення висоти шару призводить до меншого об'єму, що також призводить до зниження пікової потужності. Подібна тенденція отримана з прямокутною конфігурацією ребра для половинної товщини шару. Максимальне значення пікової потужності отримано при половинних діаметрі ребра 0,0015 м та товщини ребра 0,0005 м для циліндричної та прямокутної конфігурації ребер відповідно. Це пояснюється тим, що більша товщина ребер і величина діаметра призводять до зменшення об'єму шару силікагелю і, як наслідок, до меншого виділення тепла. Це не вірно для нижчих значень діаметра ребра (0,0005 м і 0,001 м), оскільки низькі значення діаметра ребра призводять до поганого переносу тепла від дна до ребра і, отже, до низьких пікових потужностей. Максимальні значення для пікової потужності отримані при повинній товщині ребра 0,0025 м для циліндричної конфігурації та 0,005 м для прямокутної конфігурації ребра. Менша відстань між ребрами сприяє швидшій швидкості розряду та вищій піковій потужності. Однак це відрізняється для рівня половинної товщини ребра 0,0025 м, оскільки найнижчий рівень товщини ребра призводить до невеликого об'єму шару, який не здатний виробляти велику потужність в порівнянні з половинною товщиною ребра 0,0025 м [103].

Таким чином, було систематично проаналізовано основні фактори, які сприяють інтенсифікації теплопереносу в шарі адсорбента з прямокутною та прямокутною конфігураціями ребер. Було проведено параметричне дослідження для обох конфігурацій ребер при різних висотах шару, діаметрах/товщинах ребер та відстані між ребрами, а також вивчено основні фактори, які впливають на енергію при розряді і пікову потужність та виявлено основні параметри, які сприяють максимальним значенням енергії при розряді і пікову потужність [103].

В той же час подібні моделі фокусуються на лише на одній стадії адсорбції, і, отже, дозволяють прогнозувати ефективність лише однієї стадії експлуатації приладу, який, як відомо, працює в двофазному режимі – розряд/заряд, тобто адсорбція/десорбція.

1.5 Постановка задачі дослідження

Проведений аналіз літературних даних підтверджує перспективність процесів адсорбційних трансформації, акумулювання та перетворювання низько-потенційної теплової енергії в результаті більш високої густини запасання енергії в порівнянні з ємнісними та фазово-перехідними теплоакумулюючими матеріалами, наряду з екологічною безпекою більшості робочих рідин, з яких доволі перспективною є вода. Адсорбційні теплотрансформатори можна використати для сезонного або добового акумулювання теплової енергії, для підігріву припливного повітря, для охолодження середовищ тощо. Їх можна використати в традиційних або індивідуальних системах опалення, вентиляції та кондиціонування.

Цикли адсорбційної трансформації теплоти включає дві стадії розряд, тобто адсорбція, яка є екзотермічним процесом, та заряд або регенерацію адсорбента, яка включає підігрів адсорбента до температури регенерації та власне десорбцію. Ініціювання циклу може здійснюватись шляхом підведення теплоти або варіюванням тиску. Експлуатація подібних пристроїв проводиться за закритим або відкритим циклом, тобто без обміну масою та з обміном масою з навколишнім середовищем.

Іншим варіантом є технології підігріву припливного повітря VENTIREG, який передбачає періодичну подачу повітря до приміщення або викид з приміщення через шар адсорбента, та VERTIREC, який передбачає роботу в протилежних напрямках двох блоків з теплообмінником, трубки якого покриті адсорбентом та касетою з ємнісним теплоакумуючим матеріалом.

В той же час, ключовим фактором, який впливає на продуктивність та експлуатаційні характеристики даної установки є властивості адсорбента, а саме сорбційна ємність та температура регенерації.

Традиційні адсорбенти, зокрема, силікагелі та цеоліти, а також новітні силікоалюмофосфати мають невелику адсорбційну ємність, і, отже, густину запасання енергії. До того силікагелі та цеоліти мають високу температуру регенерації, яка більше 100°C, що ускладнює включення подібних модулів до систем індивідуального теплопостачання та вентиляції.

Шляхами вирішення цієї проблеми при використанні традиційних адсорбентів є розробка систем з декількома адсорбційними модулями або з розділенням реакційної зони та резервуара зберігання, що дозволяє вводити та виводити адсорбент до реакційної зони поступово. Ці заходи дозволяють розширити тривалість експлуатаційного циклу та інколи знизити температуру регенерації, але істотно ускладнюють систему та процес її експлуатації.

Більш низькі температури регенерації мають солі, які утворюють кристалогідрати. Вони є перспективними і за густиною запасання енергії, але дуже незручні при тривалій експлуатації, зокрема, в результаті нестабільності та нездатності до тривалого циклювання. До того, вони є досить корозійно-активними.

Таким чином, вирішальним викликом для адсорбційного перетворювання теплової енергії залишається густина запасання енергії на рівні термохімічних адсорбентів, яка дозволила б впровадити адсорбційні модулі в системи теплопостачання, та максимальне зниження температури

регенерації до значень, які дозволить використовувати для регенерації низько-потенційні джерела теплової енергії.

Рішенням мали б стати композитні адсорбенти «поринна матриця – сіль», в яких сіль, що утворює кристалогідрати (кальцій хлорид, літій хлорид, стронцій бромід тощо) розподілена в поринній матриці силікагелю, цеоліту та ін. Отримані матеріали мають більш низьку температуру регенерації, а також більш високі адсорбцію та теплоту адсорбції в порівнянні з базовими адсорбентами. Однак, існуючі методи отримання композитних адсорбентів «поринна матриця – сіль» передбачають вологе або сухе імпрегнування поринних матриць. Подібні методи не дозволяють підвищити вміст солі, а отже сорбційну ємність до прийнятних значень. До того, подібні методи вкрай складні і не дозволяють отримати адсорбент протягом одного технологічного циклу.

Крім того, для впровадження адсорбційних модулів в системи теплопостачання необхідний алгоритм та/або процедура розрахунку, яка дозволяє оцінити ефективність експлуатації та встановити оптимальні конструктивні параметри експлуатаційні характеристики пристрою.

Але існуючі математичні моделі подібних систем зосереджені переважно на лише на одній стадії адсорбції, тобто розряді, що не дозволяє дати інтегральну характеристику ефективності роботи адсорбційного модуля, або системи.

Таким чином, можна сформулювати наступні задачі дослідження:

- вивчити можливість впровадження адсорбційних перетворювачів теплової енергії в системи теплопостачання та встановити ключеві характеристики, яким має відповідати адсорбент;
- розробити методику отримання нових композитних адсорбентів води з високими густиною запасання енергії та адсорбційною ємністю, температура регенерації яких буде не більше за 100°C та дослідити їх властивості;

- розробити нові конструкції адсорбційних перетворювачів теплової енергії;
- розробити процедури розрахунку основних конструкційних параметрів адсорбційних перетворювачів теплової енергії для тепло- та холодопостачання;
- розробити процедури встановлення основних експлуатаційних характеристик адсорбційних перетворювачів теплової енергії для тепло- та холодопостачання.

2. ПІДБОР РОБОЧИХ ПАР ДЛЯ АДСОРБЦІЙНИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Адсорбційне перетворювання теплової енергії є перспективною технологією, яка дозволить здолати ключеві препони на шляху впровадження в теплопостачання відновлюваних джерел енергії, зокрема, низький потенціал доступних джерел теплоти, який не є придатним для прямого опалювання приміщень, добова та сезонна нерівномірність між періодами генерації та споживання теплової енергії, висока вартість та складність оцінки придатності індивідуальних установок. Адсорбційне перетворювання теплової енергії дозволить здолати ці бар'єри та ефективно утилізувати низько-потенційні вторинні енергоресурси.

Ряд пілотних адсорбційних модулів запропоновано для охолодження та кондиціонування, портативного клімат-контролю та ін. В той же час адсорбційне перетворення теплової енергії в більшості випадків залишається на стадії лабораторних установок. Ці обмеження обумовлені характеристиками адсорбентів, які визначають характеристики процесів експлуатації, зокрема, циклів. З іншого боку, цикли адсорбційної трансформації теплової енергії визначаються призначенням та характеристиками джерела енергії.

2.1 Основні напрямки використання адсорбційної трансформації теплової енергії

При підборі робочих рідин, адсорбентів та основних характеристик циклу адсорбційного перетворювання та трансформації теплової енергії слід розглянути основні напрямки їх використання, які схематично представлені на рис. 2.1. Як джерела енергії можуть бути використані сонячна енергія та низько-потенційні вторинні енергоресурси, тобто теплові викиди або побочні результати екзотермічних хімічних процесів, які містяться в відпрацьованих

матеріалах, скидних води та відхідних газах, наприклад, продуктів згоряння органічного палива. Також можна використати в період нічного провалля електричну енергію для підігріву за допомогою резистивного нагрівального елемента.

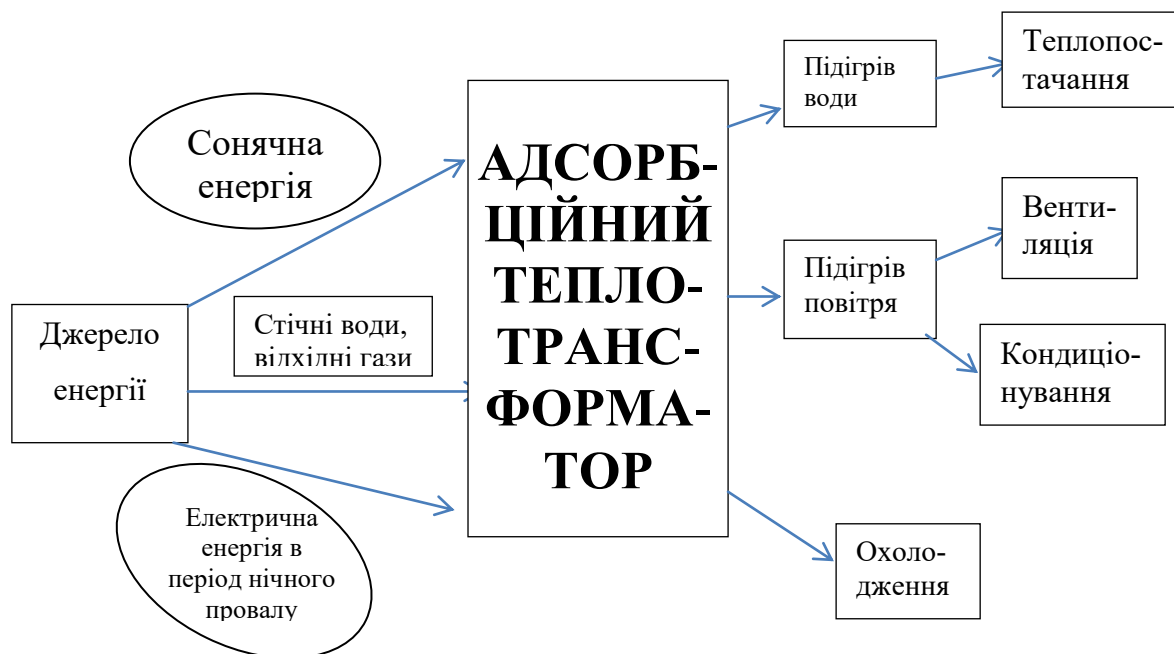


Рис. 2.1. Основні напрямки використання адсорбційних трансформаторів теплової енергії

Теплотрасформатор, вочевидь, можна використати для підігріву або охолодження середовища. Він може бути використаний для підтримання необхідного температурно-вологісного режиму в житлових та складських приміщеннях, зокрема, для підігріву припливного повітря, для підігріву теплоносія в системах опалення та гарячого водопостачання, для компенсації пікових навантажень, для підтримання низьких температур, в тому числі для охолодження рідин та приготування льоду.

Різні варіанти призначення обумовлюють визначають підбір робочої рідини, адсорбента та основних параметрів циклу. При цьому підборі слід

враховувати особливості експлуатації даного пристрою, зокрема, дотримуватись санітарно-гігієнічних норм.

Перш за все слід визначити робочу речовину. Типові вимоги до неї:

- а) низький питомий об'єм в рідкому стані;
- б) низька молекулярна маса;
- в) низька в'язкість;
- г) висока теплопровідність;
- д) хімічна стабільність при експлуатаційному інтервалі температур;
- е) нетоксичність, неагресивність, негорючість;
- ж) відсутність екологічних проблем при експлуатації;
- з) доступність;
- и) низька вартість;
- к) можливо нижча теплота випаровування;
- л) можливо низькі тиски насичення при температурах експлуатації.

Для холодильних машин та установок до цих вимог додається температура випаровування нижче 0°C , а також, напроти, висока прихована теплота випаровування.

При цьому необхідно встановити:

- а) чи планується її використання в безпосередньому контакту за людиною;
- б) до якої температури необхідно підігріти або охолодити середовище;
- в) який має бути стрибок або падіння температури.

Безпосередній контакт робочої рідини з людиною, вочевидь, вимагає не лише доступної рідини, але й безпечної. Цим вимогам, вочевидь, відповідає вода, яку слід використовувати перш за все для підігріву припливного повітря в пристроях відкритого типу, а також теплоносіїв в системах теплопостачання. До позитивних якостей води доцільно віднести також високу теплоємність та малий питомий об'єм в рідкому стані. В протилежному випадку, тобто для охолодження, доцільно використовувати інші речовини, в тому числі, метанол, етанол, аміак тощо.

Як відомо, ключовим критерієм, який дозволяє оцінити зміну ентальпії та ентропії при адсорбції є саме ізотерична теплота адсорбції, яка визначається, саме величиною поглинання адсорбата, тобто робочої рідини [111, 112]. Крім того, важливою є температура регенерації адсорбента, яка за наявності контакту з людиною має відповідати діючим санітарним нормам. В той же час, величина адсорбції, тобто поглинання адсорбата, та теплота адсорбції визначають масу адсорбента в адсорбційному модулі, тобто в кінцевому сенсі конструктивні параметри теплотрансформатора. Так, показано [113], що гранична адсорбція має бути не менш за 0,5 кг/кг, що дозволяє досягти компактного розміру адсорбційного модуля [114 – 116].

Алгоритм підбору адсорбентів та робочих рідин для систем вентиляції наведено на рис. 2.2.

Основними напрямками використання теплотрансформаторів в системах вентиляції є кондиціонування (тобто охолодження повітря), підігрів припливного повітря (повітряне опалювання) та регенерація теплоти та вологи.

Для кондиціонування слід використовувати робочі рідини з температурами випаровування не більш, ніж 0 – 5°C. Властивості адсорбента мають відповідати наступним вимогам: гранична адсорбція не менш за 0,5 кг/кг, а температура регенерації не більш за 90°C. Враховуючи необхідний потенціал слід використовувати такі джерела енергії, як сонячна, або електрична енергія в період нічного мінімуму споживаної потужності, або так званого «нічного провалу» споживання електричної енергії. Перевагою використання подібних ресурсів є технічна можливість їх використання в побутових приладах для кондиціонування припливного повітря, зокрема, для житлових та складських приміщень в умовах відсутності централізованого енергопостачання або для компенсації пікових навантажень [117].

Для теплотрансформаторів відкритого типу та регенераторів теплоти та вологи доцільно використовувати воду в якості робочої рідини. Адсорбенти доцільно підбирати з температурою регенерації не більше за 90°C з огляду на безпеку експлуатації. При температурах регенерації вище за 90°C або за

умови використання альтернативних теплоносіїв слід обирати тепло трансформатори закритого типу.

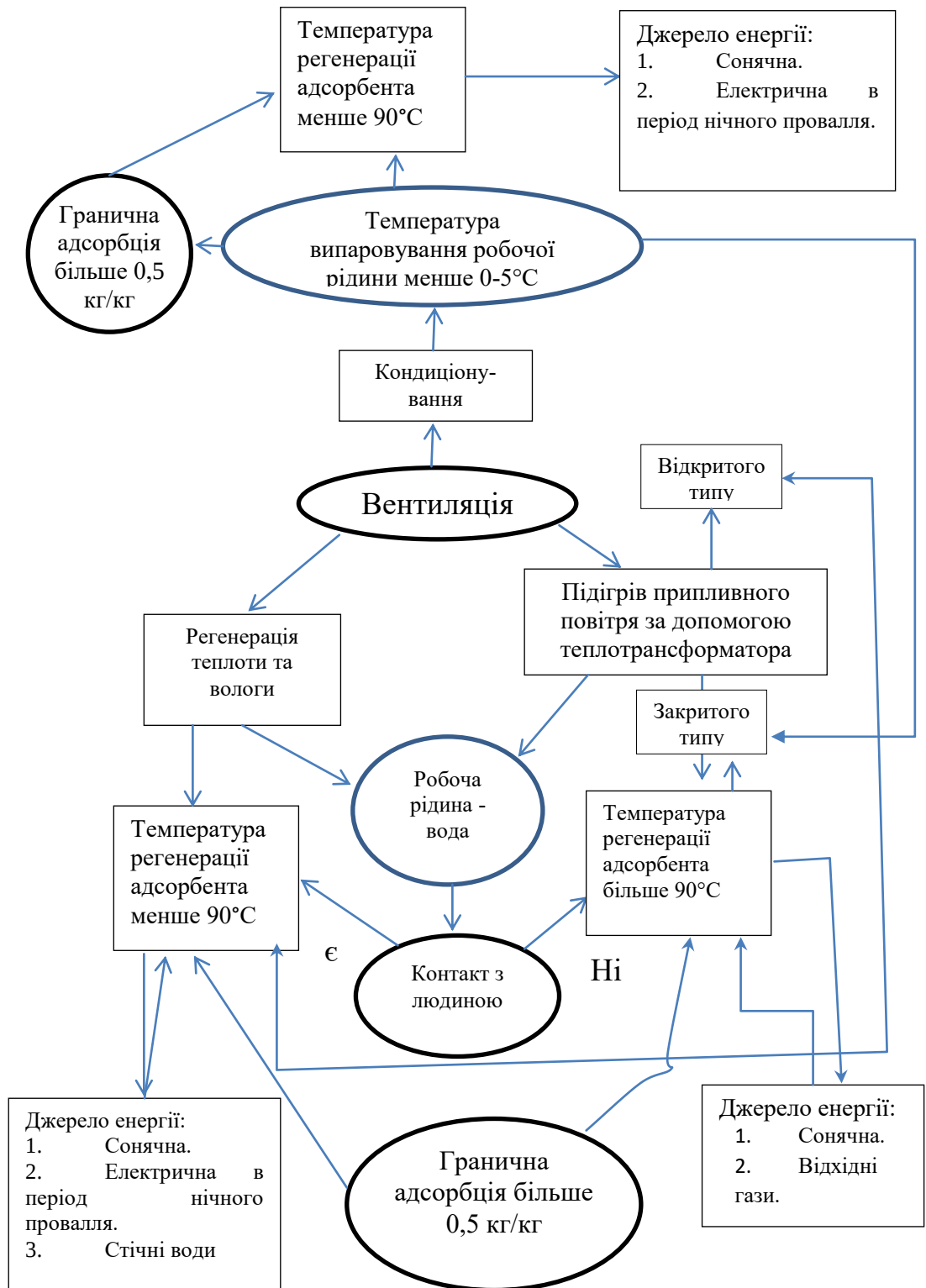


Рис. 2.2. Алгоритм підбора адсорбента для адсорбційних теплотрансформаторів в системі вентиляції [117]

Ці обмеження визначають і тип джерела теплової енергії: при використанні адсорбентів з температурою регенерації менше за 90°C – сонячна або електрична в період нічного провалу, більше 90°C – сонячна, відхідні гази та стічні води.

Подібні вимоги та обмеження існують і для підбору робочих пар для систем тепlopостачання, зокрема, опалення (рис. 2.3).

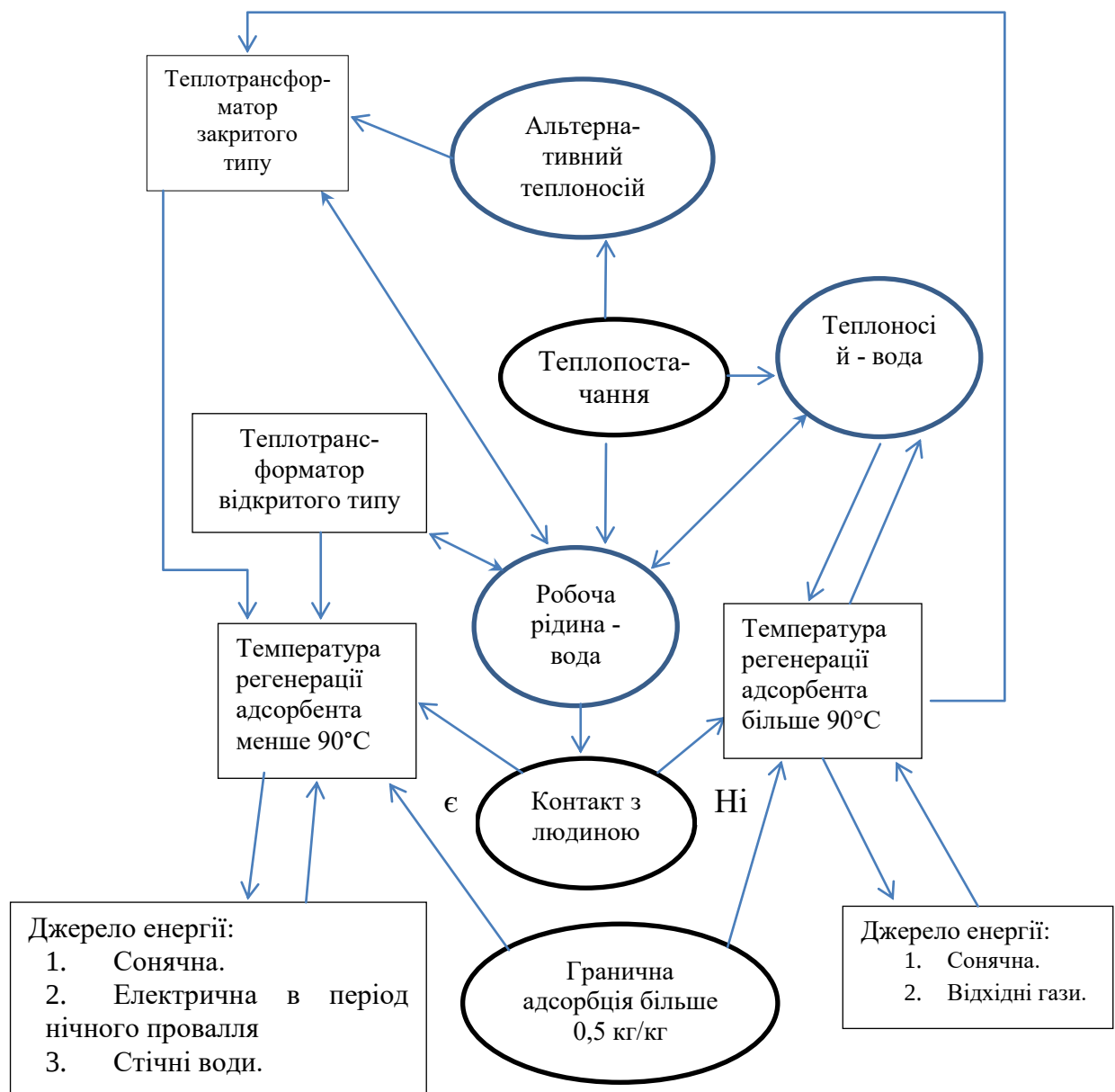


Рис. 2.3. Алгоритм підбору адсорбента та робочої рідини для систем тепlopостачання [117]

Найбільш перспективним є використання води, як робочої рідини та теплоносія. В даному випадку можна використовувати тепло

трансформатори як відкритого, так і закритого типів. Але тип використовуваного пристрою слід обирати, враховуючи наявність контакту при з людиною при експлуатації та/або температуру регенерації адсорбенту. Так, наявність контакту з людиною обмежує підбір адсорбента за температурою регенерації нижче 90°C , що дозволяє використовувати теплотрансформатори відкритого типу. Адсорбційні модулі закритого типу необхідно використовувати за умови використання альтернативного теплоносія та/або температури регенерації адсорбента вище 90°C . Ці умови вочевидь вимагають унеможливлення контакту робочої речовини та людини при експлуатації модуля [117].

Виходячи з даних характеристик, можна обирати джерело енергії для регенерації адсорбента. За умови використання адсорбента за температурою регенерації нижче 90°C доцільно використовувати для підігріву сонячні колектори або резистивні нагрівальні елементи в період нічного провалу споживання електричної енергії, що є перспективним для побутового використання або в секторі житлово-комунального господарства, а також стічні води підприємств.

При використанні адсорбентів з температурою регенерації вище 90°C для підведення теплоти до шару адсорбента можна використовувати відхідні гази при експлуатації котлоагрегатів та сонячні колектори [117].

До підбору робочих рідин (холодагентів) для адсорбційних холодильних установок (рис. 2.4) додаються наступні критерії підбору: температура в холодильній камері та теплота випаровування [118].

Так, вода дозволяє досягти високих значень холодопродуктивності, але низьких температур в холодильній камері в цих умовах досягти термодинамічно неможливо. Альтернативою стають аміак, етиловий спирт, метиловий спирт тощо. З точки зору конструктивних обмежень, доцільно використовувати адсорбенти, гранична адсорбція яких не менш за $0,5 \text{ кг/кг}$ [118].

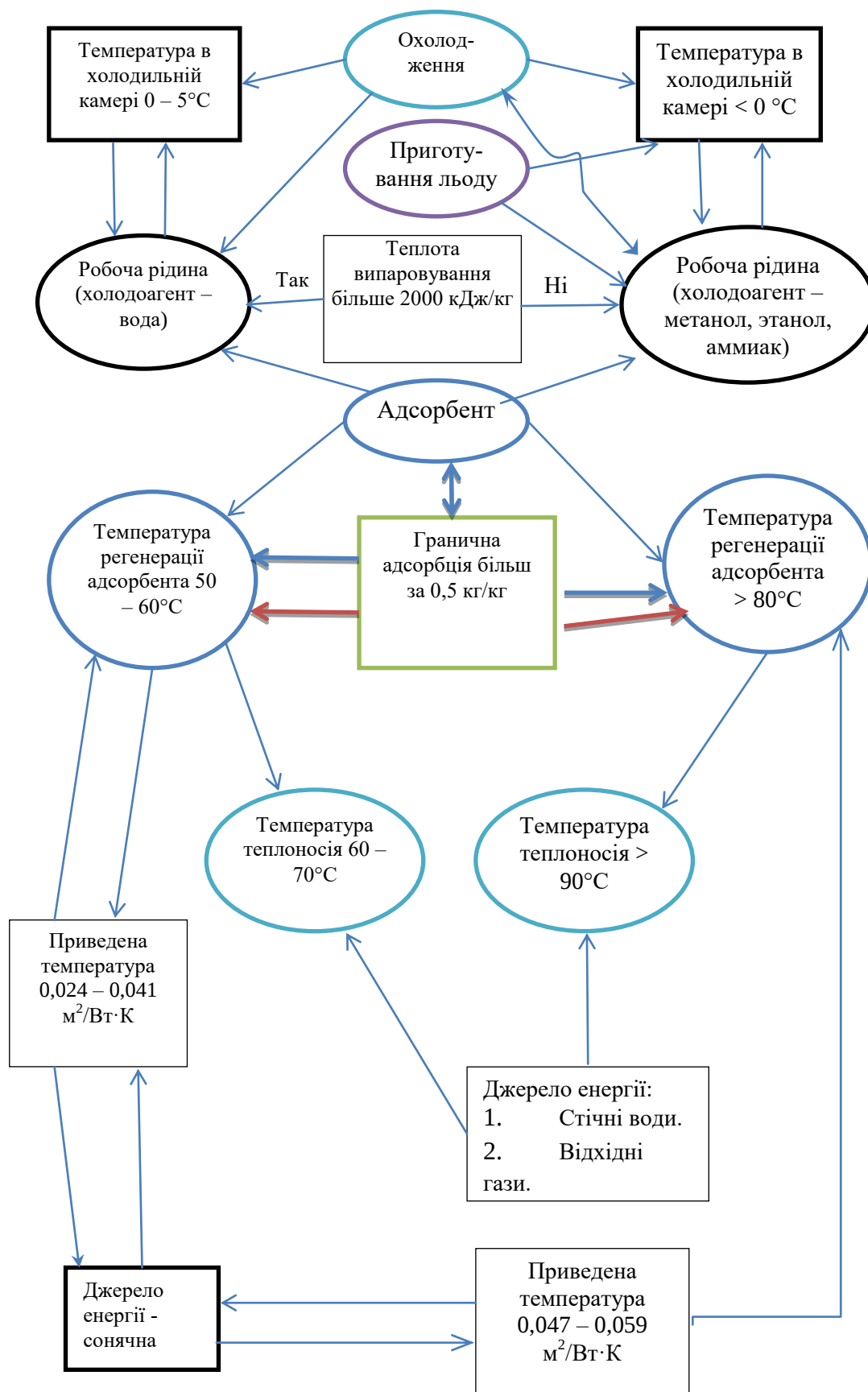


Рис. 2.4. Алгоритм підбору адсорбента та робочої рідини для систем холодопостачання [118].

Для регенерації адсорбента доцільно використовувати стічні води або відхідні гази з температурами, які не менш, ніж на 10°C більше температур регенерації. Іншим варіантом є енергія випромінювання, яка підводиться за допомогою сонячного колектора.

Підбір колекторів доцільно здійснювати відповідно до наведених температур та температур регенерації адсорбентів. Десорбцію води з адсорбентів з температурою регенерації в інтервалі $50 - 60^{\circ}\text{C}$, якщо середня температура теплоносія на $20 - 35^{\circ}\text{C}$ більше температури навколишнього середовища, що при середній інтенсивності сонячного випромінювання в 850 Вт/м^2 відповідає діапазону приведеної температури $0,024 - 0,041(\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ [119]. Якщо температура регенерації адсорбента більше за 80°C , то температура теплоносія повинна бути вищою ніж температура навколишнього середовища на $40 - 50^{\circ}\text{C}$, що відповідає діапазону приведених $T_{\text{пр}} = 0,047 - 0,059 (\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ та вище [119].

Таким чином, ключевими критеріями при підборі є призначення (вентиляція, в тому числі, регенерація, або підігрів припливного повітря, теплопостачання) та наявність контакту з людиною протягом циклу, що визначає температуру регенерації адсорбента, і, отже, характер, джерела теплової енергії, що використовується для регенерації. При підборі адсорбенту також доцільно встановити, чи буде здійснюватись при експлуатації безпосередній контакт з людиною власне адсорбента або середовища, яке нагрівається. Крім того, слід врахувати і потенціал джерела. Ці умови є критеріями підбору адсорбенту за температурою регенерації. Крім того, необхідно враховувати максимальну величину адсорбції, яка визначає теплоту адсорбції, і, отже, масу та об'єм адсорбента, яка необхідна для покриття теплового навантаження.

З іншого боку, при підборі робочої рідини для холодильних установок ключеве значення має прихована теплота пароутворення, яка визначає холодопродуктивність установки.

2.2 Цикли адсорбційного перетворення теплової енергії

Відомі декілька типів циклів адсорбційного перетворення теплової енергії. Перший з них, тритемпературний, передбачає обмін теплотою між трьома джерелами з високою (T_H), середньою (T_M) та низькою (T_L) температурами [21]. Експлуатація пристрою відбувається відповідно до наступних стадій: охолодження, нагрівання, підвищення температурного потенціалу та зберігання. При десорбції (регенерації адсорбенту) теплота споживається при середній температурі T_M від зовнішнього температурного джерела (відновлювана теплота або вторинний енергоресурс), який власне і ініціює цикл (drive). Це сприяє десорбції адсорбату, який конденсується та збирається в конденсаторі. Теплота конденсації розсіюється в навколишньому середовищі (T_L). Теплота випаровування споживається від джерела з середньою температурою T_M . Далі, при стадії адсорбції теплота з температурою T_H подається споживачеві. Таким чином, теплота від джерела з середньою температурою частково підвищує свій потенціал до прийнятного для теплопостачання, тоді як інша фракція спускається до більш низького температурного рівня.

Подібні цикли можуть бути використані для утилізації вторинного тепла $T_M = 80 - 150^\circ\text{C}$ для виробництва корисної теплоти, $T_H = 150 - 250^\circ\text{C}$, яка може бути використана в виробничому процесі. Більш низький температурний інтервал в циклі, запропонованому Арістовим [120]. Теплота від природного водного басейну або вторинна теплота від побутового джерела $T_M = 2 - 20^\circ\text{C}$ та $T_L = -40 - -20^\circ\text{C}$ використовуються як джерела для подачі теплоти при $T_H = 35 - 50^\circ\text{C}$.

Експлуатаційні характеристики більш традиційних 4Т-циклів визначаються 4-ма базовими температурами [21]: температура десорбції (T_H), температура конденсації, яка відповідає температурі навколишнього середовища, T_M , температура адсорбції, яка дорівнює температурі теплоносія T_{uh} , яка необхідна споживачеві, та теплота випаровування, яка відповідає

температурі джерела, необхідного для випаровування або зовнішній температурі на стадії викидання теплоти T_L (рис. 2.5).

В цьому випадку експлуатація адсорбційного модуля включає дві стадії: заряд (регенерація адсорбента) та розряд (адсорбція), протягом якої відбувається подача теплоти споживачеві. При акумулюванні стадії розряду та заряду розділені в часі.

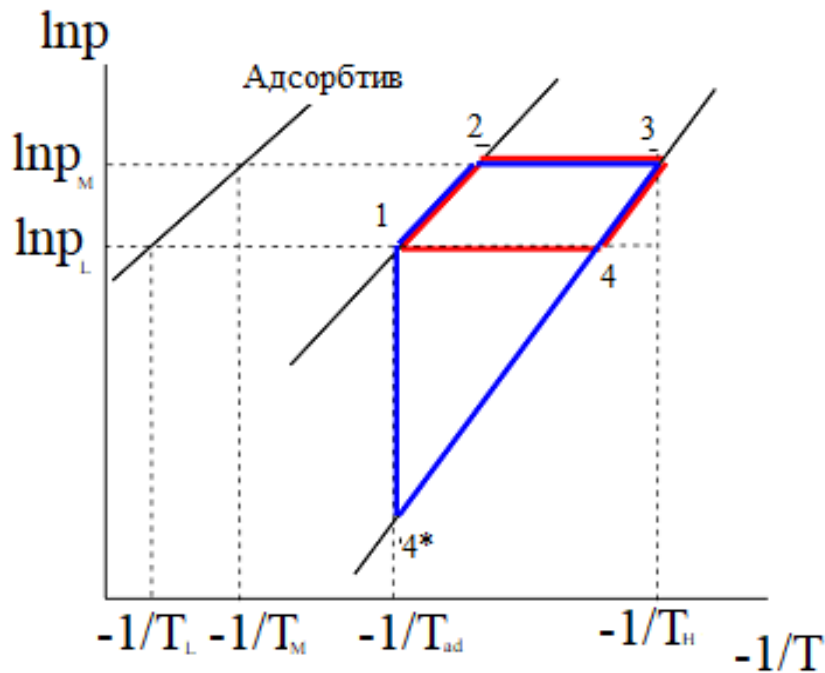


Рис. 2.5. 4Т-цикл адсорбційного перетворення (акумулювання теплової енергії): ізобарний (1-2-3-4) комбінований ізобарно-ізотермічний (1-2-3-4*) цикли [21].

Цей цикл може бути реалізований, як традиційний цикл 4Т-цикл нарівнювання/охолодження (1 – 2 – 3 – 4). Інший варіант включає охолодження адсорберу протягом періоду зберігання до температур не більше за T_{uh} (3 – 4*). Далі цикл включає стадію ізотермічної адсорбції (4* – 1) та десорбцію при сталому тиску (2 – 3).

Ізобарний цикл 1 – 2 – 3 – 4, так званий температуро-ініційований цикл, є доволі традиційним для процесів адсорбційного нагрівання та охолодження. При цьому адсорбент нагрівається до температур, які задовільні температурам десорбції. Для тиск-ініційованих циклів характерна регенерація адсорбента шляхом зниження тиску над ним. В більш широкому

сенсі цикл може включати температуро-ініційовані та тиск ініційовані стадії (рис 2.1, 1 – 2 – 3 – 4*). Подібні комбіновані варіанти пропонувались для зберігання теплової енергії протягом короткого терміну. Або інші модифікації подібних циклів пропонувались для тривалого зберігання теплової енергії.

Ефективність циклу доцільно оцінити на основі першого та другого законів термодинаміки.

Ефективність типового 4Т-циклу, відповідно до 1-го закону термодинаміки, якщо знехтувати інертною масою системи залежить лише від відношення теплот [21]:

$$\text{COP}_c = \frac{Q_{ev}}{Q_{des}} < 1 \quad (2.1)$$

$$\text{COP}_h = \frac{Q_{cond} + Q_{ad}}{Q_{des}} > 1 \quad (2.2)$$

$$\text{COP}_{amp} = \frac{Q_{ad}}{Q_{ev} + Q_{des}} \approx 0.5 \quad (2.3)$$

Більш важливим є вплив інертних мас для адсорбційного акумулювання теплової енергії. Ця теплота акумулюється інертними масами протягом стадій 1 – 2 – 3 (рис. 2.5), це може бути сам адсорбент та теплоносій (вода). Для сезонного (довготривалого) акумулювання теплової енергії цей ємнісний внесок втрачається, оскільки теплоакумуючий модуль охолоджується до температури навколишнього середовища (ізостера 2 – 1). Більш того, частина теплоти адсорбції витрачається на підігрів інертної маси від температури навколишнього середовища до T_M , що додатково знижує корисну теплоту при експлуатації.

Для температуро-ініційованого циклу ефективність значно нижче в порівнянні з оборотним циклом Карно при тих же граничних температурах [21]. Основна причина цієї відміни є різниця між температурами для адсорбції $\Delta T = T_4 - T_M$ та десорбції $\Delta T = T_H - T_2$, які відповідні більш за 95 % виробництва ентропії.

Максимальне значення зміни ентропії, за умови, якщо перенесення теплоти відбувається при температурі T_2 може бути визначено як [21]:

$$\Delta S_{des}^{maxTI} = Q_{des} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_H} \right) \quad (2.4)$$

та для адсорбції, якщо перенесення теплоти відбувається при температурі T_4

$$\Delta S_{ads}^{maxTI} = Q_{ads} \left(\frac{1}{T_M} - \frac{1}{T_4} \right) \quad (2.5)$$

Значно менше прирощення ентропії відповідає ізостерам.

Всі ці процеси генерації ентропії обумовлені необоротністю системи. Значно менше прирощення ентропії відповідає вочевидь тиск-ініційованим циклам. Для класичних температуро-ініційованих циклів прирощення коефіцієнта перетворення енергії за циклом Карно може бути досягнуто лише при співпадінні сильної та слабкої ізостер, тобто при моноваріантній рівновазі. Таким чином, загальні характеристики циклу, і, отже, ефективність адсорбційного пристрою, вочевидь, визначаються, як характеристиками адсорбенту, тобто, температурами регенерації (десорбції) та адсорбції. Крім того, вочевидь, слід враховувати температуру теплоносіїв, яка потрібна споживачеві, та температури джерел, які планується використовувати для ініціювання циклу.

2.3 Критерії підбору адсорбенту

Основні експлуатаційні характеристики адсорбційного перетворювача теплової енергії визначаються перш за все характеристиками адсорбента, зокрема, температурою його регенерації.

Основні характеристики робочих пар наведені в таблиці 2.1. Більшість традиційних адсорбентів води мають температуру регенерації не нижче 90 – 100°C, що істотно скорочує їх впровадження в системи тепlopостачання. Прикладом подібних адсорбентів є цеоліти та активоване вугілля. Дещо нижче температура регенерації у силікагеля в разі використання метанолу, як адсорбату. Більшість адсорбційних модулів (в тому числі хемосорбційні системи) працюють при періодичних нагріванні або охолодженні.

Таблиця 2.1

Основні робочі характеристики робочих пар

Робоча пара	Темпера- тура випаро- вування, °C	Темпера- тура конден- сації, °C	Темпера- тура регенераці ї, °C	Джерело
Натуральний цеоліт - вода	52	25	200	[121]
Вуглець - метанол	36	9	110	[122]
Цеоліт - вода	40	4	230	[123]
Силікагель – вода	–	–	120	[124]
Цеоліт 13 X /LiBr – вода	27 – 35	12 – 6	110	[125]
Активоване вугілля – метанол	-5 –35	-20 – +15	40-100	[126]
Цеоліт - вода	20	2	150	[127]
Цеоліт - вода	40	0	350	[128]
Цеоліт - вода	40	7	200	[129]
Вуглець – аміак	35	-15	160	[130]
Цеоліт – метанол	55	-5	155	[131]

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Активоване вугілля – метанол	35	-10	100	[132]
Активоване вугілля – метанол	27	-10	100	[133]
Силікагель – метанол	30	0	85	[134]
Силікагель – вода	35	10	80	[135]
Вуглець – аміак	30 - 50	15	130 - 195	[136]
Силікагель – вода	35 - 45	10 - 20	80 - 95	[137]
Вуглець – аміак	20	9,5	150	[138]
Силікагель – вода	30	15	60 - 92	[139]
SWS – вода	35	10	90	[140]

Отже, ключовим фактором, який впливає на експлуатаційні характеристики є термічна маса (ТМ – тобто добуток маси та питомої теплоємності модулів, кДж/К) компонентів. Так, Ziegler (2002) [141] в огляді існуючих адсорбційних систем робить висновок, що температурне циклювання термічної маси негативно впливає на ефективність. Wittstadt et al. (2017) [142] в огляді розвитку адсорбційних теплообмінників показує, що термічна маса ТМ впливає на ефективність та густину запасання енергії в межах циклів адсорбційних теплових насосів. Крім того, моделювання подібних систем вимагає враховувати термічну масу ТМ.

Існує невід’ємний компроміс між термічною охолоджувальною або нагрівальною здатністю системи та її термічною масою. Термічна маса найбільш ефективного адсорбційного модуля (НХ) буде наближуватись до 0, але за рахунок нижчої поверхні теплообміну, це призводить до підвищення часу циклу, більшому розміру та нижчій густині запасання енергії в порівнянні з менш ефективною конструкцією з більшою ТМ. Metcalf та Critoph (2004) [143] досліджували границі інтенсифікації тепло та масопереноса для теплових насосів вуглець — аміак, але встановили, що проблема в значній мірі пов’язана з матеріалом.

Зв’язок між експлуатацією та ТМ обговорювався в літературі. Goetz et al. (1993) [144] розглядали вплив ТМ солей, що утворюють кристалогідрати та теплообмінника та висловили припущення, базуючись на результатах експериментів Neveu (1990) [145] та Douss (1988) [146], що падіння коефіцієнта перетворення енергії COP завдяки ТМ буде дорівнювати 5 – 10%.

Li et al. (2009) [147], досліджуючи вплив масового співвідношення між металевою частиною реактора та реагентом сіллю в термохімічних холодильних системах за допомогою термодинамічної моделі, оцінили співвідношення мас для оптимально спроектованої системи сорбції твердого газу приблизно в 5: 1. При більш високому масовому співвідношенні додаткова термічна маса реакторі збільшує споживання тепла десорбції та

виробництво теплоти адсорбції, не впливаючи на виробництво холоду, що зменшує охолоджувальний коефіцієнт корисної дії. Li et al. (2009) [147] визначив ТМ як критичний параметр для часу циклу. Paul et al. (2018) [148] вивчав, як поліпшити ефективність за рахунок зменшення ТМ шляхом впровадження мікроканальних теплообмінників.

У літературі та дослідницькій спільноті є кілька термінів, відомих для ТМ. У таблиці 2.1 узагальнено загальні терміни. Матеріали теплообмінника переважно поділяють на дві категорії, одна представляє сам матеріал сорбенту, а інша – усі інші матеріали, аналогічно прийнятній розмовній дихотомії, такі як живий/мертвий, господар/гість або просто активний/неактивний.

Визначення активної (адсорбуючої) маси та неактивної (неадсорбуючої) маси є відносно простим. Однак ідентифікація неактивної ТМ є більш складною (Таблиця 2.2). Серед термінів для ТМ, можливо, основним є «мертва теплова маса». В літературі було виявлено мало що стосується співвідношень ТМ, хоча “відношення мертвих теплових мас” використовували Gluesenkamp (2012) [149] та Zhu et al. (2019) [150].

Таблиця 2.2

Загальні терміни, які відносяться до термічних мас адсорбційних теплообмінників

Маса адсорбента, кг	Маса не адсорбційного матеріалу, кг
Жива маса [149, 150]	Мертва маса [149, 150]
Активна маса [151]	Інертна маса [151]
Активна маса [151]	Неактивна маса [151]
Хазяїн або активна маса [151]	Матеріал-гість [151]

Сам адсорбент має ТМ. Таким чином, хоча логічно розрізняти активну та інертну масу, різниця між ними не дуже корисна. З цієї причини в цій роботі використовується термін „термічна маса”, а не „мертва термічна маса”. У цій роботі використано три характеристики: відношення мас,

питома ТМ (STM) та ефективна питома теплоємність [152]. У існуючій літературі зазвичай повідомляється лише відношення маси. У наступних розділах узагальнені літературні дані співвідношення мас та ТМ у літературі.

Співвідношення мас металевих частин адсорбера до маса адсорбенту Sharafian et al. (2016) [153] називали «співвідношенням маси адсорбера до маси адсорбенту (AAMR)». У даній роботі це поняття називається просто "масовим співвідношенням". Співвідношення мас металевого носія адсорбенту до маси адсорбенту для систем з оребреними або трубчастими теплообмінниками, про яке повідомляється в літературі, узагальнено Sharafian et al. (2016) (2016) [152]. Повідомлені значення коливаються від 0,654 до 20,9 кг/кг, при цьому 88 % значень дорівнюють від 1,4 до 7,9 кг/кг.

Додаткові коефіцієнти маси, про які повідомляється в літературі, узагальнені Sharafian та Bahrami (2014) [153]. Цей список включає десять адсорберів з ребристими трубками, про які також повідомляють Sharafian et al. (2016) [154], плюс ще 16 адсорберів інших типів, включаючи пластину, пластину-ребро, оболонку-трубку, шпильку та кільцеву трубку. Значення масових відношень для неоребраних типів труб, про які повідомляють Sharafian та Bahrami (2014) [153], коливалося від 2,0 до 13,3 кг/кг.

В таблиці 2.3 наведені ТМ адсорбційних теплообмінників по літературним даним. Наведено 2 термічних маси: ТМ, на одиницю маси сорбента (TM/m_{sorb} ; питома термічна маса [STM]), та ТМ, нормалізована за загальною масою теплообмінника НХ (TM/m_{NH} ; ефективна питома теплоємність). Величини STM и $C_{effective}$ були розраховані Glausenkauf [151]. У літературі було знайдено лише дві експериментальні системи, які повідомляли про всі дані, необхідні для розрахунку повного розрахунку ТМ. Від Glausenkauf (2019) [151] та Qian et al. (2013) [154], були надані повні геометричні деталі для адсорбційного НХ-адсорбера / десорбера з водою в якості холодоагенту та FAM-Z02 як адсорбентом, включаючи рідину для теплопередачі (HTF). Від Sharafian et al. (2016) [152] та Rouhani (2019) [155], також були надані повні геометричні деталі для адсорбера води / FAM-Z02,

включаючи HTF. Компонент, описаний Sharafian та співавт. (2016) [152] та Rouhani (2019) [155] досліджували як у покритих, так і в упакованих конфігураціях. У упакованій конфігурації були розміщено дві кількості сорбенту, 0,5 та 1,5 кг. Всі три дослідження (з покриттям, 0,5 кг упаковані та 1,5 кг упаковані) показані в таблиці 2.3.

У трьох додаткових дослідженнях від Xu та співавт. (2011), Bao et al. (2011), та Lepinasse et al. (1994) [156 – 158], було надано майже повний набір даних для розрахунку ТМ для десорбції НХ; однак дані HTF не були надані (таблиця 2.3). Якби HTF був включений, повідомлена STM був би вищим для цих НХ.

Загалом ТМ є добутком маси та питомої теплоємності в одиницях кДж/К [140, 148]. У цій роботі розглядається лише ТМ адсорбційних НХ. В адсорбційних НХ як сорбент (жива маса [151]), так і мертва маса мають ТМ. ТМ живої маси властивий сорбентному матеріалу і тому називається ТМ-властивим. Кількість мертвої маси залежить від конструкції НХ, і, отже, ТМ несорбуючих матеріалів називається TM_{design} . Сума цих ТМ – це загальна ТМ, TM_{total} , як показано в рівнянні (2.6).

$$TM_{total} = TM_{inherent} + TM_{design} \quad (2.6)$$

Конструкційну ТМ можна записати, як у рівнянні (2.7).

$$TM_{design} = \rho_{HTF} V_{HTF} C_{HTF} + \sum_{i=1}^N \rho_{mat,i} V_{mat,i} C_{mat,i} \quad \text{кДж/К} \quad (2.7)$$

Це сума термічних мас теплоносія (HTF) та N кількості конструкційних матеріалів (“матеріали” або “мат”). У цій роботі складові або інші матеріали, інтегровані з матеріалом сорбенту, розглядаються як частина сорбенту (якщо не зазначено інше) і, отже, не є явними у рівнянні (2.7). Роль HTF детально розглядається в наступному розділі. Оскільки в конструкції теплообмінного апарату можна використовувати багато типів матеріалів (наприклад, мідь, алюміній, полімери та сталь), кожен із яких має свої властивості, матеріали записуються як сума від $i = 1$ до $i = N$ типів матеріалів.

Таблиця 2.3

Літературні дані для розрахунку термічної маси (ТМ) теплообмінника (HEX) HTS – високо-температурна сіль; LTS – низько-температурна сіль.

Система та робоча пара	HEX	HTF	Питома термічна маса T_m/m_{sorbent} кДж/К·кг сорбента	$C_{\text{effective}}$, кДж/ К·кг теплообмінник а	Джерело
Адсорбційна: вода/FAM- Z02	Кільцева плоскооребрена з покриттям труба	Вода	5.62	1.64	[149,154]
Адсорбційна: вода/FAM- Z02	Кругова труба з покриттям та гофрованими ребрами	Сіліконов е мастило Вода	4.17* 7.01*	0.77* 1.28*	[155]
Адсорбційна: вода/FAM- Z02	Кільцева труба з гофрованими ребрами з набивкою	Сіліконов е мастило Вода	5.96*1 2.53*2 10.30*1 3.98*2	0.77*1 0.78*2 1.31*1 1.21*2	[153,155]

Кінець таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6
Ресорбційна: аміак/ MnCl_2 (HTS)/ BaCl_2 (LTS)	Кожухотрубчастий теплообмінник з набивкою	Не повідом- лено	2.34y (HTS) 2.18y (LTS)	0.49y (HTS) 0.47y (LTS)	[156]
Ресорбційна: аміак / MnCl_2 (HTS)/ NH_4Cl (LTS)	Кільцева труба з покриттям	Не повідом- лено	4.77y (HTS) 3.85y (LTS)	0.47y (HTS) 0.48y (LTS)	[157]
Ресорбційна: аміак / MnCl_2 (HTS)/ NaBr (LTS)	Оребрення з набивкою	Не повідом- лено	4.55y (HTS) 5.00y (LTS)	0.47y (HTS) 0.47y (LTS)	[158]

* Включає HTF; у HTF – дані не надані та не можуть бути напряму порівняні з іншими величинами в даній роботі; 1

$m_{\text{sorb}} = 0.5 \text{ kg}$; 2 $m_{\text{sorb}} = 1.5 \text{ kg}$.

Невід’ємна термічна маса TM , тобто термічна маса адсорбента, може бути записана як у рівнянні (2.8) [151],

$$TM_{inherent} = m_{sorbent}(c_{sorbent} + Ac_{ref,sorb}) \quad \text{кДж/К} \quad (2.8)$$

де A – масове співвідношення холодоагенту, сорбованого в сорбент ($\text{kg}_{ref} / \text{kg}_{sorbent}$), який змінюється з часом. Добуток $m_{sorbent}Ac_{p, ref, adsorbed}$ – це термічна маса холодоагенту, сорбованого в сорбенті. Ця термічна маса буде нижчою під час нагрівання (від $T_{адсорбції}$ до $T_{десорбції}$), ніж під час охолодження (від $T_{десорбції}$ до $T_{адсорбції}$), оскільки в сорбенті після завершення десорбції зберігається менше холодоагенту. $TM_{inherent}$ можна записати згідно рівнянню (2.9),

$$TM_{inherent} = m_{sorbent}c_{sorbent} \quad \text{кДж/К} \quad (2.9)$$

Якщо знехтувати сорбованим холодоагентом, розрахунок $TM_{inherent}$, значно спрощується: (1) розрахована термічна маса більше не включає рівноважний склад сорбенту; і (2) теплову масу можна розглядати як сталу в сорбційно-десорбційних процесах. Для багатьох адсорбційних теплообмінників, нехтування TM сорбованого холодоагенту, має лише незначний вплив на загальну TM (навіть якщо це може бути значна частина властивого TM). У цих випадках рівняння (2.9) значно спрощується.

Підхід, яким нехтують термічною масою сорбованого холодоагенту використовується в роботі Glausencampf et al. [151].

Кількісна оцінка впливу кількості сорбованого холодоагенту та очікуваної залежності від робочої пари або конструкції НХ залишається для подальших досліджень. Для цього дослідження це вибір об’єму дозволяє зосередити увагу на забезпеченні набору експериментальних значень. Важливо зазначити, що це є обмеженням цього дослідження, і це може не мати значення для робочих пар з великою кількістю затриманого холодоагенту або для конструкцій НХ з дуже низькою тепловою масою, де

конструкційна ТМ мала в порівнянні з $TM_{inherent}$ і $m_{sorbent}AC_{p, ref, sorbed}$ є значною часткою загальної TM_{total} . Підсумовуючи, визначення TM_{total} , використано у цій роботі, наведено у рівнянні (2.10):

$$TM_{design} = m_{sorbent}C_{sorbent} + \rho_{HTF}V_{HTF}C_{HTF} + \sum_{i=1}^N \rho_{mat,i}V_{mat,i}C_{mat,i} \text{ кДж/К} \quad (2.10)$$

Це визначення TM_{total} не залежить від складу сорбенту, припускаючи, що термічною масою сорбату нехтують. Всі сумарні значення ТМ оцінювали, використовуючи властивості матеріалу, зазначені в Таблиці 2.4. Будь-якою температурною залежністю цих властивостей нехтували і використовували фіксовані значення в Таблиці 2.4.

Додаткові терміни, використані в цій роботі, виражаються у рівняннях (2.11) – (2.14).

$$m_{HX} = m_{sorb} + m_{HTF} + m_{mat} \text{ кг теплообмінника} \quad (2.11)$$

$$MR = \frac{m_{HX}}{m_{sorb}} \text{ кг теплообмінника / кг сорбента} \quad (2.12)$$

$$STM = \frac{TM}{m_{sorb}} \text{ кДж / (К·кг сорбента)} \quad (2.13)$$

$$C_{effective} = \frac{TM}{m_{HX}} \text{ кДж / (К·кг теплообмінника)} \quad (2.14)$$

Рівняння (2.14) визначає масу теплообмінника (m_{HX} [кг]) як суму сорбенту, НТФ та конструкційних матеріалів. Рівняння (2.15) визначає масове відношення (MR , [кг/кг]) як відношення маси теплообмінника m_{HX} та маси сорбенту (m_{sorb}).

Рівняння (2.12) визначає питому теплову масу STM (kJ/K·kg sorb) як загальну величину ТМ на одиницю маси сорбенту. Рівняння (2.13) визначає коефіцієнт питомої теплової потужності ($C_{effective}$, [кДж/К·кг теплообмінника]) як загальну величину ТМ на одиницю маси НХ. Корисність у визначенні $C_{effective}$ таким чином полягає в тому, що вона забезпечує шлях до прямого

перекладу між легко вимірюваною величиною (MR) та менш легко вимірюваною (TM_{total}).

Іншими словами, якщо хтось прагне дізнатись загальну ТМ для НХ, для якого не було проведено детального вимірювання TM_{total} , масу невідомої складової можна помножити на відповідну $c_{effective}$, щоб отримати розрахункову TM_{total} . Цей переклад вимагає знання типових значень $c_{effective}$. Якщо $c_{effective}$ повідомляється для багатьох подібних компонентів, можна встановити статистичне очікування для типового $c_{effective}$ для цього типу компонента. Корисна властивість цих визначень полягає в тому, що MR , STM та $c_{effective}$ пов'язані рівнянням [151]

$$STM = c_{effective} MR \text{ кДж/(К} \cdot \text{кг сорбента)} \quad (2.15)$$

яке можна використовувати для прогнозування питомої термічної маси STM .

Для застосування цих визначень до адсорбційних теплообмінників слід встановити контрольні об'єми, які показано на рис. для трьох типів теплообмінників. Комплексний контрольний об'єм має перевагу, включаючи всі теплові маси, які, як очікується, зазнають змін температури з кожним циклом адсорбції / десорбції, включаючи НТФ та труби між НХ та перемикаючими клапанами, що має значення для роботи всієї системи. Однак система сильно залежить від будь-якої конкретної реалізації НХ. Крім того, багато лабораторні/експериментальні системи не відносяться до повних систем, оскільки вони є маломасштабними і не мають направляючих або містять контрольно-вимірювальні прилади та інші компоненти в межах загального контрольного обсягу, яких не було б у комерційній системі.

Встановлення загального контрольного об'єму ускладнена, оскільки в межах контрольного об'єму можуть існувати значні просторові коливання температури, які можуть змінюватися залежно від кількості циклів.

Таблиця 2.4

Теплофізичні дані

Матеріал	Питома теплоєм- ність (кДж/кг·К)	Густина (кг/м ³)	Посилання
1	2	3	4
Активоване вугілля (моноліт)	1.05	750	[159]
Алюміній (чистота > 99%)	0.91	2700	[160]
Аміак (рідкий)	4.60	639	[161]
Зв'язуюче SilRes MP50 E	1.27	Не використовується	[162]
TiAPSO SCT-323	0.90	Не використовується	[151]
Адсорбент SAPO-34 кристалізований напряду	0.90	1500	[162]
Мідь	0.385	8.96	[163]
Вода	4.19	1,000	[167]
AQSOA FAM Z02 гранули	0.69	Не використовується	[164]
AQSOA FAM Z02 порошок	0.822	600–700	[164,165]

Кінець таблиці 2.4

1	2	3	4
Силіконове мастило (HL80, Julabo)	1.726	910	[166]
Сіогель	0.62	Не використовується	[164]
Активоване вугілля	1.1	Не використовується	[160]
Силанове зв'язуюче	1.3	Не використовується	[167]
Сталь, яка нержавіє (316)	0.49	7954	[168]
Сталь 50Г	0,487	7810	[169]
Сталь 33ХС	0,499	7640	[169]
Сталь 30Х13	0,473	7670	[169]
Суміш $MnCl_2$ –графіт 1:2	1.24	470	[157]
Суміш NH_4Cl – графіт 1:2	0.611	470	[157]
Суміш $MnCl_2$ –графіт 13:7	0.61	495	[156, 147]
Суміш $BaCl_2$ – графіт 13:7	0.51	507	[145, 158]
Суміш $MnCl_2$ –графіт 13:7	0.611	310	[158]
Суміш $NaBr$ –графіт 13:7	0.541	300	[158]

Наприклад, якщо цикл циклу сорбенту переходить від 25 до 100 °С у фазах адсорбції та десорбції, у приміщенні може спостерігатися мінімальна та максимальна температура 25 – 35 °С у першому циклі та стабілізуватися до мінімальних та максимальних температур 40 – 60°С після кілька циклів.

На відміну від цього, контрольний об'єм «лише для теплообмінника» зазвичай можна охарактеризувати одним набором мінімальних та максимальних температур. Для простоти значення в цій роботі наводяться для контрольного об'єму лише для НХ, який включає сорбент, метал та НТФ всередині ядра та направляючих. Це виключає корпус та будь-які труби між колекторами та перемикаючими клапанами.

У разі оболонки «кільцева трубка» або пластини-оболонки направляючі та оболонка, як правило, нерозривні і були виключені з контрольного обсягу лише для НХ.

Тут робиться акцент на рідину, яка переносить тепло, оскільки це найбільш часто нехтуваний параметр у звітних даних для обчислення термічної маси. У типових конструкціях НТФ є повноправним учасником теплової циклічної експлуатації модуля. Іншими словами, весь НТФ, що зберігається в НХ, повинен повністю нагріватися та охолоджуватися з кожним циклом.

Можуть бути варіанти на рівні системи, щоб мінімізувати вплив термічної маси НТФ, але у всіх випадках термічна маса НТФ сприяє теплу, яке необхідно додавати та відводити від компонента з кожним циклом.

НТФ може враховуватися в різних контрольних обсягах, як показано на рис. 2.6. У цій роботі був використаний контрольний об'єм, що використовується лише для теплообмінника.

Корпус (або оболонка) теплообмінника не в повній мірі бере участь у коливаннях температури сорбента та теплообмінних матеріалів всередині. Таким чином, термічна маса оболонки зменшила важливість порівняно з ядром НХ.

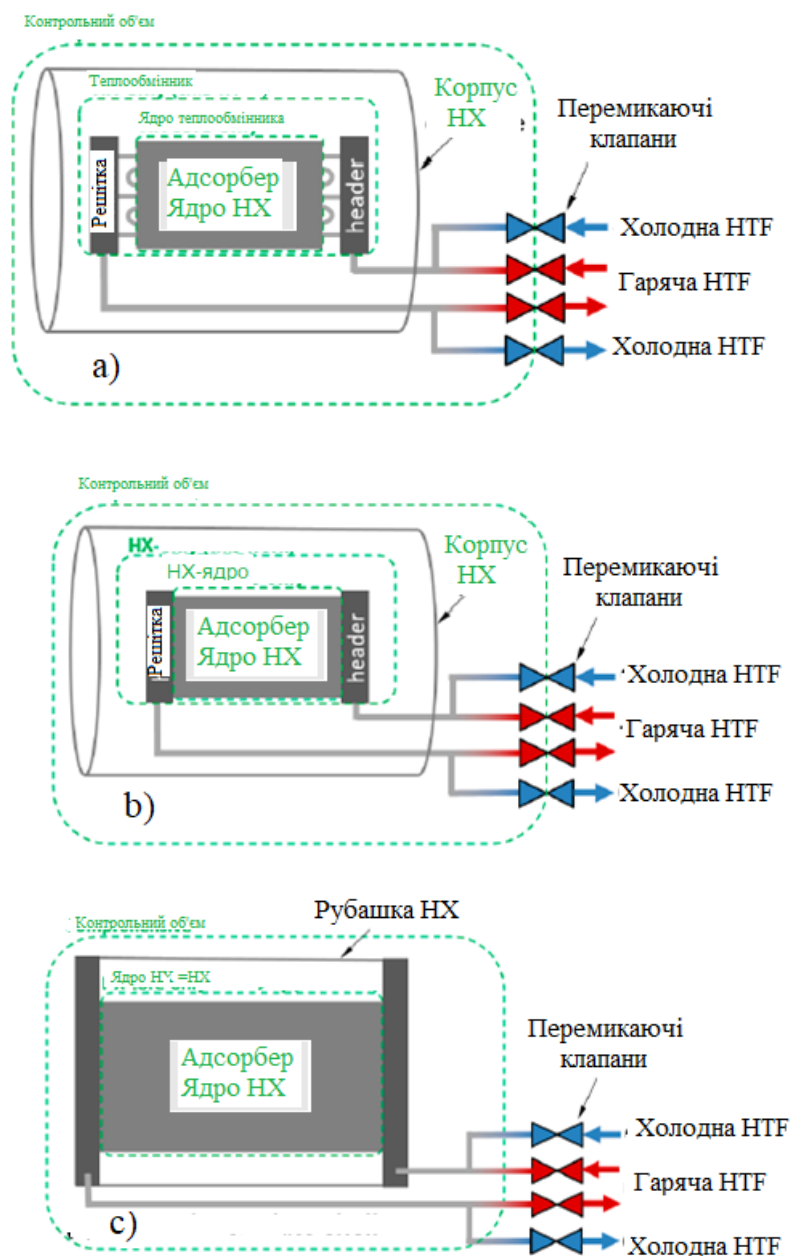


Рис. 2.6. Ілюстрація контрольних об'ємів та теплоносія, які відносяться до термічної маси: (а) кільцева оребрена труба; (б) труба з плоскими ребрами; та (с) кожухотрубчастий або пластинчастий теплообмінник [151].

Ступінь участі залежить від факторів, включаючи тривалість перемикавання, теплову ефективність оболонки, ефективність передачі тепла між оболонкою та ядром (випромінювання, конвекція та провідні механізми) та ступінь ізоляції ззовні оболонки [151]. У цій роботі ця складність

розглядається шляхом ігнорування термічної маси оболонки НХ. Точний розрахунок вимагав би врахування термічної маси оболонки або корпусу.

Нехтування термічною масою сорбованої речовини доцільно вочевидь за умови незначної величини адсорбції або невеликих теплоємностей адсорбата. В той же час доцільно порівняти вплив адсорбції на термічну масу адсорбційного модуля (таблиця 2.5).

Так величина $TM_{inherent}$ буде істотно змінюватися протягом циклу навіть за умови при невеликих значень граничної адсорбції, тобто збільшуватись не менш ніж в 2,5 рази протягом циклу за умови досягнення граничних значень адсорбції. Завдяки більш високим величинам адсорбції, для композитних адсорбентів зміна подібної величини є більш значною. Вочевидь, найбільш висока зміна протягом циклу є типовою для композитів, які містять 20% силікагелю та 80 % солі, яка утворює кристалогідрат [117].

Ключевими критеріями підбору адсорбентів є перш за все гранична адсорбція, яка визначає теплоту адсорбції, а також температура регенерації (рис. 2.7). Традиційні силікагелі мають доволі низькі сорбційні ємності та великі температури регенерації 100 – 150°C, які не відповідають санітарним нормам. Більш перспективними силікоалюмофосфати (температура регенерації 60°C) низька гранична адсорбція ускладнює їх впровадження до систем теплопостачання. Альтернативою є композитні адсорбенти, які синтезовано золь – гель методом – «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат».

Таблиця 2.5

Порівняння термічних мас за умови маси сорбенту 100 кг. Адсорбат – вода [117]

Матеріал	Питома теплоємн ість (kJ/kg·K)	$TM_{inherent} = m_{sorbent} (c_{sorbent} \Delta T_{inherent} + m_{sorbent} c_{sorb} \Delta T_{sorb})$ кДж/К		кДж/К
		Початок циклу	Кінець стадії розряду A_{lim}	
Силікагель КСМ № 6п	0,92	92	175,8	92
Адсорбент SAPO-34 кристалізований напряму	0.90	90	194,75	90
AQSOA FAM Z02 гранули	0.69	69	173,75	69
AQSOA FAM Z02 порошок	0.822	82,2	186,95	82,2
Силікагель 80 % – натрій сульфат (20 %)	0,9152	91,52	293,478	91,52
Силікагель 60 % – натрій сульфат (40 %)	0,9104	91,04	414,089	91,04
Силікагель 40 % – натрій сульфат (60 %)	0,9056	90,56	534,7	90,56
Силікагель 20 % – натрій сульфат (80 %)	0,9008	90,08	655,311	90,08
Силікагель 80 % – натрій ацетат (20 %)	0,9308	93,08	231,35	93,08
Силікагель 60 % – натрій ацетат (40 %)	0,9416	94,16	287,738	94,16
Силікагель 40 % – натрій ацетат (60 %)	0,9524	95,24	344,964	95,24
Силікагель 20 % – натрій ацетат (80 %)	0,9632	96,32	413,084	96,32

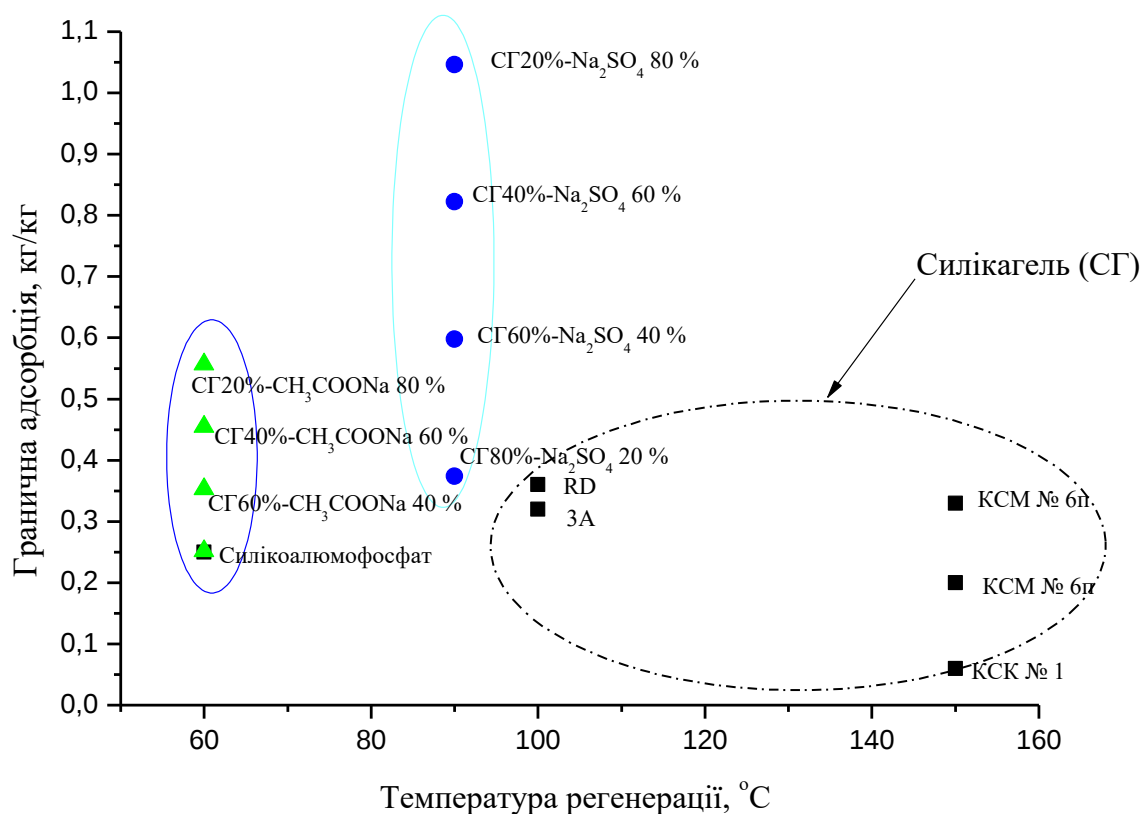


Рис. 2.7. Гранична адсорбція та температура регенерації адсорбентів [171 – 175]. Величина граничної адсорбції композитів наведена за результатами розрахунків для механічної суміші [176].

Їх температури регенерації дорівнюють 90 та 60°C відповідно. Гранична адсорбція вочевидь досягає максимальних значень при великому вмісту солі. Таким чином, результати досліджень показують перспективність використання адсорбентів «сіль в поринній матриці», як середовища для трансформаторів теплової енергії. Вочевидь, підбір матриць доволі обмежений: силікагель, цеоліти та, можливо, силікоалюмофосфати. Але підбір солей, які утворюють кристалогідрати, здійснюється серед значно більшого масиву даних.

Вочевидь, солі, які утворюють кристалогідрати, як можливий компонент адсорбційних середовищ для теплотрансформаторів, мають відповідати наступним вимогам [177]:

- соль повинна утворювати висоководні гідрати, тобто адсорбційна ємність солі високою, не менш за 0,5 кг/кг;
- відповідність температури регенерації (дегідратації) кристалогідратів;
- стабільність в робочому діапазоні температур;
- поглинання та виділенням великої кількості теплоти при фазовому переході;
- температура фазового переходу має бути близькою до реальної температури плавлення;
- бажано, щоб температури фазових переходів не перевищували 30 – 100°C;
- доступність солі в великих кількостях, тобто бути порівняно невелика вартість;
- простота підготовки кристалогідрата до застосування;
- нетоксинність, негорючість та низька корозійна активність солі, тобто сіль має бути нешкідливою для людини, навколишнього середовища та обладнання.

Відповідно даних про склад кристалогідратів та молярну масу безводних солей проведено порівняння граничних значень адсорбції води солями, які є стабільними в інтервалі температур 30 – 120°C (таблиця 2.6).

Таблиця. 2.6.

Адсорбційна ємність кристалогідратів [177]

Сіль	$\text{Na}_2\text{SO}_4(\text{кр})$	$\text{CH}_3\text{COONa}(\text{кр})$	$\text{CaCl}_2(\text{кр})$
Кристалогідрат	$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}(\text{кр})$	$\text{CH}_3\text{COONa} \cdot 3\text{H}_2\text{O}(\text{кр})$	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}(\text{кр})$
Адсорбційна ємність, кг/кг	1,27	0,66	0,97

Враховуючи адсорбційну ємність, найперспективнішим з розглянутих солей є натрій сульфат. Цей кристалогідрат має доволі високу адсорбційну здатність та низьку молярну масу. Ряд робіт свідчить про стійкість

теплоакумуючих матеріалів на основі кристалогідратів солей натрію до багатократного термоциклювання, що є необхідною умовою для їх щоденного використання для вирівнювання теплового режиму та компенсації пікових навантажень [174, 178].

В той же час, відомо, що істотного підвищення сорбційної ємності в порівнянні з вихідною матрицею можна досягти за умову значного вмісту солі в композитному адсорбенті. Але ні вологе, ні сухе імпрегнування не дає можливості отримати композит зі вмістом солі бодай 40 %. Більш перспективним варіантом в цьому відношенні є золь – гель технології.

Використання саме солей робить неможливим саме те, що при їх гідратації у стаціонарному стані доступ води до безводних солей, як правило, перешкоджає утворення гідратних плівок, уповільнення адсорбції та процесам трансформації теплової енергії, яке є наслідком цих процесів. Циклювання солей неможливе без механічного диспергування в процесі експлуатації.

Крім того, до ключових вимог до адсорбента слід віднести особливості кінетики адсорбції. Тобто, лімітуючою стадією процесу повинна бути дифузія.

Кінетичні криві сорбції води дослідженими речовинами в поєднанні з масивними солями представлені на рис. 2.8 [179, 180]. Кінетика встановлення рівноваги в системі композитного сорбенту – вода надає важливу інформацію про механізми сорбції та часові характеристики цього процесу. З метою визначення зазначених параметрів була вивчена кінетика сорбції води композиціями «силікагель – натрій сульфат» і «силікагель – натрій ацетат» при температурах 20, 40 і 60 °C і тиску 1010,8 мбар (атмосферний тиск).

Кінетичні криві адсорбції наглядно свідчать, що механізм процесів сорбції водяної пари композитними сорбентами «силікагель – кристалогідрат» істотно відрізняється від адсорбції масивними солями.

Для масивних солей гідратація перебігає в кінетичному режимі, про що свідчить S-подібна форма кінетичної криві (рис. 2.8, а, б). Для композитних

сорбентів початковий участок кінетичної кривої практично лінійний в координатах $A - \tau^{0,5}$ (рис. 2.8, в, г).

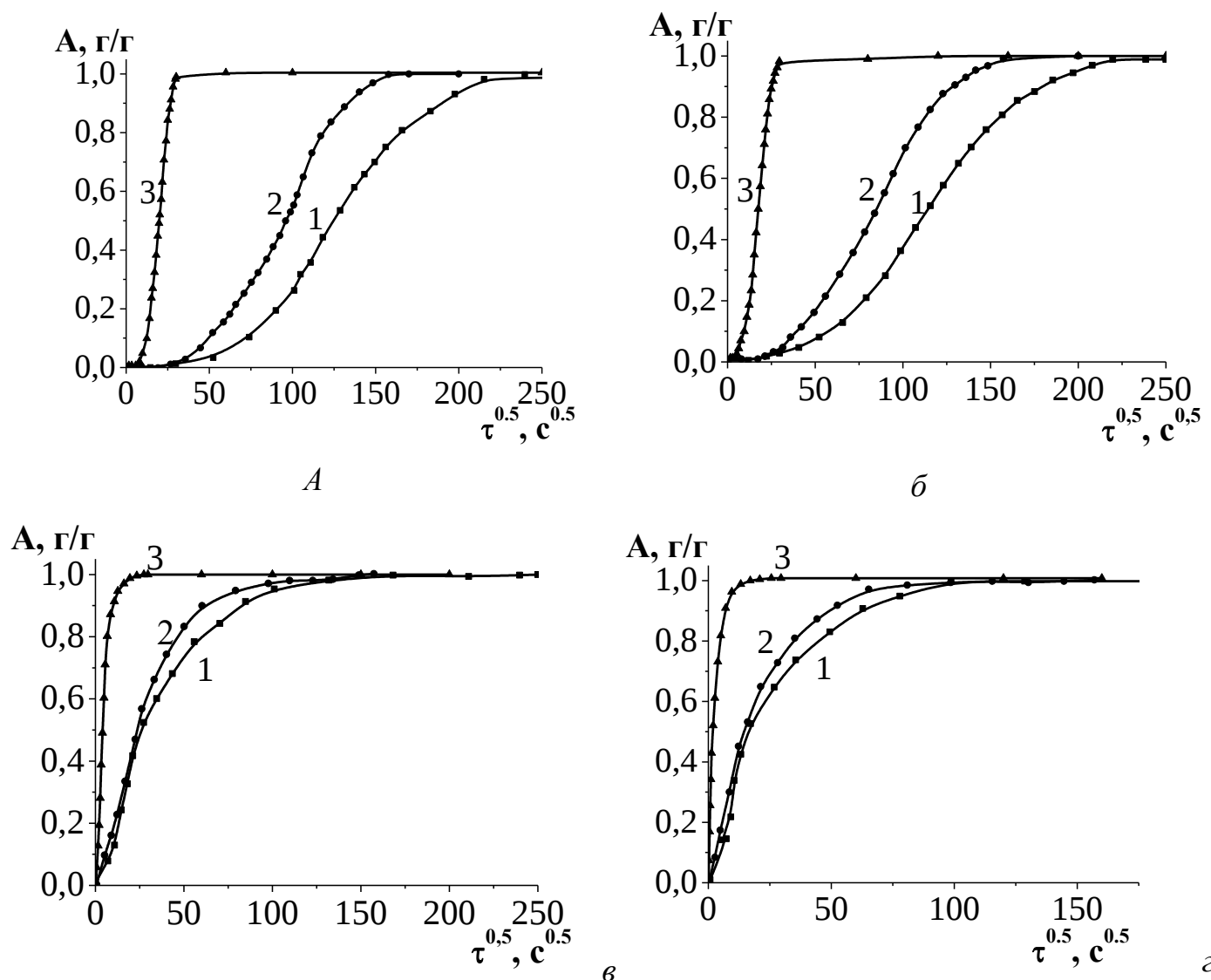


Рис. 2.8. Кінетичні криві сорбції води: *а* – сіллю натрій сульфат; *б* – сіллю натрій ацетату; *в* – композитним адсорбентом «силикагель – натрій сульфат»; *г* – композитним адсорбентом «силикагель – натрій ацетат» (г). Тиск водяної пари 1010,8 мбар. Температура, °С : 1 – 20; 2 – 40; 3 – 60 [179]

Це свідчить про дифузійний характер процесу – те, що сорбція води кристалогідратом протікає швидко, а обмежуючим фактором є транспорт води через систему силикагеля. Кінетичний баланс для масивних солей досягається значно повільніше, ніж для композитів. Підвищення

температури, очевидно, сприяє зростанню швидкості як швидкості дифузії, так і хімічної реакції. Спостерігається більш швидке досягнення кінетичного балансу при підвищенні температури в інтервалі 20–60°C. З підвищенням температури початковий участок кінетичної кривої адсорбції води масивними солями випрямляється (рис. 2.8а, б), що, ймовірно, є наступним зміною лімітуючої стадії. При 60 °C форма кінетичних кривих для сульфату та ацетату натрію аналогічна кривим для композитних сорбентів (кривая 3).

Коефіцієнт дифузії водяного пара в порах композицій «силікагель – сульфат натрію» і «силікагель – ацетат натрію» розраховують за формулою [181]:

$$D_n = 0,308 \cdot \frac{R^2}{\pi^2 \cdot \tau_{0.5}} \quad (2.16)$$

де $\tau_{0.5}$ – час досягнення максимальної концентрації, с; R – радіус гранули композиції, м.

Величину $\tau_{0.5}$ визначали за кривим, наведеним на рис. 2.8 в і г [179].

Встановлено, що для обох композитних сорбентів залежність коефіцієнта дифузії водяного пара за системою пор від температури є лінійною в напівлогарифмічних координатах. Для сорбентів «силікагель – сульфат натрію» і «силікагель – ацетат натрію» [179]:

$$\ln D_n = 2.95 - 6282,02 \cdot \frac{1}{T} \quad (2.17)$$

$$\ln D_n = 2.52 - 7733,59 \cdot \frac{1}{T} \quad (2.18)$$

По тангенсу кута нахилу залежностей (2.17) і (2.18) визначена енергія активації цього процесу, яка для композиту «силікагель – сульфат натрію» становить близько 52 кДж/моль, а для композиту «силікагель – ацетат натрію» – 64 кДж/моль [179].

Таким чином, можна говорити про те, що синтезовані композитні сорбенти являють собою високопористу трьохмерну кремнійкислородну матрицю, в порах якої розташовані молекули кристалогідрата.

Для масивних кристалологідратів сорбція води ускладнюється кінетичними препонами, а для композитних сорбентів транспорт води через систему пор відбувається значно легше. Слід зазначити, що негативні зміни зовнішнього виду, гранулометричного складу та сорбційних властивостей композитного сорбенту не спостерігалися протягом 2–3-х циклів у сутки протягом 4–6 місяців.

Таким чином, за кінетичними характеристиками композити «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат» є перспективними матеріалами для адсорбційного перетворення теплової енергії.

Оцінка конструктивних характеристик адсорбційного модуля базується на визначенні потрібного теплового навантаження, відповідно до стандартних вимог.

Далі проводиться розрахунок маси адсорбента

$$M_{ads} = \frac{Q_1}{\Delta H_{ads}} \quad (2.19)$$

де Q_1 – теплове навантаження, кДж; ΔH_{ads} – теплота адсорбції, кДж/кг яку оцінюють згідно [182]

$$\Delta H_{ads} = \Delta h \cdot A_{lim} \cdot \frac{1000}{\mu_{H_2O}} \quad (2.20)$$

де $\Delta h \cong 60$ – теплота адсорбції водяної пари, кДж/моль; A_{lim} – максимальна адсорбція, кг/кг; μ_{H_2O} – молярна маса води, г/моль.

Величина максимальної або граничної адсорбції A_{lim} можна визначити відповідно до характеристик адсорбента або як лінійну суперпозицію для механічної суміші [182]. Об'єм адсорбента визначають як відношення маси та густини адсорбента

Розглянемо можливості використання адсорбентів в умовах децентралізованих систем теплопостачання та вентиляції, зокрема, приватних будинків.

Розрахунок теплового навантаження будинку

Схема приватного будинку, для якого розроблюється система опалення, показана на рис. 2.9. Розміри і площі приміщень наведені в таблиці 2.7.



Рисунок 2.9 – Схема одноповерхового приватного будинку

Температури розрахункові [24]:

Внутрішня +20 °С;

Зовнішня -25 °С;

$\Delta t = 45^\circ\text{C}$;

Стіни зовнішні:

Керамоблок 12NF = 0,15 м;

Ізовер = 0,05 м;

Пеноблок D1000 = 0,25 м;

Таблиця 2.7

Розміри і площі приміщень

Приміщення, м				Вікна, м			Площа, м ²		
№, найменування	Довжина А	Ширина Б	Висота Н	Ширина	Висота	Кількість вікон	Вікон	Зов. Стін	Підл./стеля
1.Кухня 1	2,73	1,80	2,80	1,50	1,50	2,00	4,5	12,68	4,94
2.Санвузол	2,73	1,90	2,80	1,00	1,00	1,00	1,00	5,32	5,19
3.Кухня 2	2,73	2,83	2,80	1,50	2,00	1,00	3,00	7,92	7,75
4.Зала	3,55	4,69	2,80	2,00	2,00	1,00	4,00	13,88	16,68
5.Акумуляторна	2,00	1,63	2,80	1,00	1,00	1,00	1,00	10,16	3,27
6.Тамбур	2,00	1,96	2,80	1,00	1,00	1,00	1,00	5,6	3,92
7.Коридор	2,40	4,03	2,80					3,8	9,68
8.Вітальня	3,515	3,55	2,80	1,5	2,00	2,00	6,00	19,78	12,48
9.Спальня 1	3,515	1,82	2,80	1,00	1,50	1,00	1,50	5,09	6,40
10.Спальня 2	3,515	3,55	2,80	1,5	2,00	1,00	3,00	9,94	12,48
11.Спальня 3	3,515	3,71	2,80	1,5	2,00	2,00	16,00	20,23	13,06
Загальна площа приміщень, м ²								95,85	

Вікна:

Двокамерний склопакет;

Трьохкамерний металопластиковий профіль;

Покрівля:

Ізоляція горища – мінеральна вата товщиною 0,05 м;

Перекриття:

Залізо-бетонна плита 0,2 м;

Ізовер 0,05 м;

Підлога:

У конструкцію встановлюється теплоізолятор, пінополістирол товщиною 0,05 м.

Безумовно, монтаж децентралізованої опалювальної системи сприятиме створенню та підтриманню комфортних умов для проживання. Подібна система може істотно скоротити енерговитрати, оскільки опалювати можна тільки ту частину будинку, яка використовується на даний момент.

Для даних умов пропонується використовувати систему опалення зі штучною циркуляцією. Основним ключовим моментом такої системи є циркуляційний насос. Під його впливом теплоносій йде до батарей, а потім до нагрівального приладу. При монтажі такої системи немає необхідності в постійному ухилі труб. Додатково пропонується використовувати для підігрівання припливного повітря адсорбційний акумулятор теплової енергії відкритого типу в нічний період, в період пікових навантажень, або аварійних відключень.

В даній системі опалювання використовуються поліпропіленові труби з зовнішнім діаметром 22 мм та коефіцієнтом теплопровідності 0,22 Вт/м·К [25]. Матеріал батареї – алюміній, коефіцієнт теплопровідності 230 Вт/м·К [26].

Визначення термічних опорів огорожувальних конструкцій

Термічний опір R , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, однорідного шару багатошарової огорожувальної конструкції, а також одношарової огорожувальної конструкції слід визначати за формулою:

$$R = \delta / \lambda, \quad (2.21)$$

де δ - товщина шару, м; λ - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару, Вт/(м·°C) [27].

Термічний опір огорожувальної конструкції R_k , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, з послідовно розташованими однорідними шарами слід визначати як суму термічних опорів окремих шарів:

$$R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{a,l}, \quad (2.22)$$

де $R_1, R_2, \dots, R_n$ – термічні опори окремих шарів огорожувальної конструкції, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

$R_{a,l}$ – термічний опір замкнутого повітряного прошарку [28, 29].

Результати розрахунку представлені в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8

Визначення термічних опорів огорожувальних конструкцій [30]

	Товщина, м	Коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	Термічний опір, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$
Стіни			2,02
Керамоблок 12NF	0,15	0,25	0,19
Пеноблок D1000	0,25	0,4	0,63
ізоляція стін ізовер (мін. вата)	0,06	0,05	1,2
Підлога (над неопалюваним підвалом без світлових прорізів у стінах)			1
цементно- пісчана стяжка	0,06	0,81	0,7
теплоізоляція підлоги пінополістирол	0,06	0,06	1
Двокамерний склопакет в одинарній оправі з міжскляною відстанню 8 мм			0,51
Стеля (з мансардою, між стелею та покрівлею повітряний прошарок)			2,96
Мін.вата	0,06	0,07	0,86

повітряний прошарок горища	$\geq 0,3$ м		0,16
Плита перекрыття	0,2	1,86	0,11
Утеплювач – пінополістирол	0,05	0,06	0,83
Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{внутр.}}$ Вт/(м ² ·°C)		9,2	0,12
Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{нар.}}$ Вт/(м ² ·°C)		25	0,06

Оціночний розрахунок тепловтрат через огорожувальні конструкції

Розрахунок тепловтрат через огорожувальні конструкції для кожного приміщення здійснюють за традиційними формулами [30]:

Теплоі втрати через зовнішні стіни, Вт:

$$Q_{\text{ст}} = 1,3 \cdot (S_{\text{ст}} \cdot \Delta t) / (R_{\text{ст}} + 1/\alpha_{\text{внутр}} + 1/\alpha_{\text{наруж}}), \quad (2.23)$$

Теплові втрати через вікна, Вт:

$$Q_{\text{ок}} = 1,3 \cdot (S_{\text{ок}} \cdot \Delta t) / \Delta R_{\text{ок}}, \quad (2.24)$$

Теплові втрати через покрівлю, Вт:

$$Q_{\text{кр}} = 1,3 \cdot (S_{\text{кр}} \cdot \Delta t) / (R_{\text{кр}} + 1/\alpha_{\text{внутр}} + 1/\alpha_{\text{наруж}}), \quad (2.25)$$

Теплові втрати через підлогу, Вт:

$$Q_{\text{пол}} = 1,3 \cdot (S_{\text{пол}} \cdot \Delta t) / (R_{\text{пол}} + 1/\alpha_{\text{внутр}}), \quad (2.26)$$

Результати розрахунку представлені в таблиці 2.9:

Визначення теплового навантаження на опалення

Результати розрахунку витрат теплоти через огорожувальні конструкції представлені в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Втрати тепла через огорожувальні конструкції

Приміщення, №	Втрати тепла, Вт				
	Вікна	Стіни	Підлога	Стеля	РАЗОМ
1.Кухня 1	516,18	27,45	28,80	10,34	582,77
2.Санвузол	114,71	11,51	30,26	10,86	167,34
3.Кухня 2	344,12	17,15	45,19	16,22	422,67
4.Зала	458,82	30,05	97,25	34,90	621,03
5.Акумуляторна	114,71	21,99	19,07	6,84	162,61
6.Тамбур	114,71	12,12	22,86	8,20	157,89
7.Коридор	0	8,22	56,44	20,25	84,92
8.Вітальня	688,24	42,82	72,77	26,11	829,94
9.Спальня 1	172,06	11,02	37,32	13,39	233,79
10.Спальня 2	344,12	21,52	72,77	26,11	464,52
11.Спальня 3	1835,3	43,80	76,15	27,33	1982,57
Разом, втрати тепла, Вт					5710,03

Зовнішній об'єм будинку, м³:

$$V = a \cdot b \cdot h = 7.62 \cdot 14.62 \cdot 2.8 = 311.93 \text{ м}^3 \quad (2.27)$$

Визначимо відношення тепловтрат інфільтрацією до тепловтрат теплопередачей через зовнішні огороження за формулою:

$$\mu = Q_{\text{и}} / Q_{\text{т}} = V \sqrt{2gL \left(1 - \frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{в}}}\right) + K_{\text{аэр}} \cdot (\omega \beta)^2}, \quad (2.28)$$

де $Q_{\text{и}}$ – тепловтрати інфільтрацією, Вт;

$Q_{\text{т}}$ – тепловтрати теплопередачей через зовнішні огорожі, Вт;

h – висота будівлі, м;

$L = h = 2,8$ м – розрахункова висота для середнього поверху будівлі, м;

$T_{\text{в}}$ і $T_{\text{н}}$ – температура внутрішнього і зовнішнього повітря, К;

ω – швидкість вітру, м/с; $K_{\text{аэр}} = 0,6$;

β – коефіцієнт, що враховує розбіжність у часі прийнятих в розрахунку швидкості вітру і температури зовнішнього повітря ($\beta = 0,6$);

B – стала величина ($B=0,035$ с/м при $\rho_n=1,42$ кг/м³ и коефіцієнті повітронепроникності вікон для найбільш простого ущільнення їх притворів;

ρ_n – густина повітря за температури T_n , кг/м³.

Житлова площа будівлі, м²:

$$F_{\text{ж}}=V/K_{\text{об}}=311,93/6=51,99 \quad (2.29)$$

Внутрішні тепловиділення, Вт:

$$Q_{\text{тв}}=q_{\text{тв}} \cdot F_{\text{ж}}=20 \cdot 51,99=1039,8 \quad (2.30)$$

Тепловтрати інфільтрацією в частках від $Q'_{\text{т}}$:

$$\mu=0,035 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,8 \cdot \left(1 - \frac{250}{291}\right) + 0,6(5 \cdot 0,6)^2} = 0,119$$

Тепловтрати інфільтрацією при -25 °С, Вт:

$$Q'_{\text{и}} = \mu \cdot Q'_{\text{т}} = 0,119 \cdot 5710,03 = 123,73 \quad (2.31)$$

Теплове навантаження опалення, Вт:

$$Q'_{\text{о}} = Q'_{\text{т}} + Q'_{\text{и}} - Q_{\text{тв}} = 5710,03 + 123,93 - 1039,8 = 4794,16 \quad (2.32)$$

За добу:

$$Q'_{\text{о}} = 4794,16 \cdot 3600 \cdot 24 = 414215424 \text{ Дж} = 414,21 \text{ МДж}.$$

Розрахунок маси та об'єму адсорбційного теплоакумлюючого матеріалу

Масу та об'єм адсорбційного теплоакумлюючого модуля визначали відповідно до алгоритму, представленою в роботі [31].

Розраховуємо теплоту адсорбції (густина запасання енергії композитного сорбенту «силікагель – сульфат натрію»):

$$a_{\text{Na}_2\text{SO}_4} = \frac{10 \cdot 18}{142} = 1,27 \text{ г/г},$$

Сорбційна ємність визначається, як лінійна суперпозиція за формулою, кг/кг:

$$a = a_{\text{сг}} \cdot x_{\text{сг}} + a_{\text{Na}_2\text{SO}_4} \cdot (1 - x_{\text{сг}}), \quad (2.33)$$

$a_{\text{сг}} = 0,15$ г/г – сорбційна ємність силікагелю;

Теплота адсорбції, кДж [32]:

$$\Delta H_{\text{адс}} = \Delta h \cdot a \cdot 1000 / \mu_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (2.34)$$

де $M_{\text{води}}$ – молярна маса води, г/моль.

Маса композитного матеріалу, кг:

$$M = Q' / \Delta H_{\text{адс}} \quad (2.35)$$

Об'єм ємності знаходження сорбенту, м³:

$$V = M / \rho, \quad (2.36)$$

де ρ – густина, кг/м³.

При складі адсорбенту силікагелю 20%, Na₂SO₄ - 80%:

$$a = 0,15 \cdot 0,2 + 1,27 (1 - 0,2) = 1,046 \text{ г/г};$$

$$\Delta H_{\text{адс}} = 60 \cdot 1,046 \cdot 1000 / 18 = 3486,67 \text{ кДж/кг};$$

$$M = Q' / \Delta H_{\text{адс}} = 414,21 \cdot 10^3 / 3486,67 = 118,80 \text{ кг};$$

$$V = M / \rho = 118,80 / 720 = 0,165 \text{ м}^3.$$

При кількості сорбенту силікагелю 40%, Na₂SO₄ - 60%:

$$a = 0,15 \cdot 0,4 + 1,27 (1 - 0,4) = 0,822 \text{ г/г};$$

$$\Delta H_{\text{адс}} = 60 \cdot 0,822 \cdot 1000 / 18 = 2740 \text{ кДж/кг};$$

$$M = 414,21 \cdot 10^3 / 2740 = 151,17 \text{ кг};$$

$$V = M / \rho = 152,64 / 720 = 0,212 \text{ м}^3.$$

При кількості сорбенту силікагелю 60%, Na₂SO₄ - 40%:

$$a = 0,15 \cdot 0,6 + 1,27 (1 - 0,6) = 0,598 \text{ г/г};$$

$$\Delta H_{\text{адс}} = 60 \cdot 0,598 \cdot 1000 / 18 = 1993,33 \text{ кДж/кг};$$

$$M = 414,21 \cdot 10^3 / 1993,33 = 207,80 \text{ кг};$$

$$V = M / \rho = 207,80 / 720 = 0,289 \text{ м}^3.$$

При кількості сорбенту силікагелю 80%, Na₂SO₄ - 20%:

$$a = 0,15 \cdot 0,8 + 1,27 (1 - 0,8) = 0,374 \text{ г/г};$$

$$\Delta H_{\text{адс}} = 60 \cdot 0,374 \cdot 1000 / 18 = 1246,7 \text{ кДж/кг};$$

$$M = 414,21 \cdot 10^3 / 1246,7 = 332,25 \text{ кг};$$

$$V = 332,25 / 720 = 0,461 \text{ м}^3;$$

Результати розрахунку представлені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Результати розрахунку теплоти адсорбції і маси сорбенту при тепловому навантаженні на опалення протягом доби та на сезон.

Склад композиту		Величина адсорбції, а, кг/кг	$\Delta H_{\text{адс}}$, кДж/кг	На добу		На сезон (тривалість 160 діб.)	
Вміст силікагелю, %	Вміст Na_2SO_4 , %			М, кг	V, м ³	М, кг	V, м ³
20	80	1,349	4497,81	92.99	0,129	13948,5	19,35
40	60	1,060	3534,60	118.32	0,164	17748	24,6
60	40	0,771	2571,40	162.67	0,226	24400,5	33,9
80	20	0,482	1608,24	260.05	0,361	39007,5	54,15

Аналогічним чином проведено розрахунок теплоти адсорбції, а також маси та об'єму традиційних силікагелів. Результати розрахунку підтверджують, що теплота адсорбції силікагелей вітчизняних марок поступається композитним матеріалам в 2 – 20 разів, що призводить до великих об'ємів адсорбента, і, отже, до високих витрат тепловіїв для регенерації з високим потенціалом.

Так, низька сорбційна ємність традиційних адсорбентів вимагає великих мас та об'ємів адсорбента для покриття теплового навантаження 116,18 кВт-год, не менш за 300 кг та 0,4 м³ відповідно (Таблиця 2.11). Більшість з наведених в таблиці 2.6 адсорбційних матеріалів, крім силіколюмофосфатів [44] мають доволі велику температуру регенерації, яка не відповідає санітарно-гігієнічним нормам. Крім того, адсорбційний модуль з масою 273 – 1691 кг складно і неможливо впровадити в діючу системи тепlopостачання, вентиляції та кондиціонування. Подібні маси не відповідають будівельним нормам та стандартам.

Таблиця 2.11

Теплота адсорбції та маса адсорбента та об'єм адсорбента для покриття
теплового навантаження 116,18 кВт-год на добу

Адсорбент	Гранична адсорбція A_{lim} , кг/кг	Тепло- та адсорб- ції, кДж/кг	Маса адсорб- ента, кг	Об'єм адсор- бента, m^3	Температу- ра регенерації, $^{\circ}C$	Дже- рело
Силікагель КСМ № 6п	0.20	666.67	627,34	0,874	150	[172]
Силікагель КСК № 1	0,06	200	2091,15	2,9	150	[172]
Силікагель КСМ № 6с	0,33	1100	380,21	0,53	150	[172]
Силікагель Type 3A	0.32	1066.67	392,09	0,54	100	[173]
Силікагель RD	0.36	1200.00	348,525	0,48	100	[173]
Силіко- алюмофосфат	0,25	833.34	501,87	0,70	60	[44]

Витрати на підігрів припливного повітря

Витрати на підігрів припливного повітря приміщень, які розглядаються, надано в таблиці 2.12.

$$Q = 0,28 \cdot L \cdot C \cdot \rho \cdot (t_v - t_n) = 0,28 \cdot 242,03 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot (25 - (-23)) = 4001,0 \text{ Вт}$$

За умови роботи протягом 6 годин на добу:

На добу: 24,01 кВт-год

На сезон (тривалість 160 діб) – $24,01 \cdot 160 = 3841,6$ кВт-год.

Таблиця 2.12

Витрати на підігрів припливного повітря

Приміщення	Площа	Кількість припливного повітря, м ³ /год.	Приміщення	Площа	Кількість припливного повітря, м ³ /год.
1.Кухня 1	2,73	60	7.Коридор	2,40	7,2
2.Санвузол	2,73	50	8.Вітальня	3,515	10,545
3.Кухня 2	2,73	60	9.Спальня 1	3,515	10,545
4.Зала	3,55	10,65	10.Спальня 2	3,515	10,545
5.Акумуляторна	2,00	6	11.Спальня 3	3,515	10,545
6.Тамбур	2,00	6	Разом		242,03

Аналогічним чином проводиться розрахунок маси та об'єму адсорбенту (табл. 2.13).

Таблиця 2.13

Розрахунок маси та об'єму адсорбенту на добу та сезон.

Склад адсорбент		Величи- на адсор- бції, а, кг/кг	$\Delta H_{\text{адс}},$ кДж/кг	На добу		На сезон (тривалість 160 діб.)	
Вміст силіка- гелю, %	Вміст Na ₂ SO ₄ , %			М, кг	V, м ³	М, кг	V, м ³
20	80	1,349	4497,8	19,21	0,027	3087,72	4,29
40	60	1,06	3534,6	24,45	0,034	3929,16	5,46
60	40	0,771	2571,4	33,61	0,047	5400,95	7,50
80	20	0,482	1608,2	53,74	0,075	8635,52	11,99

Витрати на кондиціонування

Кількість тепла, яке потрібно відібрати від охолоджуваного повітря, можна розрахувати згідно з [234] як суму теплоти, яка необхідна для компенсації загальних теплопритоків до приміщення, які виникають за рахунок:

- 1) різниці температур всередині приміщення та зовнішнього повітря, а також сонячної радіації Q_1 ;
- 2) експлуатації оргтехніки та побутових приладів Q_2 ;
- 3) людей, які знаходяться в приміщенні Q_3 .

Теплоприпливи до приміщення, які виникають за рахунок: різниці температур всередині приміщення та зовнішнього повітря, а також сонячної радіації Q_1 визначаються за формулою [234]:

$$Q_1 = V \cdot q_{\text{пит}}, \text{ Вт} \quad (2.37)$$

де $V = S \cdot h$ — об'єм приміщення;

S — площа приміщення;

h — висота приміщення;

$q_{\text{пит}}$ — питома теплова навантаження, приймається: 35 Вт/м^3 — середнє значення або $35\text{--}40 \text{ Вт/м}^3$, за наявності великого оскління з сонячного боку.

$$V = 95.85 \cdot 2.8 = 268.38 \text{ м}^3 \quad Q_1 = 268.38 \cdot 35 = 9\,393.3 \text{ Вт}$$

В загальному випадку величина теплоприпливів від обладнання визначається за формулою [234]:

$$Q_2 = Q_{\text{об}} = N \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (2.38)$$

де N — споживана потужність, Вт;

K_1 — коефіцієнт переходу електроенергії до теплової (100 – 80%);

K_2 — коефіцієнт використання обладнання (30–80%).

$$Q_2 = 300 \cdot 0,8 \cdot 0,7 + 150 \cdot 1 \cdot 0,6 + 2500 \cdot 0,8 = 2258 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від людей, які є в приміщенні Q_3 .

$$Q_3 = q n, \text{ Вт}, \quad (2.39)$$

де q – питомі теплоприпливи від однієї людини, Вт;

n – кількість людей в приміщенні.

$$Q_3 = 65 \cdot 4 = 260 \text{ Вт}$$

Сумарна кількість теплонадходжень, Вт [234]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \text{ Вт}. \quad (2.40)$$

До підрахованих теплонадходжень додається 20% на невраховані теплоприпливи:

$$Q_{\text{заг}} = 1,2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \text{ Вт} \quad (2.41)$$

$$Q_{\text{заг}} = 1,2 \cdot (9393,3 + 2258 + 260) = 14\,293,56 \text{ Вт}$$

$$\text{На сезон } 160 \text{ діб } 14,29 \cdot 6 \cdot 160 = 13718 \text{ кДж}$$

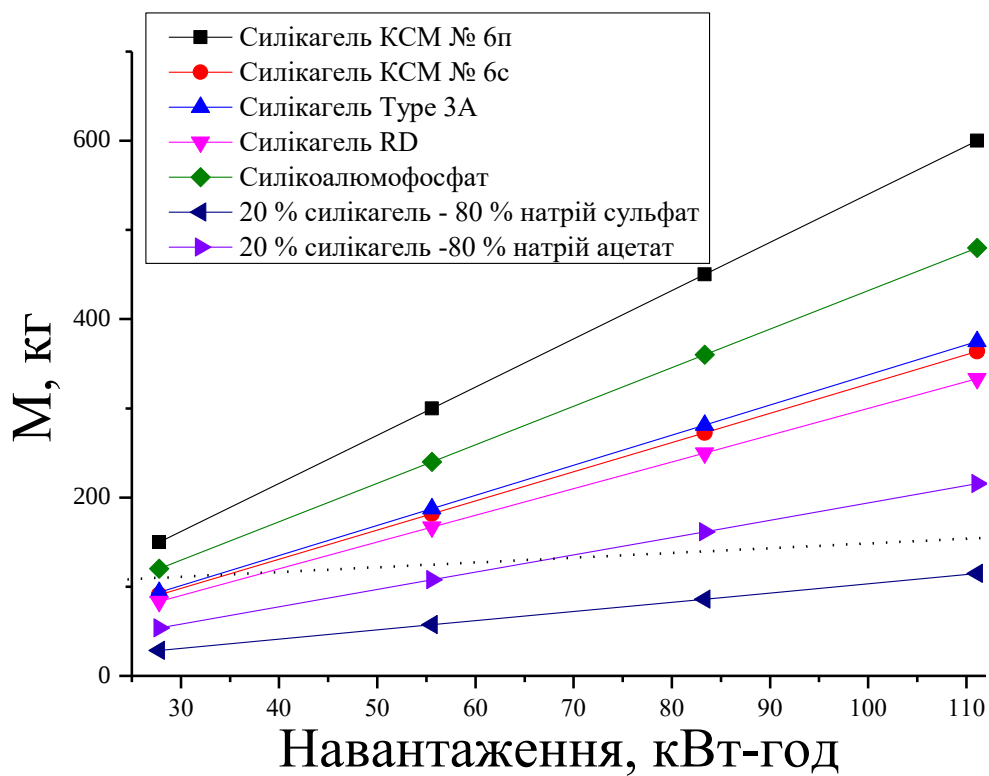
$$\text{Маса води } 13718 / 2400 = 5,718 \text{ кг}$$

$$\text{Маса адсорбента } 5,718 / 1,349 = 4,24 \text{ кг}$$

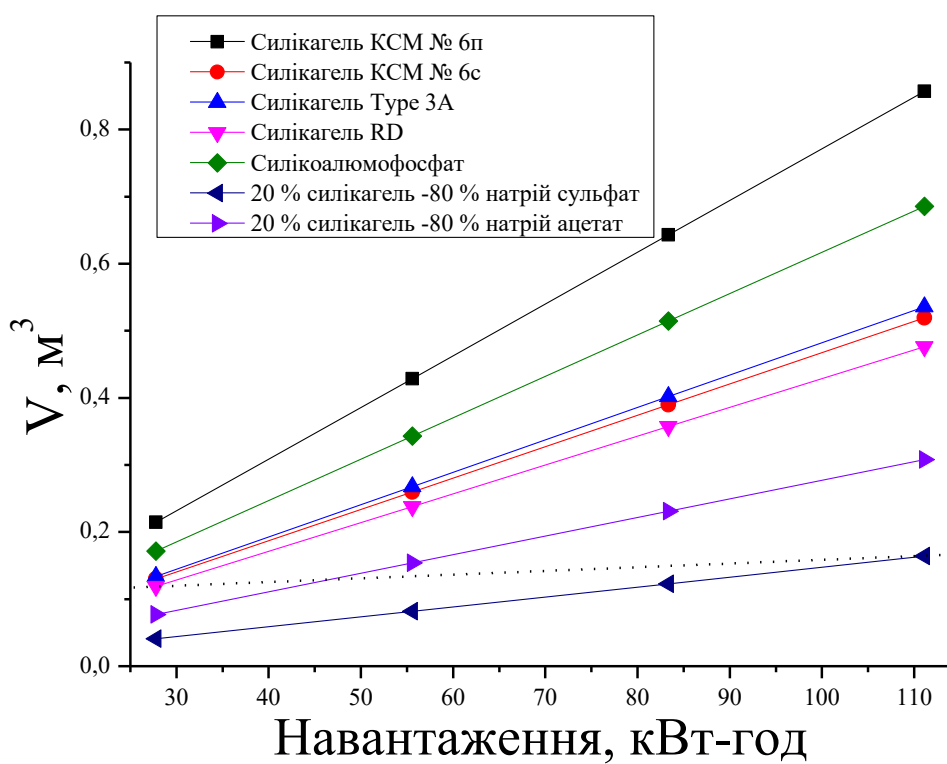
Рішенням подібної проблеми є вочевидь адсорбенти з граничною адсорбцією не менш за 0,5 кг/кг. Цій умові відповідають композити «сіль в поринній матриці», які синтезовано, перш за все золь – гель методом.

Гранична адсорбція не менш за 0,5 кг/кг встановлена для адсорбентів «силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %» та «силікагель 20 – 60 % – натрій сульфат 40 – 80 %». Найбільш ефективними, вочевидь, є композити, які містять 20 % силікагелю та 80 % солі, маса яких для покриття теплового навантаження є найнижчою.

Вочевидь, маса та об'єм адсорбента буде визначатись необхідною кількістю споживаної теплової енергії на добу (рис. 2.10).



а



б

Рис. 2.10. Кореляція теплового тавантаження та маси або об'єму адсорбента [117].

Власне адсорбційний модуль має бути компактним та зручним для установки відповідно будівельним нормам та стандартам. Але при цьому він повинен забезпечувати необхідне теплове навантаження протягом 8 – 10 годин.

Вочевидь, низька величина поглинання адсорбата, тобто води, призводить до низьких величини теплоти адсорбції, і, отже, великих мас адсорбента, які необхідні для компенсації необхідного теплового навантаження. Наприклад, силікагелі КСП № 6п, КСМ № 6с, силікагель Туре ЗА, силікагель RD та силікоалюмосфат з сорбційною ємністю 0,2 – 0,36 кг/кг, які можна було б використовувати для компенсації пікових навантажень 30 кВт-год, що в умовах типової трикімнатної квартири відповідає 2 годинам роботи приладу. Для компенсації більш високих значень теплових навантажень (робота приладу 8 – 10 годин на добу) більш перспективними є композити «20 % силікагель – 80 % натрій ацетат» з граничною адсорбцією 0,557 кг/кг. Для компенсації теплових навантажень 55 – 110 кВт-год необхідно не більше за 0,3 м³. Але більш ефективними видаються матеріали з граничною адсорбцією більше, ніж 1 кг/кг, тобто «20 % силікагель – 80 % натрій сульфат», об'єм якого не перевищує 0,16 м³ для в усього розглянутого діапазону теплових навантажень [117].

Доцільно порівняти основні характеристики теплообмінних пристроїв на основі композитних адсорбентів. Відповідно до характеру масообміну з навколишнім середовищем існує два типи подібних пристроїв: закритого та відкритого типів. Приклад подібного пристрою закритого типу наведено на рис. 2.11, а відкритого – на рис. 2.12. Експлуатація пристроїв проводиться в двофазному режимі: розряд – адсорбція, та заряд – регенерація адсорбента, тобто десорбція. На першій стадії відбувається подача зволоженого повітря (відносна вологість 60 – 80 %), підігрітого до температур початку адсорбції 20 – 30°C, до шару адсорбента, тобто теплоакumuлюючого матеріалу 2. Після його прогрівання відбувається адсорбція вологи з повітря, тобто екзотермічний процес, який сприяє підвищенню температури теплоакumuлюючого матеріалу 2 та повітря.

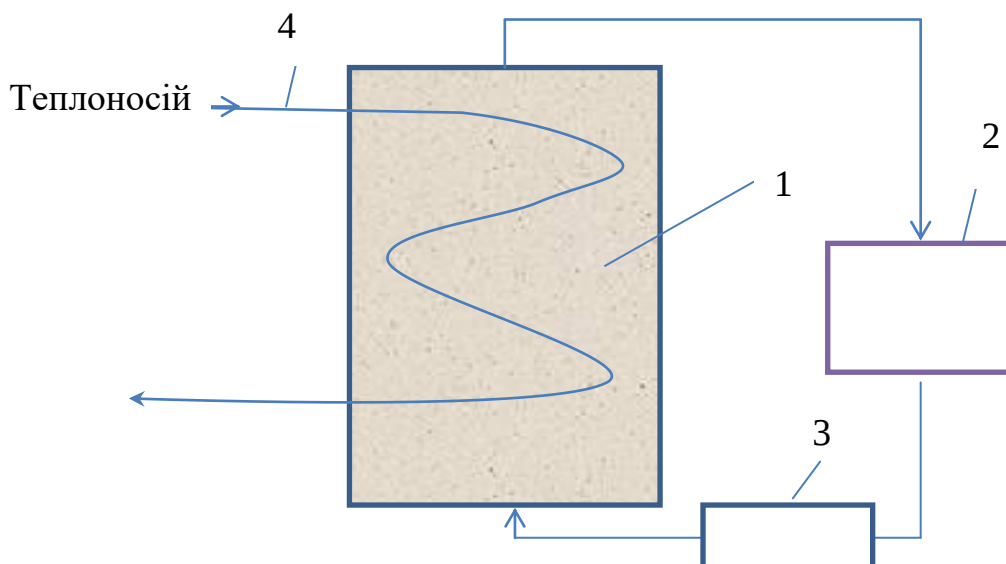


Рис. 2.11. Конструкція теплотрансформатора закритого типу

1 - адсорбційно-десорбційний реактор; 2 – конденсатор; 3 – випарник; 4 – гідравлічний контур.

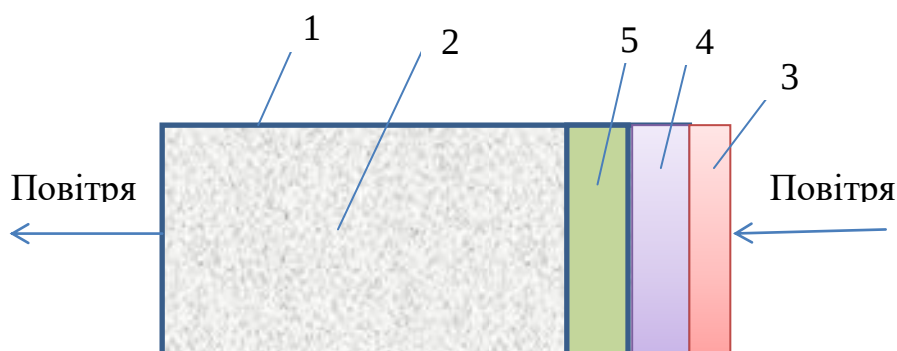
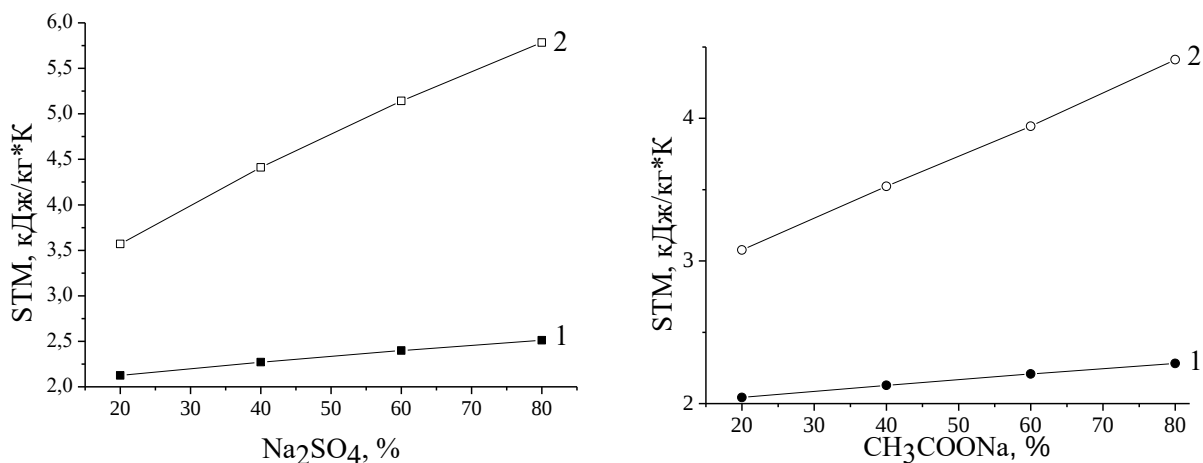


Рис. 2.12. Тепловий акумулятор відкритого типу: 1 – теплоізований корпус; 2 – теплоакумулюючий матеріал; 3 – компресор; 4 – зволожувач повітря; 5 – нагрівальний елемент.

В результаті температура шару адсорбента зростає до $90 - 115\text{ }^{\circ}\text{C}$, що дозволяє підігрівати теплоносій в гідравлічному контурі для пристрою закритого типу або повітря для пристрою відкритого типу. Друга стадія (регенерація) здійснюється шляхом подачі гарячого повітря для пристрою відкритого типу або теплоносія для пристрою закритого типу, яке прогріває шар адсорбента до температур, не менш за 90°C , що сприяє десорбції. Для обох типів пристроїв максимальних значень питома термічна маса відповідає адсорбентам, які містять 20 % силікагелю та 80 % солі (рис. 2.13, 2.14).

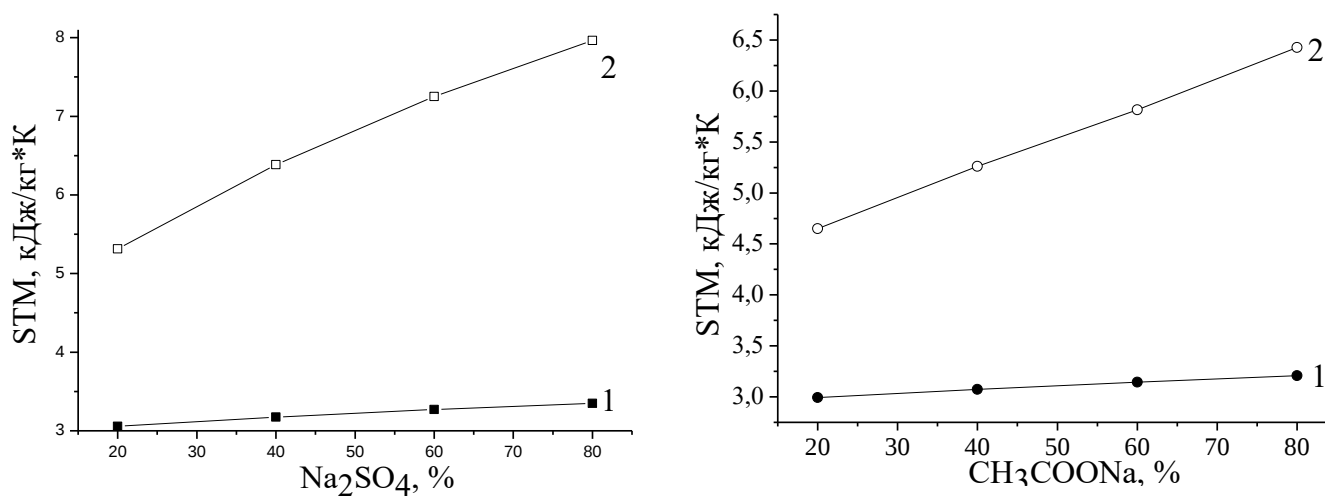


А

Б

Рис. 2.13. Вплив складу композита на питому термічну масу

теплоакумулюючого пристрою закритого типу. Композити: а – «силікагель – натрій сульфат», б – «силікагель – натрій ацетат». Питома термічна маса на початку циклу (1) та наприкінці циклу (2). Маса адсорбента розрахована для покриття теплового навантаження 339.5 МДж/на добу [183]



А

Б

Рис. 2.14. Вплив складу композита на питому термічну масу

теплоакумулюючого пристрою відкритого типу. Композити: а – «силікагель – натрій сульфат», б – «силікагель – натрій ацетат». Питома термічна маса на початку циклу (1) та наприкінці циклу (2). Маса адсорбента розрахована для покриття теплового навантаження 339.5 МДж/на добу [183]

Підвищення термічної маси при зростанні вмісту солі, вочевидь, відповідає підвищенню граничної адсорбції та теплоти адсорбції, що сприяє

зниженню маси адсорбента, яка необхідна для покриття теплового навантаження (таблиця 2.10, 2.13). Крім того, менша маса адсорбента сприяє зниженню конструкційної термічної маси завдяки зниженню об'єму адсорбційного модуля.

Іншим критерієм вибору адсорбента є питома потужність, яка визначається відповідно до балансового рівняння [21]:

$$SP = K \cdot \frac{S}{M_{ads}} \cdot \Delta T \quad (2.42)$$

де SP – питома потужність, кВт/кг адсорбента; K – коефіцієнт теплопередачі, кВт/м²·К; S – площа поверхні теплообміну, м²; M_{ads} – маса адсорбента, кг; ΔT – мінімальна обов'язкова різниця температур, яку приймають рівною 10 К.

Велика маса адсорбента призводить вочевидь до зниження питомої потужності відповідно до рівняння (2.42).

Таким чином, базовими критеріями підбору адсорбента для адсорбційного перетворювача теплової енергії є вочевидь гранична адсорбція та температура регенерації.

2.4 Критерії підбору адсорбату

Експлуатаційні характеристики адсорбційних перетворювачів теплової енергії перш за все залежать від властивостей адсорбатів (гранична адсорбція, перенос адсорбату з об'ємної фази на поверхню адсорбенту). Ці величини визначаються як природою адсорбенту, його структурою, дисперсністю, так і природою адсорбату, тиском та температурою. Адсорбат, повинен відповідати наступним вимогам [184, 185]: невелика температура випаровування; малий молекулярний розмір, для полегшення адсорбції; висока прихована теплота випаровування і малий об'єм в рідкому стані; висока теплопровідність; низька в'язкість; термічна стабільність з адсорбентом в робочому діапазоні температур; хімічна стабільність в робочому діапазоні температур; нетоксичність, низька корозійна активність і негорючість; низький тиск насичення (трохи вище атмосферного тиску) при

нормальній робочій температурі. Крім того, адсорбат має бути екологічно безпечим, тобто не оказувати ні прямого, ні опосередкованого впливу на природу та людину.

Природні робочі речовини, що використовуються в пристроях для адсорбційної трансформації теплової енергії, як правило, не оказують негативного впливу на навколишнє середовище. В холодильних агрегатах використовують аміак, метанол і вода з відносно високими значеннями прихованої теплоти пароутворення (1368, 1160 та 2258 кДж/кг, відповідно) та невеликі питомі об'єми.

Корисна теплота, яка виділяється в циклі суттєво визначається адсорбцією, тобто питомою масою адсорбата $\Delta A = A_2 - A_1$ [г адсорбата/г адсорбента], яка обмінюється в циклі [185]. Головним термодинамічним параметром, який є ключовим для оцінки цієї величини є адсорбційний потенціал Дубініна, який розглядають як основний термодинамічний параметр для оцінки граничних умов циклу, спорідненості адсорбента та адсорбата та максимального стрибка температури протягом виділення теплоти. Короткий огляд робочих рідин представлено в таблиці 2.14 [186].

Girnik et al. [186] розглядають питому корисну теплоту, яка виділено в циклі, як різницю питомих значень теплоти адсорбції та теплоти, яка необхідна для ізостерічного підігріву:

$$Q_{us} = Q_{ad} - Q_{sen} = \Delta H_{ads} \Delta A - \frac{MC \Delta T_{is}}{M_{ads}} \quad (2.20)$$

де ΔH_{ads} – питома теплота адсорбції [Дж / г адсорбат], C і M – загальна питома теплоємність та маса інертних компонентів.

Питомою теплотою робочої рідини у паровій фазі нехтують, оскільки її маса невелика порівняно з масою в адсорбованому стані.

Таблиця 2.14

Термодинамічні параметри робочих рідин [186]

Робоча рідина	$T_{ev}, ^\circ\text{C}$	$\Delta H_{ev},$ кДж/моль (кДж/г)	$P (0 ^\circ\text{C}),$ мбар	$P (-10 ^\circ\text{C}),$ мбар	$P (-20 ^\circ\text{C}),$ Мбар
Вода (чиста)	0	44.2 (2.45)	6.1	2.6	1.03
Метанол	-97.6	37.5 (1.17)	39.8	19.9	9.6
Аміак	-77.3	23.3 (1.37)	4180	2850	1880
R32	-136.0	14.6 (0.28)	8130	5825	4060
R134	-103.3	18.5 (0.18)	2930	2007	1335
R152	-117.0	19.0 (0.29)	2670	1850	1250

Значення C і M залежать від обраного контрольного обсягу, як запропоновано в посиланні [151]. У розглянутому випадку контрольний об'єм включає адсорбент, адсорбат і металевий теплообмінник, які в цілому можна назвати блоком "адсорбент - теплообмінник" (AdHEX), так що рівняння (2.20) можна переписати як

$$Q_{us} = Q_{ad} - (Q_{sen}^{adsorbent} + Q_{sen}^{adsorbate} + Q_{sen}^{metal}) = \Delta H_{ads} \Delta A - [C_{adsorbent} + C_{adsorbate} \left(\frac{\Delta A}{2} + A_1 \right) + \frac{C_{Me} M_{Me}}{M_{ads}}] \cdot \Delta T_{is} \quad (2.21)$$

де A_1 – початковий вміст адсорбату. Рівняння (2.21) пояснює ємнісну теплоту адсорбату, що є суттєвим покращенням порівняно зі спрощеним підходом посилення [151].

Для оцінки експлуатаційних характеристик Girnik et al. [186] розраховували корисну теплоту Q_{us} для чотирьох робочих пар з активованим вугіллям (АС) як адсорбентом та різними адсорбтивами (метанол, аміак та дифторметан CH_2F_2 , R32, вода,). Для води використано ультрамікропористе волокно з активованим вугіллям, вивчене в [187]. Для всіх інших пар АС – комерційне активоване вугілля SRD 1352/2, який тестували на цикли АНТ з метанолом [188], аміаком [189] та R32 [190]. Для цього аналізу було обрано R32, оскільки він має нульовий потенціал руйнування озонового шару та відмінні параметри тепловіддачі. Його теплота випаровування порівняно велика порівняно з більшістю звичайних фреонами. В якості еталонного теплообмінника використано пластинчастий трубчастий ребристий теплообмінник (Yamaha Aerox), виготовлений з алюмінію розмірами $190 \times 200 \times 30$ мм, оскільки він був випробуваний для прототипу HeCol у посиленнях. [190]. Маса активованого вугілля, завантаженого в НЕх $M_{ads} = 0,15$ кг, і маса НЕх дорівнювала 0,50 кг. Питома теплоємність кожного інертного компонента представлена в таблиці 2.15.

Таблиця 2.15

Питома теплоємність інертних компонентів еталонного адсорбційного теплообмінника [186]

Компонент	Теплоємність, кДж/кг·К
Метанол	2.49
Вода	4.18
Аміак	2.175
R32	2.00
Алюміній	0.903
Активоване вугілля	0.82

Теплота адсорбції ΔH_{ads} розраховували на основі даних рівноваги [186] (Таблиця 2.16). Аналіз проводили для типового циклу HeCol.

Таблиця 2.16

Теплота адсорбції ΔH_{ads} , пороговий обмін ΔA^* , обмін $\Delta A'$, яка необхідна для отримання $Q_{us} = 500$ кДж/кг для аналізованих робочих пар [186]

Робоча пара	ΔH_{ads} , кДж/кг	ΔA^* , кг/кг	$\Delta A'$, кг/кг
ACF – вода	2610	0,032	0,23
SRD1352/2 – метанол	1300	0,069	0,46
SRD1352/2 – аміак	1520	0,064	0,46
SRD1352/2 – R32	400	0.303	1.63

Величина корисної теплоти визначається перш за все теплотою адсорбції, що підтверджує лінійна залежність $Q_{us} = f(\Delta A)$ (рис. 2.15). Теплота адсорбції в 6,5 та у 3,2 рази менше для R32 порівняно з водою та метанолом (таблиця 2.16).

Оскільки R32 має відносно велику теплоту випаровування для фреонів, його теплота адсорбції також більша, ніж для більшості комерційних хладагентів. З термодинамічної точки зору, будь-який фреон навряд чи може бути використаний у циклах HeCol, якщо обмінена маса ΔA надзвичайно велика для компенсації низької теплоти адсорбції. Наприклад, поглинання $\Delta A'$, необхідне для отримання бажане значення $Q_{us} 500$ кДж/кг є прийнятним для води (0,23 кг/кг), доволі великим для метанолу та аміаку (приблизно 0,4–0,45 кг/кг) і мало реалістичне для R32 (1,63 г / г) (Таблиця 2.16). Порогова величина ΔA^* , яка відповідає нульовому значенню корисної теплоти, значно більше для R32, ніж для метанолу, аміаку та води. Максимальні значення корисної теплоти відповідають воді.

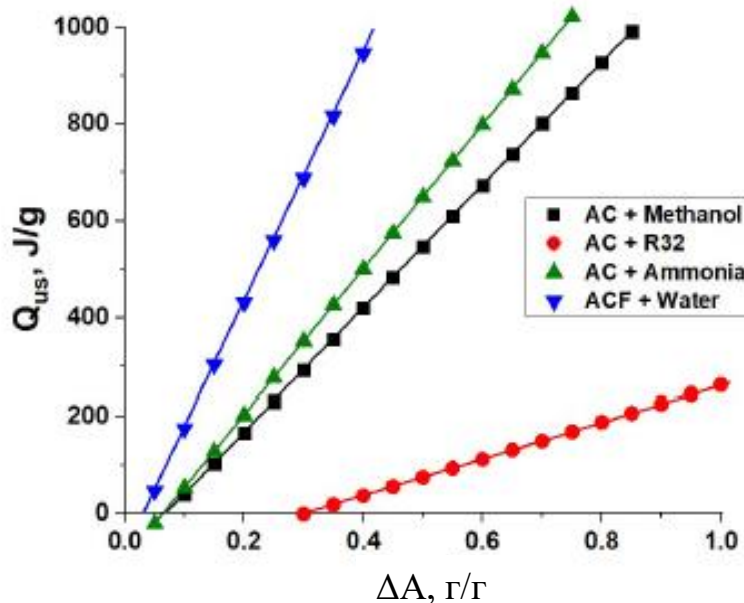


Рис. 2.15. Корисна теплота як функція маси адсорбату, що обмінюється в циклі NeCol для вибраних робочих пар, які перелічено на графіку (див. інші деталі в тексті) [186].

Крім того, метанол є токсичним та горючим, а аміак токсичним і агресивним. Вода є найбільш термостабільним та екологічно безпечним адсорбатом. В той же час найбезпечніший адсорбат, вода, не може бути використана для цілей охолодження нижче 0°C [191, 191]. Але для акумулювання теплової енергії, зокрема, для підігріву припливного повітря вода є більш прийнятною в порівнянні з аміаком та метанолом, завдяки високому значенню теплоємності.

2.5 Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальні принципи та алгоритми підбору робочих пар «адсорбент – адсорбат» для адсорбційних трансформаторів теплової енергії. Визначено ключеві принципи та критерії підбору адсорбентів та робочих рідин. Обгрунтовано, що основними критеріями підбору робочих пар є призначення теплотрансформатора (теплопостачання, підігрів або охолодження припливного повітря, відведення теплоти від

охолоджуваного середовища), вид та потенціал джерела теплоти для регенерації адсорбента, наявність контакту людини, адсорбента та адсорбата при експлуатації теплотрансформатора, яка обумовлює необхідність використання нетоксичних та неагресивних речовин та обмежує температуру регенерації адсорбента до 90°C. Показано, що іншим ключовим напрямком при підборі робочих пар для теплотрансформаторів є теплове навантаження та адсорбційна ємність адсорбента, яка визначає теплоту адсорбції, і, отже, масу та об'єм адсорбента, яка необхідна для компенсації необхідного теплового навантаження, що визначає габаритні розміри адсорбційного модуля.

2. Показана кореляція адсорбції, теплоти адсорбції, теплового навантаження та маси та об'єму адсорбента, які необхідні для його компенсації. Показано, що можливість використання матеріалів адсорбцією до 0,4 кг/кг тобто традиційних адсорбентів для компенсації теплового навантаження до 200 МДж/добу. Підтверджена необхідність використання адсорбентів з поглинанням води не менш за 0,5 – 1,0 кг/кг для компенсації теплових навантажень 300 – 400 МДж/добу, які зазвичай і є типовими при опалюванні та вентиляції житлових та складських приміщень.

3. Підтверджено, що основними матеріалами, які задовольняють цим вимогам є композити «поринна матриця – сіль». Показано, що ключовими факторами, які впливають на властивості подібних матеріалів є сіль, яка утворює кристалогідрат, її вміст в композиті, що визначається методом його синтезу. Підтверджені перспективність та переваги золь – гель методів отримання композитних адсорбентів перед вологим та сухим імпрегнуванням.

4. Визначено основні вимоги до солей, як компонентів композитного адсорбенту. Показані переваги використання $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$. Показано вимоги до кінетики адсорбції композитними матеріалами: лімітуюча стадія процесу має бути дифузія. Підтверджено ключеві відмінності кінетики адсорбції води солями та композитними адсорбентами «силікагель – натрій

сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Показано основні переваги використання композитів «поринна матриця – сіль» перед солями. Показана залежність коефіцієнта дифузії водяної пари в порах композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Визначено енергії активації цього процесу, яка для композиту «силікагель – сульфат натрію» дорівнює близько 52 кДж/моль та для композиту «силікагель – ацетат натрію» – 64 кДж/моль.

5. Допрацьована процедура визначення термічної маси, яка передбачає розрахунок теплового навантаження, теплоти адсорбції, маси адсорбента, а також невід'ємної, конструкційної та питомої термічної маси. Розглянуто ключеві фактори, які впливають на термічну масу адсорбційних пристроїв. Виявлено зміну термічної маси протягом експлуатації адсорбційних пристроїв на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Проаналізовано питомі термічні маси адсорбційних теплоакумуючих пристроїв та охарактеризовано їх зміни протягом циклу. Показано, що питомі термічні маси досягають максимальних значень при вмісті в композиті солі 80% та 20% силікагелю. Встановлено, що найбільші зміни питомої термічної маси корелюють з максимальними значеннями граничної адсорбції. Виявлено, що максимальних значень питомі термічні маси досягають під час використання композитів «силікагель – натрій сульфат», що корелює з максимальним значенням граничної адсорбції та теплоти адсорбції і, отже, мінімальним розмірам адсорбційного модуля.

6. Показано, що ключовими критеріями підбора адсорбента для теплотрансформаторів в системі теплопостачання, вентиляції та кондиціонування наряду з нетоксинністю, відсутністю прямої та опосередкованої дії на людину та навколишнє середовище та низькою корозійною активністю є перш за все температура регенерації адсорбента, яка визначає джерело теплової енергії для регенерації, та гранична адсорбція, яка визначає масу та об'єм адсорбента, і, отже, розмір адсорбційного модуля.

7. Обґрунтовано доцільність використання води, в якості адсорбата для теплотрансформаторів в системах теплопостачання, вентиляції та кондиціонування, особливо за умови наявності контакту з людиною протягом циклу при експлуатації.

8. Обґрунтовано критерії підбора робочих пар для холодильних машин та установок: температура охолоджуваного середовища, яка визначає вид використовуваного адсорбату – хладоагенту, теплота випаровування хладоагенту, вид та потенціал джерела теплової енергії, який використовується для регенерації адсорбента, гранична адсорбція адсорбента. Запропоновано алгоритм підбора робочих пар «адсорбент – адсорбат» для адсорбційних холодильних машин та установок.

Результати роботи, представлені в розділі 2 опубліковані в фахових та наукометричних виданнях [113, 117, 118, 176, 179, 180, 182, 183] та представлені на міжнародних конференціях [115, 116, 177, 178], а також в розділі монографій, які видано в Євросоюзі [114], а також монографіях, виданих в закордонних видавництвах [174, 175].

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АДСОРБЦІЙНИХ ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРІВ

Впровадження систем теплопостачання на основі адсорбційного модуля для перетворення теплової енергії вимагає встановлення оптимальних характеристик адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою, які відповідають найбільш ефективним режимам його роботи. В якості критерію ефективності доцільно використовувати COP, тобто коефіцієнт корисної дії, який дорівнює відношенню корисної теплоти, теплоти адсорбції, до витрат на експлуатацію пристрою.

Порівняння споживання енергії з котлом на твердому паливі, газовим котлом та електричним котлом свідчить про перспективність використання адсорбційного теплового акумулятора для опалення приміщень, коли при споживанні теплоти дорівнює 339,5 МДж на добу для теплопостачання приміщень загальною площею 100 м². Показники min і max відносяться до споживання енергії у сонячну та похмуру погоду відповідно. Результати наведені в таблиці 3.1 [196].

3.1 Експлуатація теплоакumuлюючих пристроїв

Експлуатація адсорбційних теплових акумуляторів типу передає чотири стадії. Перший етап – це нагрівання адсорбенту (теплоакumuлюючого середовища) від температури навколишнього середовища до температури початку адсорбції. На другій фазі відбувається адсорбція водяної пари адсорбентом. Третя фаза – це регенерація, тобто десорбція води, адсорбент нагрівається до температури регенерації і десорбція води відбувається. І четверта фаза відповідає охолодженню адсорбенту до температури початку адсорбції.

Відповідно до цих стадій коефіцієнт корисної дії η визначали, як відношення корисної теплоти та витрат теплоти на експлуатацію пристрою, %:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_{in}} \cdot 100 \quad (3.1)$$

де Q_u – корисна теплота, тобто теплота адсорбції, кДж:

$$Q_u = M_{ads} \cdot \Delta H_{ads}, \quad (3.2)$$

де M_{ads} – маса адсорбента, кг; ΔH_{ads} – теплота адсорбції, яку розраховували відповідно до рівняння (2.10), кДж/кг; Q_{in} – витрати теплоти, кДж.

Величину Q_{in} для пристрою закритого типу розраховували відповідно формулі [174, 175]:

$$Q_{in} = Q_{des} + Q_{ads}^h + Q_{cas}^h + Q_{cp}^h + Q_w^h + Q_{s.w.}^h + Q_w^{ev}, \quad (3.3)$$

де Q_{des} , Q_{sorb}^h , Q_{cas}^h , Q_{cp}^h , Q_w^h , $Q_{s.w.}^h$, Q_w^{ev} – витрати теплоти на десорбцію, нагрівання адсорбента, корпусу приладу, гідравлічного контура, води в випарнику та адсорбованої води, та випаровування води.

Для теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу витрати теплоти розраховуються як [114, 196]:

$$Q_{in} = Q_{des} + Q_{ads}^h + Q_{cas}^h + Q_w^h + Q_{s.w.}^h + Q_w^{ev} \quad (3.4)$$

де Q_{des} , Q_{ads}^h , Q_{cas}^h , Q_w^h , $Q_{s.w.}^h$, Q_w^{ev} – теплові витрати на десорбцію, нагрівання адсорбенту, корпусу приладу, води в зволожувачі та адсорбованої води, та випаровування води, кДж.

Кількість теплоти для нагрівання матеріалів та компонентів приладу можна визначити за традиційною формулою:

$$Q = M \cdot C \cdot \Delta t \quad (3.5)$$

де Q – кількість теплоти, кДж; M – маса матеріалу або деталі, кг; C – теплоємність матеріалу або деталі, кДж/кг·К; Δt – різниця температур, К.

Вплив швидкості потоку вологого повітря на коефіцієнт корисної дії враховується величиною адсорбції A , кг/кг. Цей коефіцієнт використовується для обчислення корисного тепла Q_u згідно рівняння (3.2) та витрат теплоти на десорбцію Q_{des} та нагрівання адсорбованої води $Q_{s.w.}^h$:

$$Q_{des} = \Delta H_{des} \cdot M_{ads} \cdot A, \quad (3.6)$$

$$Q_{s.w.}^h = M_{ads} \cdot A \cdot C_w \cdot (t_{reg} - t_{env.}) \quad (3.7)$$

де $\Delta H_{des} = 2850$ кДж/кг – теплота десорбції, M_{ads} – маса адсорбента, кг, C_w – питома теплоємність води, кДж/кг·К, t_{reg} та $t_{env.}$ – температура регенерації та температура навколишнього середовища, °С.

Величина адсорбції визначається згідно [193]:

$$A = \frac{C_0 - C}{M_{ads}} \cdot V_{air} \quad (3.8)$$

де V_{air} – об'єм повітря, який визначається як добуток поперечного перерізу теплоакумулюючого пристрою, швидкості вологого повітря та часу адсорбції: $V_{air} = F_{hs} \cdot w \cdot \tau$, м³; F_{hs} – площа поперечного перерізу теплоакумулюючого пристрою, м², w – швидкість потоку вологого повітря, м/с, τ – час адсорбції, с, C_0 та C – абсолютні вологості потоку вологого повітря на вході та виході з шару адсорбента, кг/м³ [195]:

$$C = \frac{C_0}{e^{\frac{\beta \cdot (-\tau \cdot w \cdot C_0)}{A_{max} + H}} + 1}, \quad (3.9)$$

де H – висота теплоакумулюючого матеріалу (адсорбенту), м, A_{max} – гранична (максимальна) адсорбція, кг/кг; β – коефіцієнта масоперенесення, с⁻¹, розрахована згідно [195]:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_p} + \frac{1}{\beta_{c.s.}}, \quad (3.10)$$

де β_y , β_p та $\beta_{c.s.}$ коефіцієнти масоперенесення в газовій фазі, в порах, та при повздовжньому перемішуванні, с^{-1} [195].

3.2 Експлуатаційні характеристики теплоакumuлюючого пристрою закритого типу

Конструкція адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою закритого типу наведена на рис. 3.1.

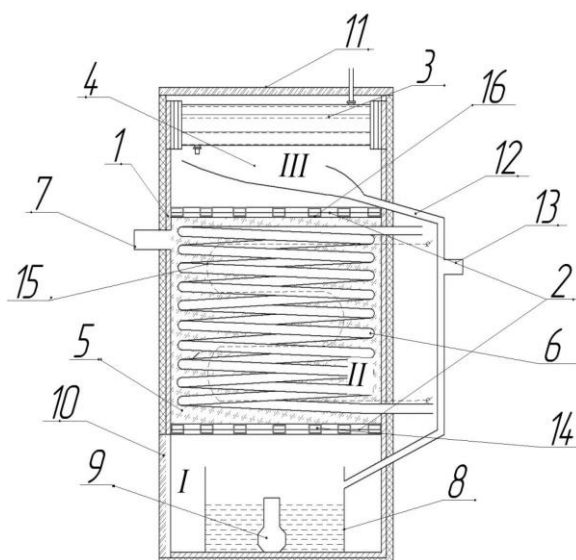
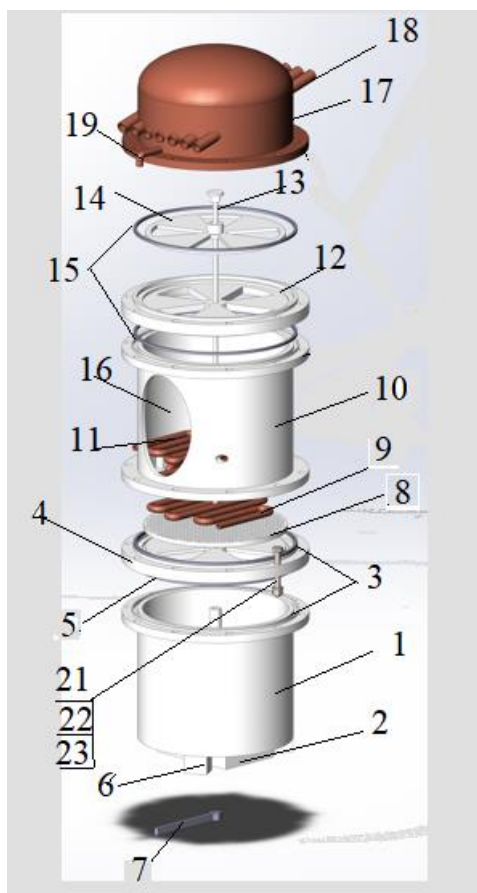


Рис. 3.1. Конструкція теплоакumuлюючого пристрою закритого типу
 1 - теплоізолюючий корпус; 2 - сітчасті перегородки; 3 - конденсатор; 4 - тарілка для збору конденсату; 5 - адсорбційно-десорбційний реактор; 6 - гідралічний контур; 7 - патрубок; 8 - резервуар з водою; 9 - випарник; 10, 11 - кришки; 12 - трубка; 13 - патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі [193, 194].

3D-модель теплоакumuлюючого пристрою представлена на рис. 3.2.

Пристрій складається з трьох блоків, які розташовані вертикально один над одним. Перший (нижній) блок призначено для підготовки потоку вологого повітря.



1 – ванна; 2 – ультразвуковий зволожувач повітря; 3 – прокладки; 4 – жалюзі рухомі нижні; 5 – жалюзі нерухомі нижні; 6 – опори; 7 – рукоятка важіля; 8 – сітка для утримання адсорбента; 9 – гідравлічний контур; 10 – корпус адсорбера; 11 – фланці; 12 – жалюзі нерухомі верхні; 13 – вал; 14 – жалюзі рухомі верхні; 15 – прокладки; 16 – адсорбент; 17 – кришка-холодильник; 18 – трубки; 19 – жолоб.

Рис. 3.2. 3D модель адсорбційного теплового акумулятора закритого типу.

Опис адсорбційного пристрою закритого типу для акумулювання теплової енергії

Нижній блок – це ванна (1), в якій знаходиться вода та ультразвуковий зволожувач повітря (2). Ванну (1) встановлено на опори (6).

Другий блок – це адсорбер (10), в якому розміщено адсорбент (16), сітка для утримання адсорбенту (8); електричні резистивні нагрівальні елементи (11) або нагрівачі для підігріву адсорбенту при регенерації та гідравлічний контур (9), по якому подається теплоносіє, що нагрівається.

Другий блок обмежено знизу та зверху жалюзі нерухомими (5) та (12). Між сіткою (8) та жалюзі нерухомими (5) встановлено жалюзі рухомі нижні (4), які закріплено на валу (13). Зміна положення рухомих жалюзі (4), і, отже, відкриття та закриття нижнього блоку, здійснюється за допомогою важіля (7).

Третій блок (конденсатор), тобто кришка-холодильник, призначено для охолодження та конденсації вологи при регенерації адсорбента. Він складається з еліптичної кришки (17) та трубок для охолодження (18). Кришка з'єднана з жалюзі нерухомими (12) за допомогою фланців через прокладки (15). Жалюзі рухомі (14) насаджені на вал (13) і слугують для відкривання чи закривання третього блоку. Для виведення сконденсованої вологи на кришці встановлено жолоб для збору сконденсованої вологи, яка збирається і по трубкам (18) та кришці (17), і виводиться через патрубок (19), і, потім, по трубці, до ванни.

Нижній блок з'єднано з верхнім трубою та патрубком (19). Всі три блоки з'єднані один з одним через фланці та прокладки (15) та (3) за допомогою гвинтів, гайок та шайб (21 – 23).

Опис збирання теплоакumuлюючого пристрою

Процес збирання пристрою здійснюється послідовно. Спочатку в ванну встановлюють (1) ультразвуковий зволожувач повітря (2). В корпусі ванни закріплюють нижній жолоб. Знизу вводять вал (13).

З'єднують з ванною (1) через прокладку (3) нижні нерухомі жалюзі (5), на яких розміщують зверху рухомі жалюзі (4), і далі, через прокладку (3) – корпус адсорбера (10).

В корпусі адсорбера (10) встановлюють сітку (8). Розміщують гідравлічний контур (9) та нагрівальний елемент. Закріплюють нижній та середній блоки за допомогою гвинтового з'єднання. Корпус адсорбера заповнюють шаром адсорбенту (16). Рухомі жалюзі (14) розміщують на валу (13). Рукоятку важіля (7) закріплюють на валу (13) та затискають гвинтами.

На верхні нерухомі жалюзі (14) через прокладки (15) встановлюють кришку-холодильник (17) та закріплюють гвинтовим з'єднанням.

Далі встановлюють нерухомі жалюзі (14) над корпусом адсорбера. На вал (13) насаджують рухомі верхні жалюзі (12) та закріплюють їх.

В кришку апарата (17) встановлюють трубки (18) та коліно верхнє (19), на яке одягають трубку. З'єднують кришку з корпусом адсорбера гвинтовим з'єднанням. Трубку поєднують з коліном нижнім.

Принцип роботи пристрою

Стартова стадія експлуатації теплового акумулятора передбачає підігрів шару адсорбента (16) за допомогою електричних резистивних нагрівачів до температури початку адсорбції – 30°C.

В цілому, робота пристрою здійснюється в три стадії – розряд, заряд та охолодження.

На стадії першій стадії – розряд або адсорбція – подається з ванни (1) з потоком повітря вода до попередньо підігрітого до 30°C шару адсорбенту за допомогою зволожувача (2) при відкритих нижніх рухомих жалюзі (4) та закритих верхніх рухомих (12). Волога поглинається шаром адсорбенту (16) і його температура зростає за рахунок перебігу екзотермічного процесу. Теплота передається до теплоносія (вода), яка поступає до змішувача (9), циркулює в ньому та нагрівається до температур 40 ÷ 60°C, а потім – до споживача.

Після підвищення температури адсорбента до температури його регенерації починається друга стадія – заряд теплового акумулятора, тобто десорбція. Теплота, необхідна для перебігу десорбції та видалення вологи з шару адсорбенту, підводиться за допомогою електричних резистивних нагрівальних елементів. Волога, яка видалена з шару адсорбенту, підіймається до третього блоку, де встановлені трубки (18) для охолодження водяної пари, яка конденсується, та стікає на жолоб (19), потрапляє до

трубки, і, далі, до ванни (1). Нагріте в трубках (18) повітря – теплоносієм – подається до системи вентиляції, що сприяє обігріву приміщення.

Після завершення регенерації адсорбента (протягом 4 – 8 годин) починається третя стадія: електричні резистивні нагрівачі відключаються і по гідравлічному контуру (9) подається холодна вода, яка нагрівається, а температура адсорбента знижується до 30°C – температури початку адсорбції. Далі цикл починається спочатку з першої стадії.

Блок-схема алгоритму розрахунку коефіцієнта корисної дії теплоакумуючого пристрою закритого типу наведена на рис. 3.3 [193].

Далі проведено моделювання процесів експлуатації теплоакумуючого пристрою закритого типу. В якості адсорбенту використовували композитний матеріал «силікагель – натрій сульфат». Результати розрахунків підтверджують, що швидкість адсорбції визначається швидкістю дифузії в порах, що підтверджується кінетичним дослідженням адсорбції водяної пари [196].

Проведено аналіз впливу конструктивних параметрів приладу зберігання тепла, зокрема висоти шару адсорбенту, на величину адсорбції, тобто поглинання води. Розрахунок проводився за запропонованим алгоритмом (рис. 3.3) [197].

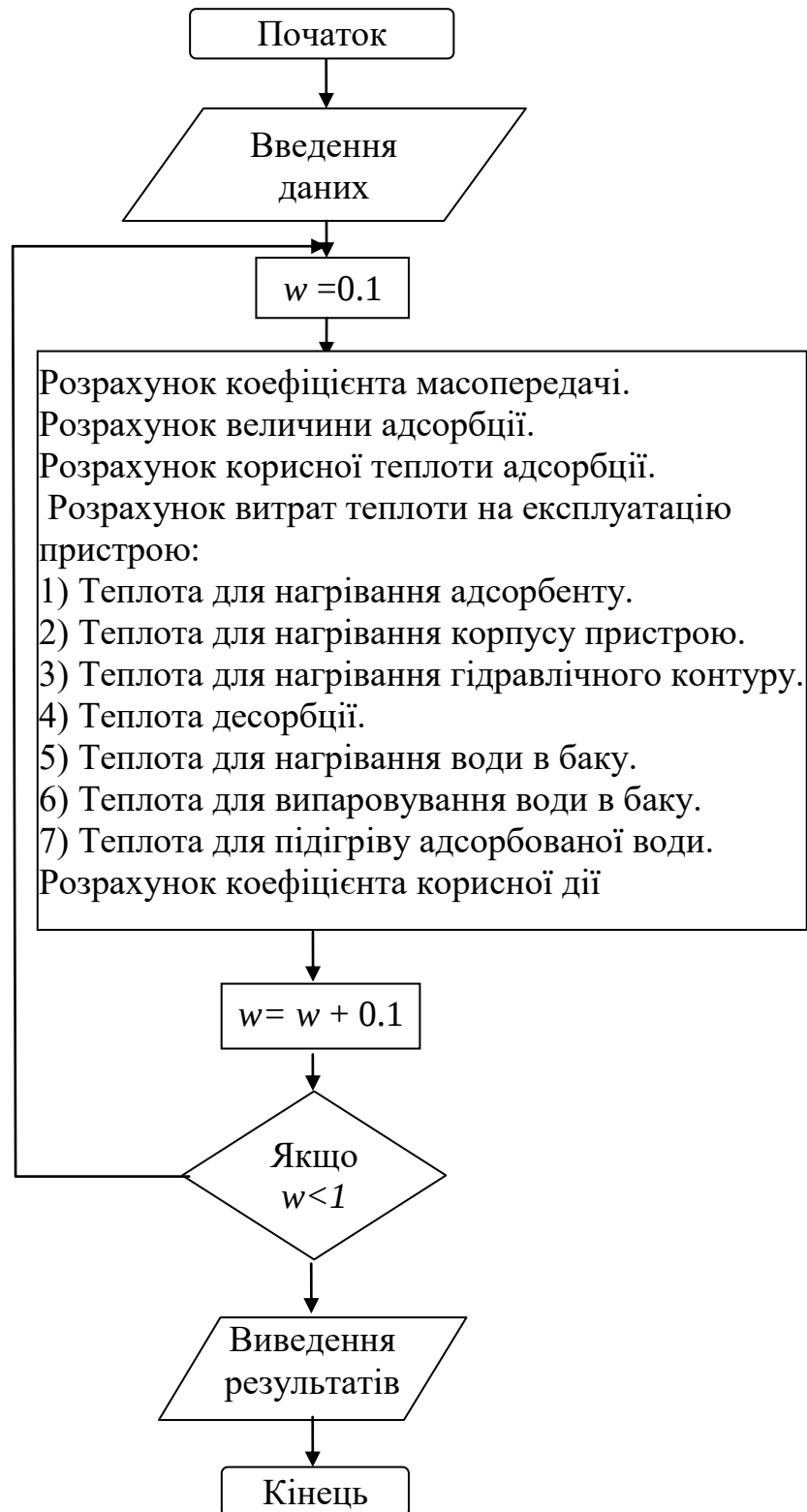
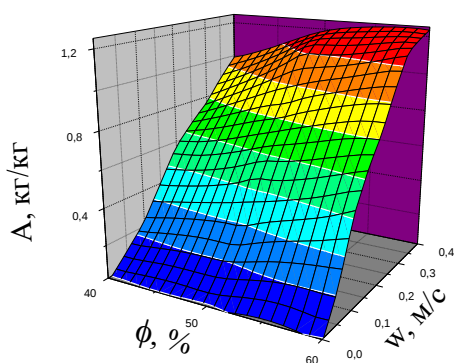
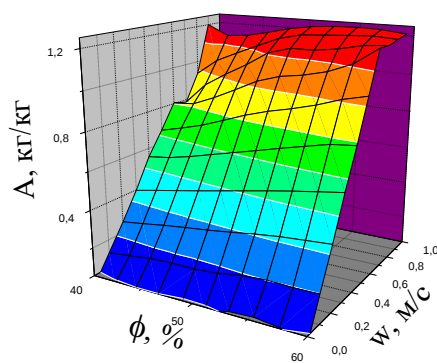


Рис. 3.2. Блок-схема алгоритму розрахунку теплоакumuлюючого пристрою закритого типу [194, 194].

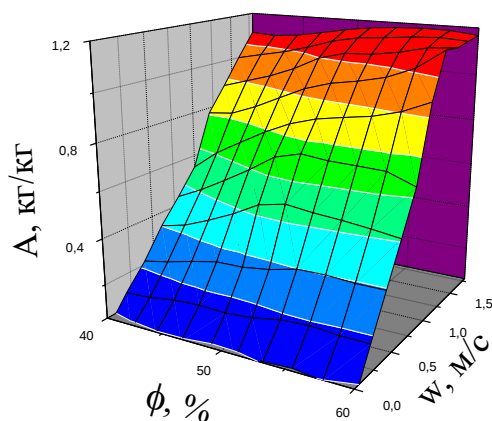
Розраховано залежність величини адсорбції від швидкості руху вологого повітря з відносною вологістю 40, 50 та 60% при температурі 60°C (рис. 3.4).



А



Б

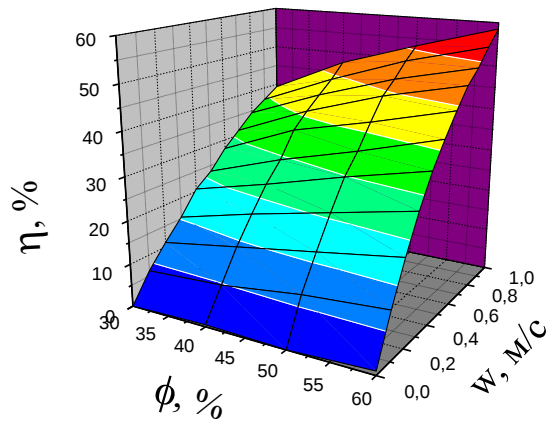


В

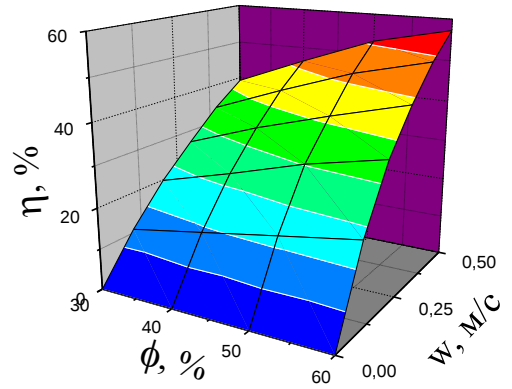
Рис. 3.4. Вплив швидкості потоку вологого повітря на адсорбцію. Висота шару композиту, м: а) – 0.25; б) – 0.5; в) – 1.0.

Максимальні значення адсорбції протягом 8 годин були досягнуті при відносній вологості повітря 60 % та швидкості потоку пари $w = 0,2 - 0,35$ м / с (висота шару теплоакумулюючого матеріалу, $H = 0,25$ м), $0,6 - 0,85$ м / с ($H = 0,5$ м) і $1,1 - 1,7$ м / с ($H = 1,0$ м). Оскільки зручно використовувати $w < 0,6$ м / с, доцільно рекомендувати висоту шару адсорбента $0,25 - 0,5$ м [197, 198]. У цих умовах досягаються максимальні значення коефіцієнтів корисної дії (рис. 3.5) [199, 200].

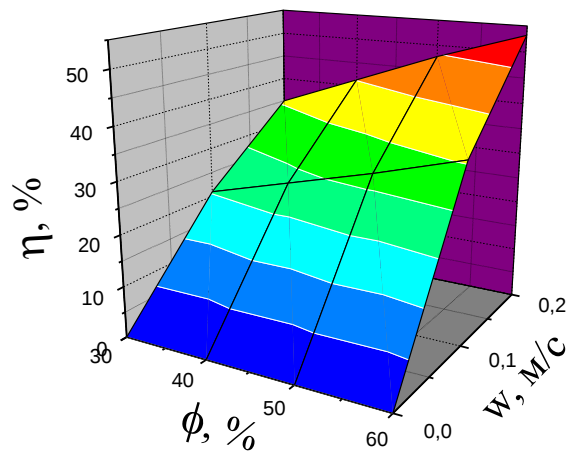
Залежність коефіцієнта корисної дії від швидкості потоку вологого повітря, обчислений відповідно до рівнянь (3.1) – (3.9) наведені на рис. 3.5, 3.6 та 3.7 при використанні композиту «силікагель –натрій сульфат».



A

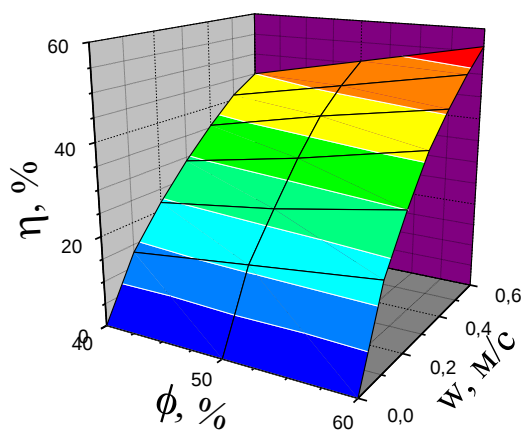


б

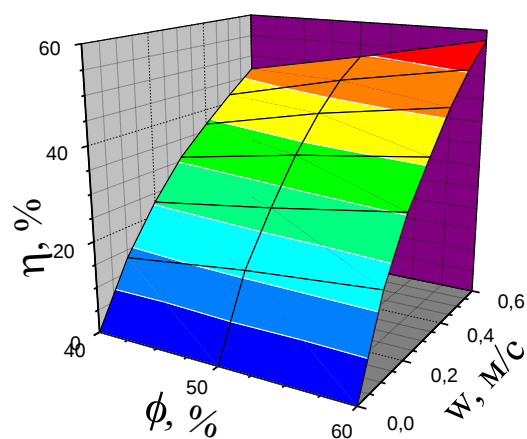


B

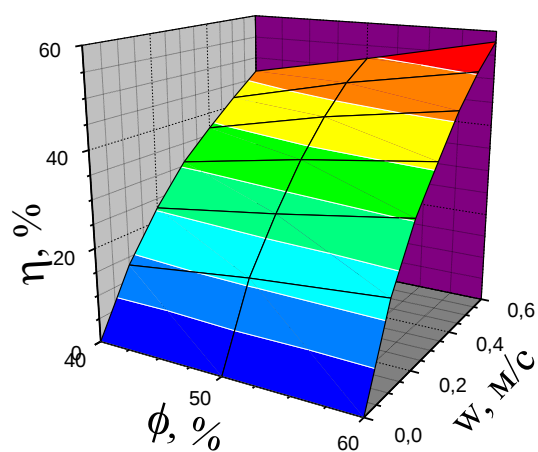
Рис. 3.5. Залежність коефіцієнта корисної дії від швидкості потоку вологого повітря (температура 45°C). Відносна вологість $\phi = 30 - 60$ %. Висота шару композита, м: а – 1; б – 0.5; с – 0.25.



A



b



C

Рис. 3.6. Залежність коефіцієнта корисної дії від швидкості потоку вологого повітря. Відносна вологість: 1 – 40; 2 – 50; 3 – 60 %. Температура регенерації: а) 80 °C; б) 90 °C; в) 100 °C [201, 202]

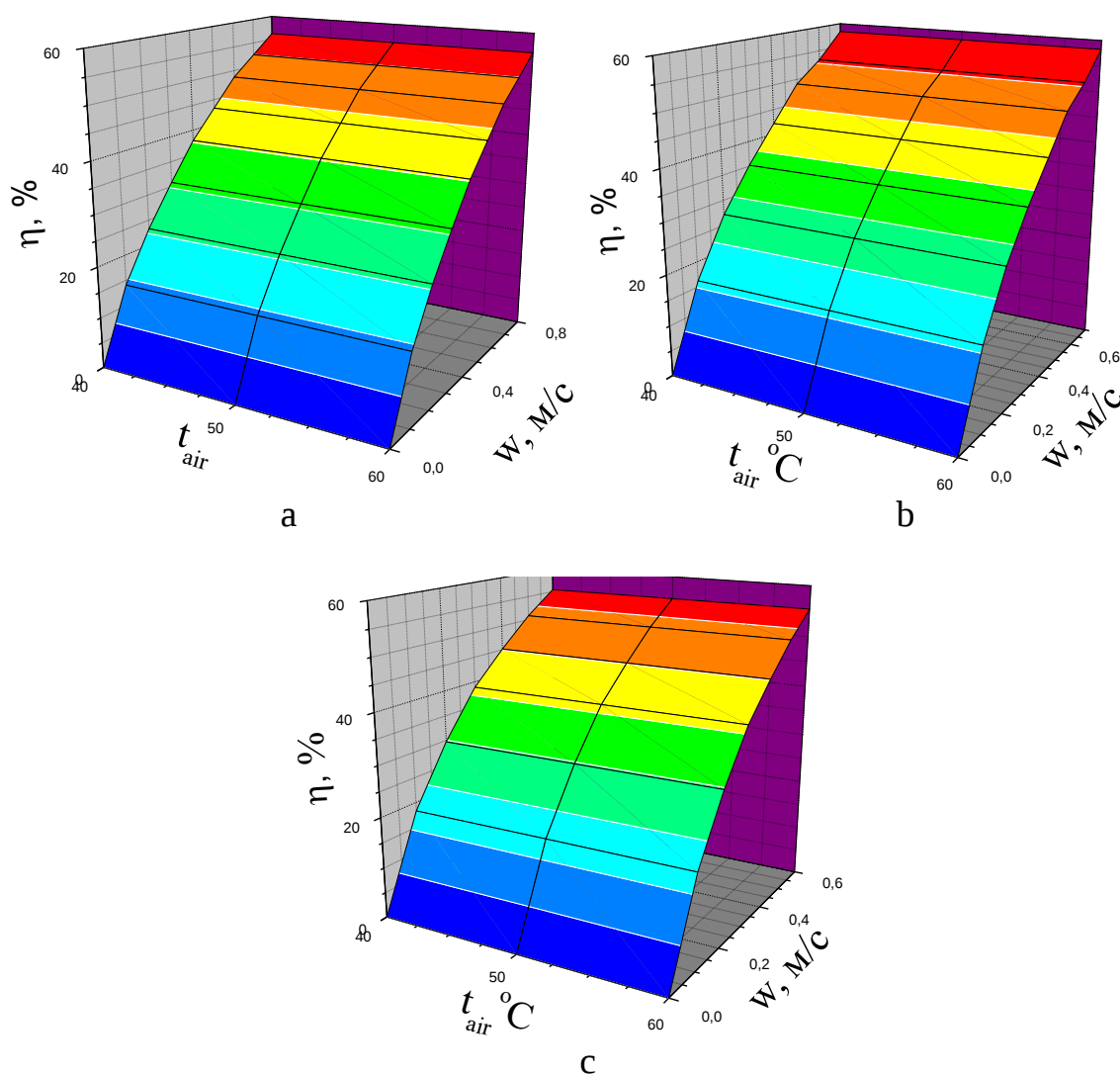


Рис. 3.7. Залежність коефіцієнта корисної дії від швидкості та температури потоку вологого повітря. Відносна вологість: а – 40%; б – 50%; с – 60%

При зростанні швидкості потоку вологого повітря та його відносної вологості, коефіцієнт корисної дії акумулятора теплової енергії η закритого типу підвищився. Температура регенерації на величину коефіцієнта корисної дії практично не впливає. Значення η незначно змінюється зі збільшенням температури вологого потоку повітря (рис. 3.7). Максимальні значення коефіцієнта корисної дії (близько 53 – 57%) відповідають відносній вологості 40 – 60% при швидкості руху вологого повітря 0,6 – 0,8 м/с.

Потім для розробки методів збільшення коефіцієнта корисної дії коефіцієнта було проаналізовано структуру теплових витрат. Згідно з рис.

3.8, найбільш високі статті витрати відповідають випаровуванню та десорбції.

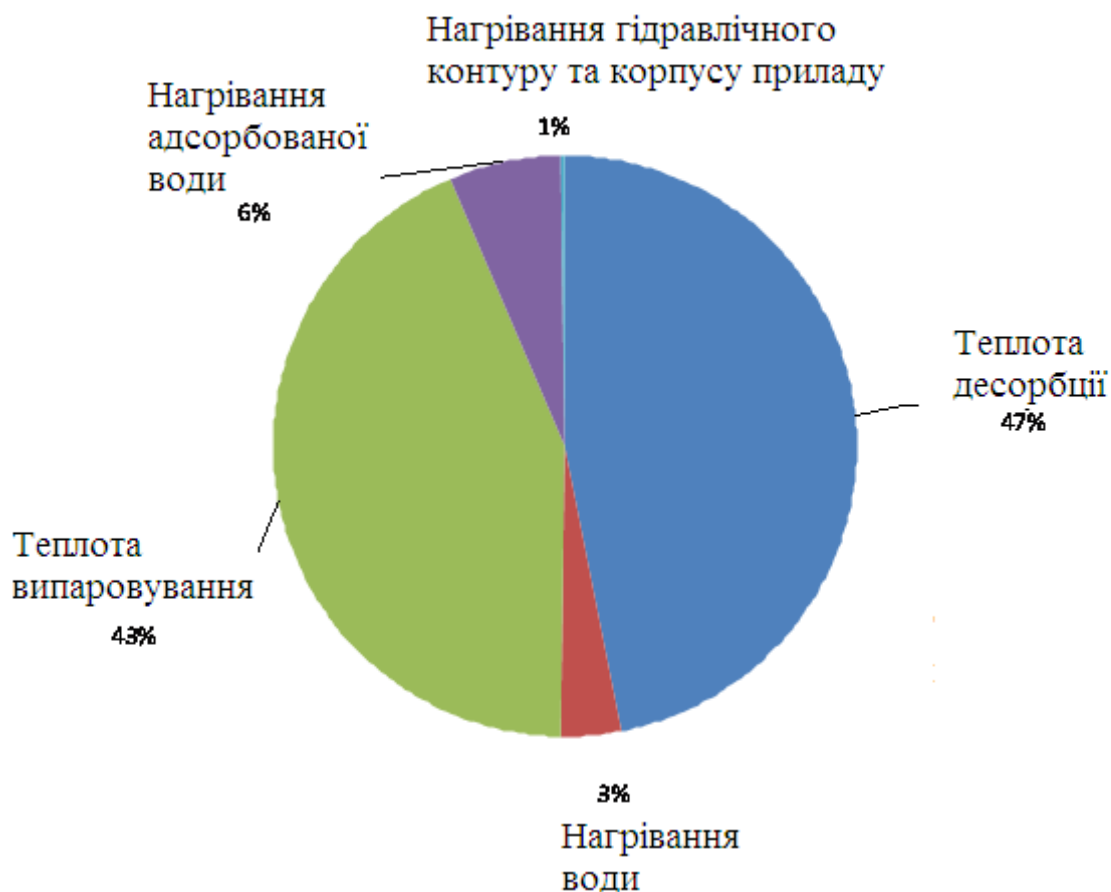


Рис. 3.8. Структура витрат теплоти на експлуатацію теплоакумуючого пристрою закритого типу [193].

Вплив маси води на коефіцієнт корисної дії підтверджує цей висновок (рис. 3.9). Максимальні величини коефіцієнтів корисної дії встановлені, коли маса води відповідає максимальній адсорбції (крива 1). Якщо маса води в полтори рази більш, коефіцієнти корисної дії зменшуються (крива 3). Коли водна маса збігається до кількості, що надходить з вологим повітрям на вхід композитного шару адсорбенту, коефіцієнти корисної дії є проміжними між розглянутими варіантами (крива 2).

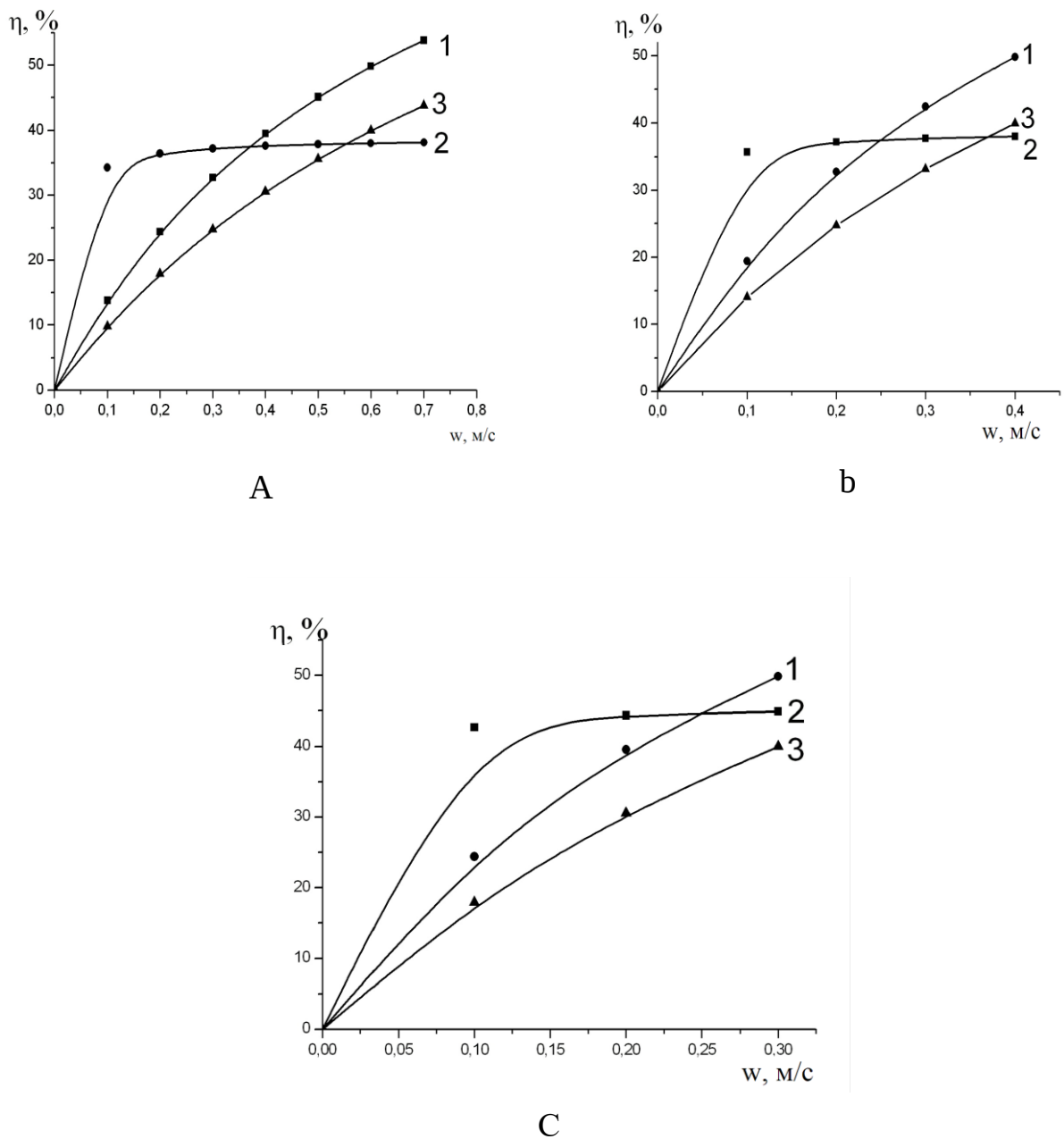


Рис. 3.9. Залежність коефіцієнта корисної дії теплоакumuлюючого пристрою закритого типу від швидкості потоку вологого повітря (абсолютна вологість: а – 0,04; б – 0,06; с – 0,08 г/м³): 1 – маса води, яка відповідає граничній адсорбції, 2 – маса води, яка відповідає поданій з вологим повітрям до шару адсорбента ; 3 – маса води відповідає $1.5A_{\max}$ [193].

При цьому кривий коефіцієнт корисної дії та вологість швидкості потоку повітря досягають плато вже при швидкостях 0,1 – 0,2 м/с. Подібна залежність сприяє більш легкій експлуатації та обслуговуванню блоку зберігання тепла.

Теплоакumuлюючий пристрій був випробуваний для обігріву приміщення площею 100 м² протягом 1 листопада 2016 року по 28 лютого 2017 року.

3.3 Базові принципи розрахунку теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу

Пристрій зберігання тепла працює відповідно до двофазного режиму: заряд – розряд (рис. 3.10).

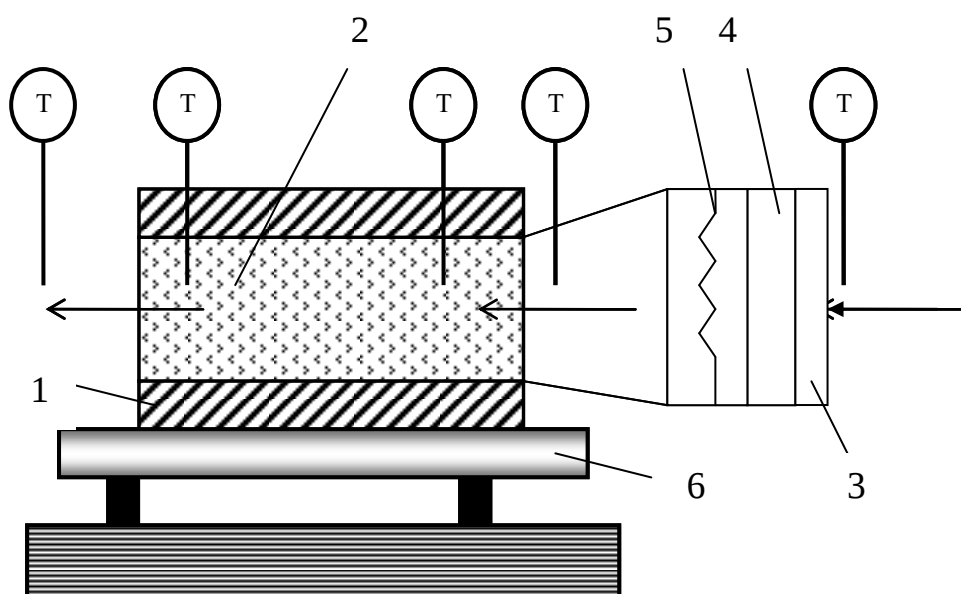


Рис. 3.10. Лабораторний прототип теплового акумулятора відкритого типу: 1 – теплоізолюваний корпус; 2 – адсорбент; 3 – компресор; 4 – зволожувач повітря; 5 – резистивний елемент; 6 – терези [180].

На першому етапі зовнішні вентилятори повітря компресором 3 перетворюють у зволожувач повітря 4, де його відносна ступінь вологості збільшується до 60 – 80%, нагрівання зволоженого повітря резистивним елементом 5 до 30 – 40°C через низькі показники адсорбції при зниження температури. Потім зволожене повітря подається в адсорбційний матеріал для зберігання тепла. Після короткочасного прогрівання адсорбенту протягом 15 хв. відбувається адсорбція води з повітря, що проходить через

шар адсорбенту – теплоакумуючого середовища. Температура як теплоакумуючого матеріалу, так і повітря збільшується через екзотермічні адсорбційні процеси [180].

В результаті температура повітря підвищується до 90 – 115 °С. На другій фазі (заряд, тобто регенерація) гаряче повітря продувається через шар адсорбенту для прогрівання до температури вище 90°C, що сприяє десорбції. За результатами розрахунків швидкість адсорбції лімітується дифузією в порах, що відповідає кінетичному дослідженню адсорбції водяної пари [179, 180]. Блок-схема запропонованого алгоритму обчислення коефіцієнта корисної дії адсорбційного акумулятора теплової енергії відкритого типу наведений на рис. 3.10. Випробування приладів зберігання тепла були випробувані для обігріву приміщення площею 100 м² за період з 1 листопада 2014 року по 28 лютого 2015 року [196]. Випробуваний пристрій застосовували для розподілу навантаження в енергосистемах замість тепловентилятора та масляного обігрівача з витратою енергії 1,5 – 2,5 кВт. Початкова температура в приміщенні становила 12°C. Швидкість вологого потоку повітря була встановлена на рівні 0,25 м/с. Пристрій для зберігання тепла наповнювали 10 кг адсорбенту «силікагель - натрій сульфат». В якості теплоізоляційного матеріалу використовували мінеральну вату (товщина 100 мм, коефіцієнт теплопровідності 0,035 Вт · м / К).

Пристрій випробували в двох тестових режимах, які відповідають ввімкненню навантаження електричної енергії вранці або ввечері (перша або друга половина доби). При використанні обох режимів, температура в приміщенні підтримується в межах від 20 °С до 22°C протягом дня або ночі.

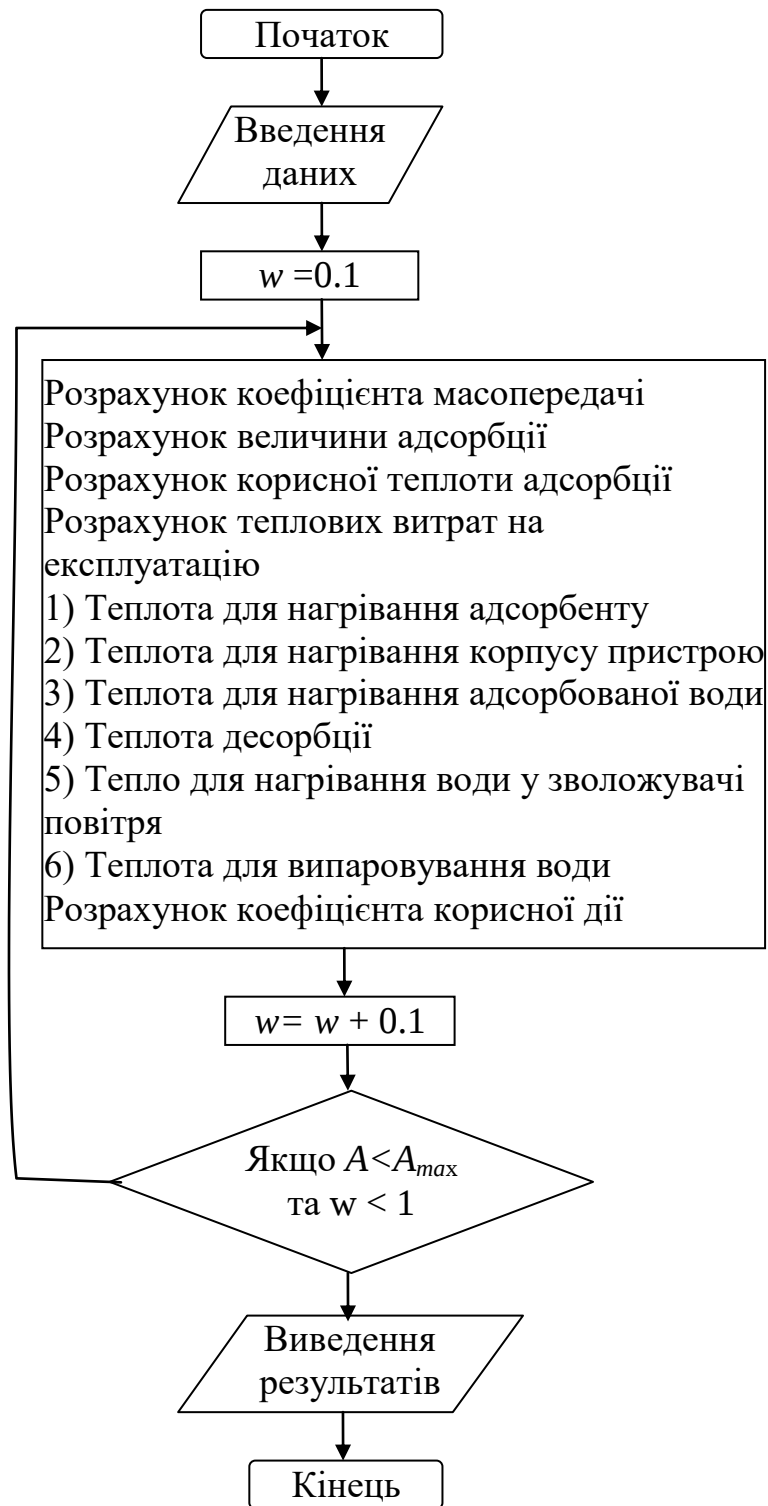


Рис. 3.11. Блок-схема алгоритма розрахунку коефіцієнта корисної дії [196]

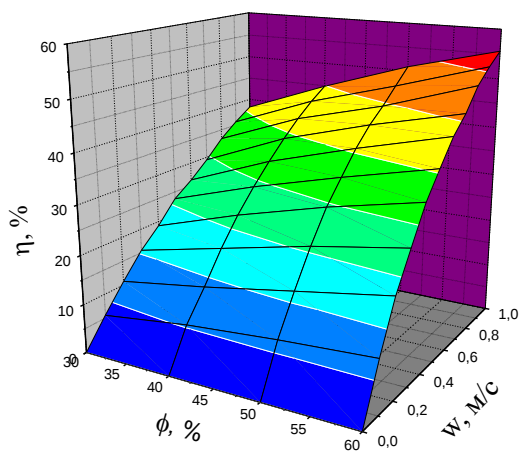
На графіках середньої температури для обох тестових режимів реєструються два піки, які відповідають розряду та заряду пристрою. Вони

реєструються як перший та другий після запуску. При розрядці максимальна температура адсорбенту становить майже 60°C , що обумовлено охолодженням адсорбенту припливом повітря.

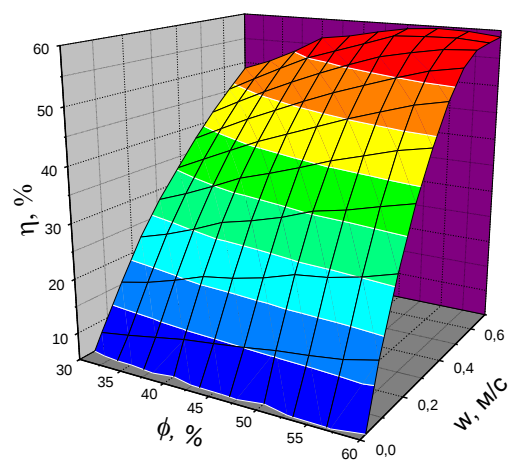
Більш висока температура при заряді є результатом температури регенерації композитного адсорбенту. В денні години композит регенерується теплом, що подається сонячним колектором, в нічні години його може подавати елемент опору. Коефіцієнти корисної дії, обчислені із співвідношенням двох пікових коефіцієнтів, складають майже 32% для обох режимів роботи. Ці значення співвідносяться з обчисленими значеннями 33% для тих же умов.

Залежності коефіцієнта корисної дії пристрою акумулятора тепла відкритого типу на основі складеного «силікагель – натрій сульфат» від швидкості руху вологого повітря, який обчислено за запропонованим алгоритмом, наведено на рис. 3.12 та 3.13. Форма цих залежностей виявляється майже ідентичною теплового акумулятора закритого типу. Зростання коефіцієнта корисної дії акумулятора теплової енергії η відбувається при збільшенні швидкості потоку вологого повітря та його відносним ступенем вологості. Значення η виявилось майже сталим, коли температура регенерації зросла з 90 до 110°C (рис. 3.14). Максимальні значення коефіцієнтів корисної дії 55 – 57 % встановлені при швидкостях потоку вологого повітря $0,6 - 0,8$ м/с і відносній вологості повітря 40 – 60%.

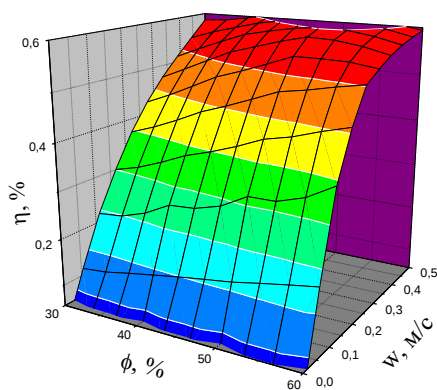
Порівняння споживання енергії з котлом на твердому паливі, газовим котлом та електричним котлом свідчить про перспективність використання адсорбційного теплового акумулятора для опалення приміщень, коли при споживанні теплоти дорівнює 339,5 МДж на добу для теплопостачання приміщень загальною площею 100 м^2 . Показники min і max відносяться до споживання енергії у сонячну та похмуру погоду відповідно. Результати наведені в таблиці 3.1 [196].



A



B



C

Рис. 3.12. Вплив швидкості та відносної вологості потоку повітря на коефіцієнт корисної дії адсорбційного теплоакумлюючого пристрою відкритого типу. Товщина шару адсорбента, м: а – 1.0; б – 0.5; с – 0.25 [202].

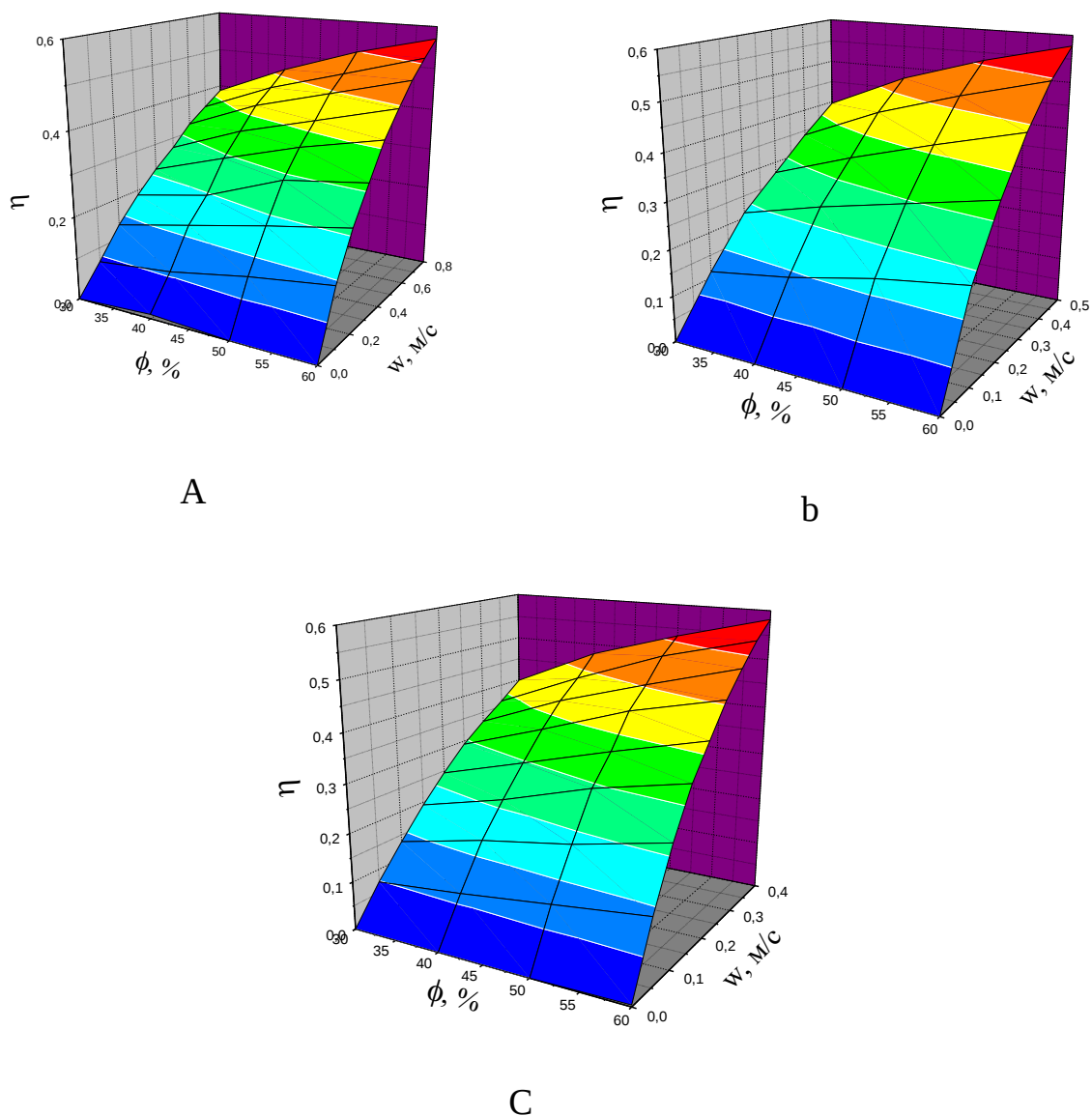


Рис. 3.13. Залежність коефіцієнта корисної дії адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу від відносної вологості та швидкості потоку вологого повітря. Температури потоку повітря, $^\circ\text{C}$: а – 40; б – 50; с – 60. Товщина шару адсорбента 0.5 м [191].

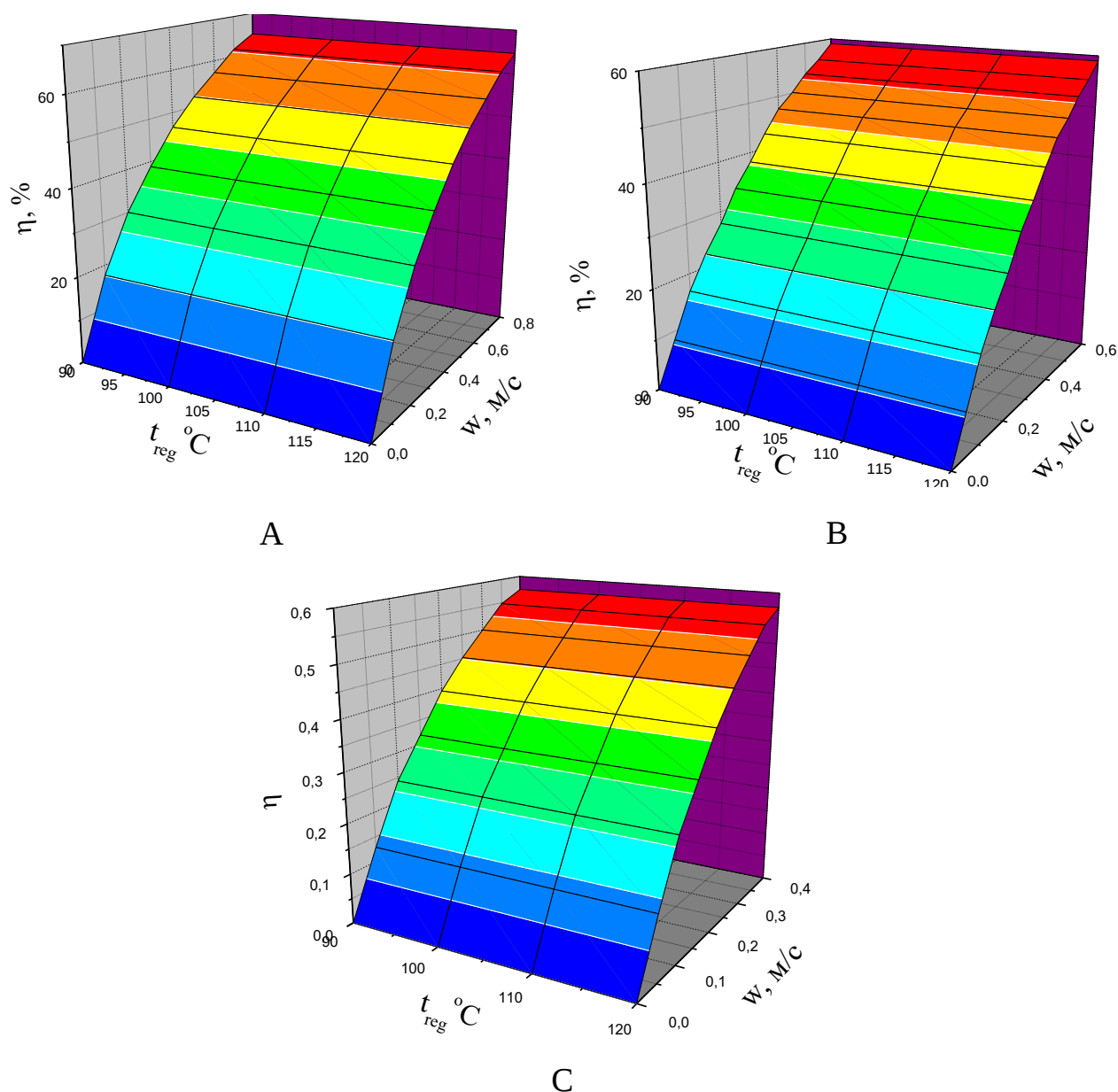


Рис. 3.14. Залежність коефіцієнту корисної дії адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу від швидкості потоку вологого повітря (температура 50°C) та температури регенерації адсорбента. Відносна вологість 40 (A), 50 (B) та 60 (C) %. Товщина шару адсорбента 0,5 м [174, 175].

Таблиця 3.1

Споживання енергії при використанні теплоакumuлюючого пристрою
відкритого типу для підігріву приміщення
(площа 100 м²) протягом опалювального сезону [196]

Джерело теплоти	Пелетний котел METAL- FACH SOKOL SEG BIO- 19	Газовий котел Immergas Eolo Mythos 24 2 E (турбіна + труба)	Електро- котел Ardesto ЕНВ- 12PS 12kW, 400 V	Тепловий акumu- лятор _{min}	Тепло- вий акumu- лятор _{max}
Капітало- вкладення, тис. грн.	137,75	26,28	28,8	10,5	10,5
Енергоспожи- вання, кВт-год на опалювальний сезон	18444	18103	16768	4935	9871
Зниження енергоспоживання при використанні теплового акumuлятора, кВт- год (min)	13509	13168	11833		
Зниження енергоспоживання при використанні теплового акumuлятора, кВт- год (max)	8573	8232	6897		

Використання адсорбційного теплового трансформатора відкритого типу дозволяє зменшити споживання енергії в системі подачі тепла в більш, ніж в 2 рази в порівнянні з традиційними агрегатами. При використанні подібного пристрою, як допоміжний, в пікові періоди, або підтримання температурного режиму приміщення при аваріях даний показник буде значно менший. Енергоспоживання істотно зменшується під час використання для регенерації адсорбенту теплоти, що подається сонячним колектором [196].

Отже, запропоновані алгоритми дозволяють оцінити проектні характеристики та продуктивність пристроїв або агрегатів для акумулювання теплової енергії відкритого типу та закритого типу. Оптимальні робочі параметри роботи теплоакумуючих приладів зберігання тепла на основі композитного сорбенту «силікагель – натрій сульфат» вказані як швидкість вологого потоку повітря 0,6 – 0,8 м/с та відносна вологість повітря 40 – 60%, коефіцієнт корисної дії від 53 до 57% [196].

Показано, що енергоспоживання зменшується порівняно з децентралізованими системами опалення на основі пелетного, газового та електричного котлів при використанні адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу. Тим не менш, діапазон швидкостей повітряного потоку, який відповідає максимальним значенням коефіцієнта корисної дії, доволі вузький.

Для розробки методів підвищення коефіцієнта корисної дії було проведено аналіз структури витрат теплоти для роботи пристрою акумулятора відкритого типу. За його результатами найбільш значущими є витрати на випаровування води (43%) та десорбцію (47%), далі йдуть витрати на нагрівання адсорбованої води (6%), нагрівання води у зволожувачі повітря (3%) і нагрівання корпусу акумулятора теплової енергії (1%) [114, 202]. Отже, обмеження інтервалу максимальних коефіцієнтів корисної дії пропонується зменшити за рахунок зміни маси водяної пари, що надходить на шар адсорбенту.

За умови відповідності подачі води об'єму та абсолютній вологості повітря за формулою $M_{H_2O} = V_{air} \cdot C_0$ [114, 201], на графіку залежності коефіцієнта корисної дії від швидкості повітряного потоку коефіцієнт корисної дії досягає плато на $w = 0,1$ м/с (рис. 3.15).

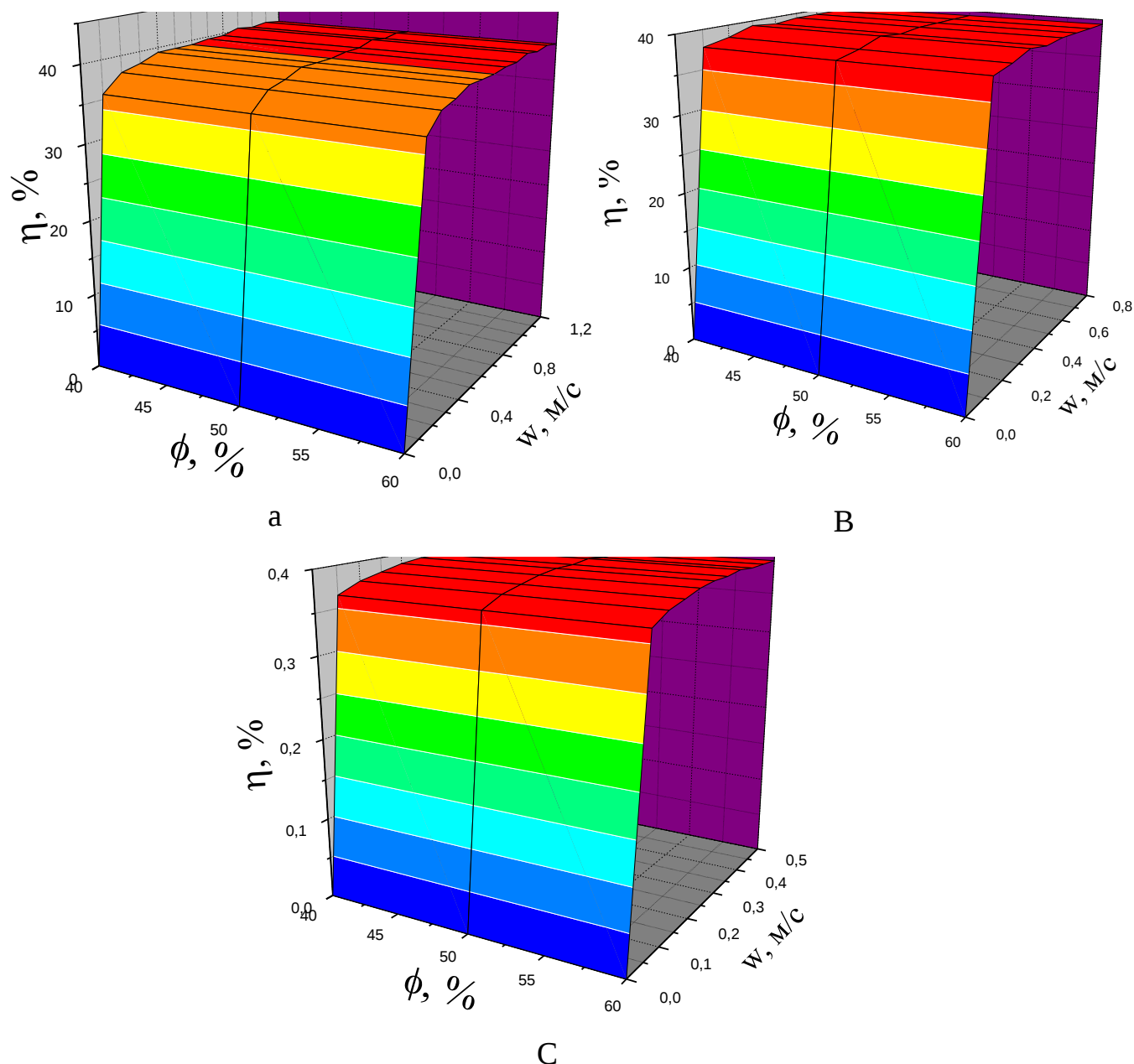


Рис. 3.15. Вплив швидкості потоку повітря та відносної вологості на коефіцієнт корисної дії теплоакумуючого приладу відкритого типу. Температура повітряного потоку, °C: А - 40, В - 50, С - 60. Товщина шару адсорбенту 0,25 м [114, 202].

Оскільки маса води, що надходить до шару адсорбенту, не тільки залежить від швидкості потоку, але і перевищує значення, відповідне адсорбції водяної пари шаром композиту приблизно в три рази, коефіцієнт корисної дії не перевищує 40%. Очевидно, що кількість води, що надходить до шару адсорбенту, з урахуванням впливу абсолютної вологості на

адсорбцію, може бути відкоригована регулюванням об'єму повітря шляхом зміни перерізу пристрою акумулятора тепла і, отже, товщина шару адсорбенту. Таким чином, зменшення площі поперечного перерізу з $0,1662$ до $0,0831 \text{ м}^2$ призводить до збільшення коефіцієнта корисної дії з 42 до 50% (рис. 3.16).

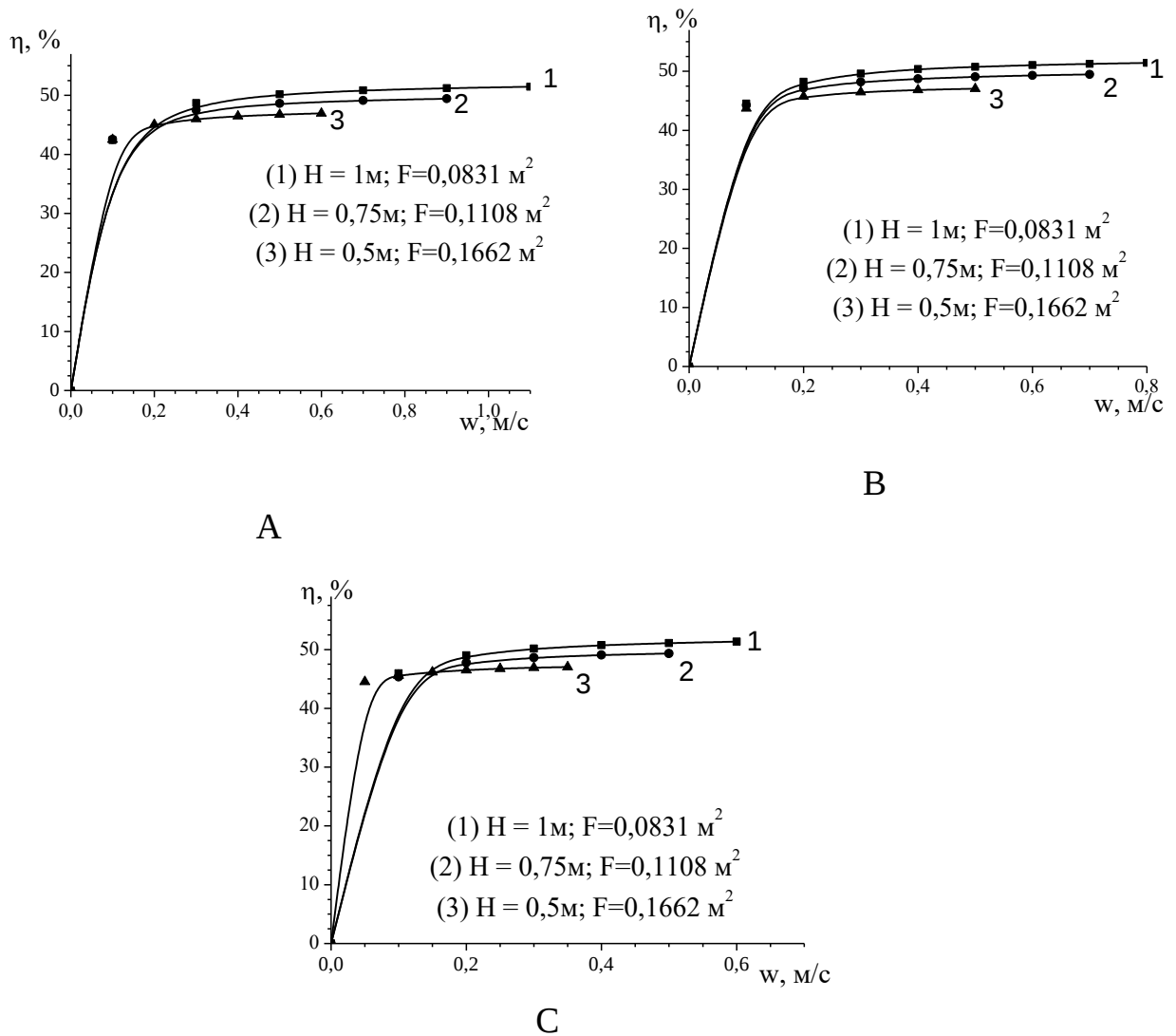


Рис. 3.16. Вплив конструктивних параметрів на коефіцієнт корисної дії теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу. Температура потоку вологого повітря 50°C . Відносна вологість потоку повітря: А - 30%; В - 40%; С - 50% [201].

У цьому випадку максимальні значення коефіцієнтів корисної дії спостерігаються в більш широкому діапазоні швидкостей потоку пари

порівняно з подачею води відповідно до максимальної адсорбції. Однак максимальні значення адсорбції, очевидно, спостерігаються при значеннях $w = 0,5 - 0,8$ м/с при температурі $40 - 60$ °С і відносній вологості повітряного потоку не нижче $40 - 50\%$. Тому для забезпечення максимального теплового навантаження, доцільно експлуатувати пристрій зберігання тепла відповідно до вищезазначених робочих параметрів.

Більш перспективним заходом підвищення ефективності адсорбційного приладу зберігання тепла є ультразвукове зволоження повітряного потоку [190, 192]. Це дозволяє не тільки розширити інтервал швидкості потоку повітря при дотриманні максимальних факторів ефективності, але і збільшити коефіцієнт корисної дії принаймні на 10% (рис. 3.17).

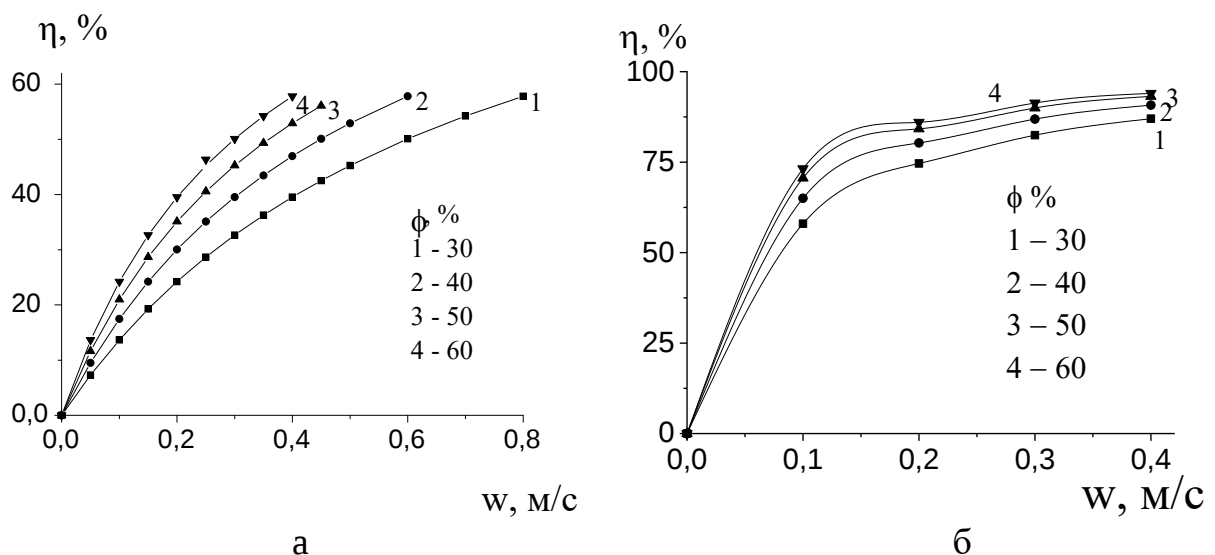


Рис. 3.17. Залежність коефіцієнта корисної дії від швидкості вологого потоку повітря при відносній вологості повітря 30 - 60% і температурі 60°C . а – зволоження парою; б – ультразвукове зволоження [192].

Це підвищення є результатом зміни структури витрат на експлуатацію теплоакumuлюючого пристрою рис. 3.18.



Рис. 3.18. Структура експлуатаційних витрат для теплоакумуючого пристрою відкритого типу при ультразвуковому зволоженні потоку повітря [114, 202].

Витрати на зволоження повітря скорочуються до 1,3 %, а найбільшою статтею витрат стає теплота десорбції 75 %.

Таким чином, за результатами математичного моделювання ефективність адсорбційного приладу зберігання тепла визначається швидкістю потоку вологого повітря, а також його температурою та відносною вологістю, тобто абсолютною вологістю повітря біля входу в шар адсорбенту. Збільшення швидкості призводить до збільшення коефіцієнта корисної дії за рахунок збільшення обсягу поданого повітря і, отже, кількості води, що надходить в шар адсорбенту, і адсорбції або поглинання води. Максимальні значення коефіцієнтів корисної дії спостерігаються при швидкостях потоку вологого повітря близько 0,3 – 0,5 м/с і абсолютній вологості повітря 50 – 60%. Використання ультразвукового зволоження може значно зменшити витрати для зволоження повітряного потоку та збільшити коефіцієнт корисної дії адсорбційного приладу зберігання тепла не менше ніж на 10% порівняно з паровим зволоженням.

3.4 Тепловий режим роботи адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу

Пристрої відкритого типу на основі композитних матеріалів типу «силікагель – кристалогідрат» перспективні в системах теплопостачання та вентиляції. У той же час, впровадження таких модулів в системи вентиляції житлових приміщень має враховувати температурні обмеження згідно санітарних норм.

Тому необхідно визначити основні фактори, які впливають на температуру припливного повітря протягом експлуатації адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу, зокрема, встановити ключеві фактори, які впливають на температуру припливного повітря протягом експлуатації, визначити кореляцію між параметрами експлуатації та температурою припливного повітря при розряді теплоакumuлюючого пристрою, що дасть можливість оцінити основні вимоги до теплового режиму експлуатації подібних теплоакumuлюючого пристрою.

Конструкція лабораторного прототипу представлена на рис. 3.19 [203], його довжина дорівнює 0.6 м.

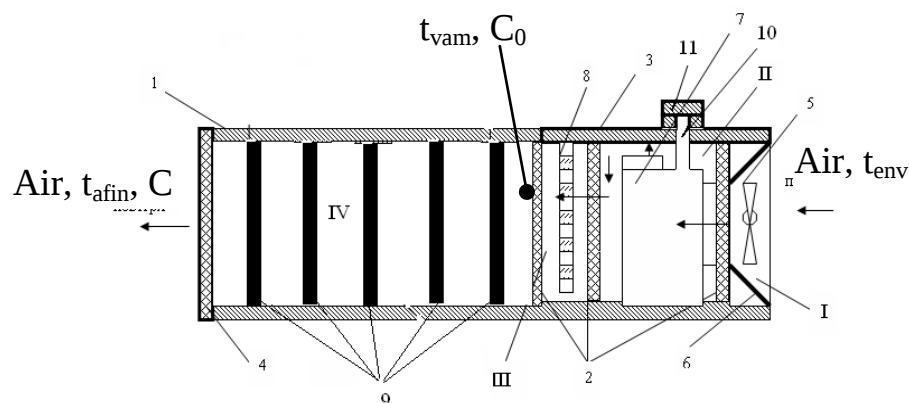


Рис. 3.19. Лабораторний прототип теплоакumuлюючого пристрою 1 – теплоізольований корпус; 2 - сітчасті перегородки; 3 - теплоізольована кришка; 4 – сітчаста кришка; 5 - вентилятор; 6 - напрямний кожух; 7 - зволожувач повітря; 8 - електричний резистивний нагрівальний елемент; 9 - касети з адсорбентом; 11 – кришка патрубку [203].

Теплоаккумулятор відкритого типу працює в двофазному режимі. На першій фазі зовнішнє повітря закачується компресором 3 в зволожувач 4, при цьому його відносний ступінь вологості підвищується до 60 – 80 %. Потім вологе повітря нагрівають в опорному елементі 5 до 30 – 40°C для прискорення швидкості адсорбції. Потім вологий потік повітря направляється в шар адсорбенту. Після короткочасного прогріву теплоакумулюючого матеріалу (15 хв.) вода, адсорбована з повітряного потоку, проходила через шар адсорбенту. Це призводить до підвищення температури як адсорбенту, так і повітря. Температуру вихідного повітряного потоку збільшують до мінімум 90°C. Другий етап (регенерація) відбувається за рахунок прокачування гарячого повітря через шар адсорбенту, що призводить до нагрівання адсорбенту до температури вище 90°C і десорбції води. Відповідно до цих етапів отримав подальший розвиток алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик (рис. 3.20).

В якості основних експлуатаційних параметрів розглядаються температура повітряного потоку біля вихідного теплоаккумулятора та коефіцієнт корисної дії. Температура повітряного потоку на виході теплоаккумулятора визначається за рівнянням теплового балансу [204]:

$$t_{\text{afin}} = \frac{\Delta H_{\text{ads}} \cdot M_{\text{ads}} + V_{\text{air}} \cdot t_{\text{vam}} \cdot [4.19 \cdot C_0 + C'] + (M_{\text{cor}} \cdot c_{\text{cor}} + M_{\text{ads}} \cdot c_{\text{ads}} + 4.19 \cdot M_{\text{ads}} \cdot A) \cdot (t_{\text{vam}} - 10)}{V_{\text{air}} \cdot C' + V_{\text{air}} \cdot 4.19 \cdot C + (M_{\text{ads}} \cdot c_{\text{ads}} + 4.19 \cdot M_{\text{ads}} \cdot A + M_{\text{cor}} \cdot c_{\text{cor}})} \quad (3.11)$$

де t_{afin} – температура повітряного потоку біля виходу теплоаккумулятора, °C, V_{air} – об'єм повітря, що проходить через шар адсорбенту, м³, M_{ads} – маса адсорбенту, кг, M_{cor} – маса корпусу пристрою, кг; ΔH_{ads} – теплота адсорбції, кДж/кг, t_{vam} – температура вологого повітря, °C, C' – об'ємна теплоємність повітря, що напливає, кДж/м³ · K, C_0 – початкова абсолютна вологість повітря, кг/м³, C – кінцева абсолютна вологість повітря, що надходить, кг/м³, c_{ads} – питома теплоємність адсорбенту, кДж/кг · K.

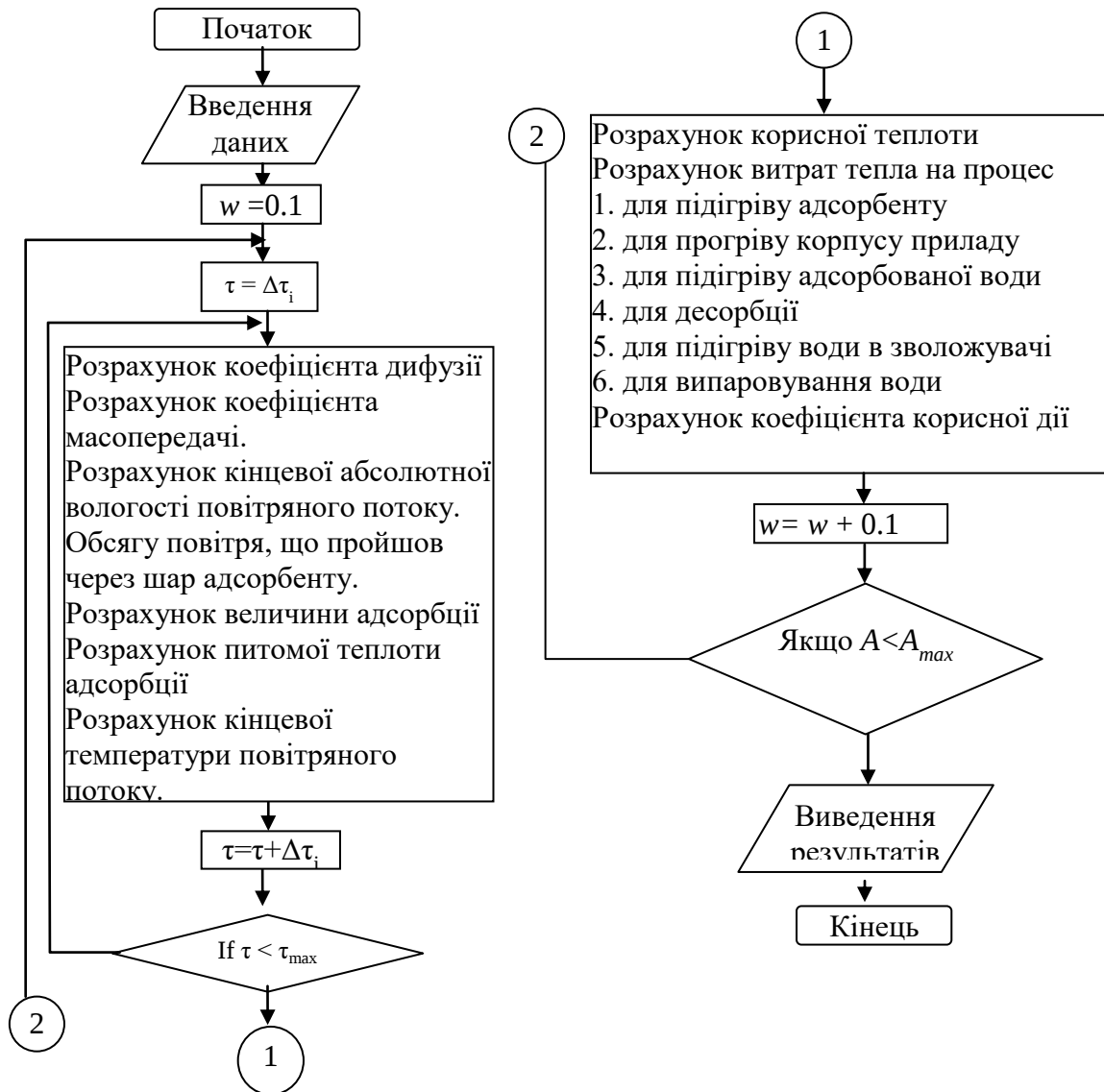


Рис. 3.20. Блок-схема розрахунку температури повітря, що надходить, та коефіцієнта корисної дії адсорбційного теплоаккумулятора, що працює у відкритому режимі [204].

Коефіцієнт дифузії D розраховували за формулою, наведеною в [179]:

$$\ln D = -2.95 - 6282.02 \cdot \frac{1}{T} \quad (3.12)$$

де D – коефіцієнт дифузії, T – абсолютна температура шару адсорбента.

Коефіцієнт масоперенесення, кінцева абсолютна вологість, адсорбція та теплота адсорбції згідно формулам (3.7) – (3.9).

Запропонований алгоритм підтверджено експериментальними даними для теплоаккумулятора відкритого типу на основі композиту «силікагель – сульфат натрію», наведеними в [180]. Різниця між експериментальними даними та розрахунковими температурами не перевищує 5°C протягом 1,5 год розряду (рис. 3.21). Отже, цей алгоритм доцільний для оцінки теплового режиму теплоаккумулятора відкритого типу.

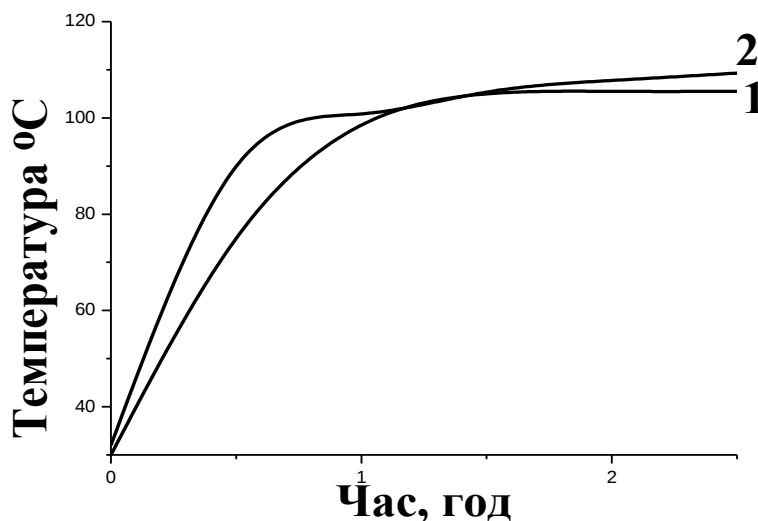


Рис. 3.21. Криві час-температура для кінцевої температури повітряного потоку біля виходу з адсорбційного теплоаккумулятора відкритого типу. 1 – експериментальні дані [180], 2 – результати математичного моделювання [204]

Потім для традиційної системи вентиляції типового житлового приміщення моделювали роботу адсорбційного теплоаккумулятора на основі композитів «силікагель натрій – сульфат». Запропонували масу адсорбенту «силікагель – сульфат натрію» 96 кг.

Графіки залежності кінцевої температури повітряного потоку біля виходу теплоаккумулятора від часу наведені на рис. 3.21. Очевидно, що криві вирівнюються протягом досить великих проміжків часу, що відповідає наближенню до максимальних значень адсорбції та коефіцієнтів ефективності. Час досягнення цього плато зменшується, коли швидкість повітряного потоку, абсолютна вологість і температура повітряного потоку

збільшуються (рис. 3.22а-с). Одночасно зростає температура повітря, що подається у вентилязоване приміщення. Однак температури повітряного потоку 80 – 90°, близькі до температур регенерації адсорбенту, досягаються досить швидко.

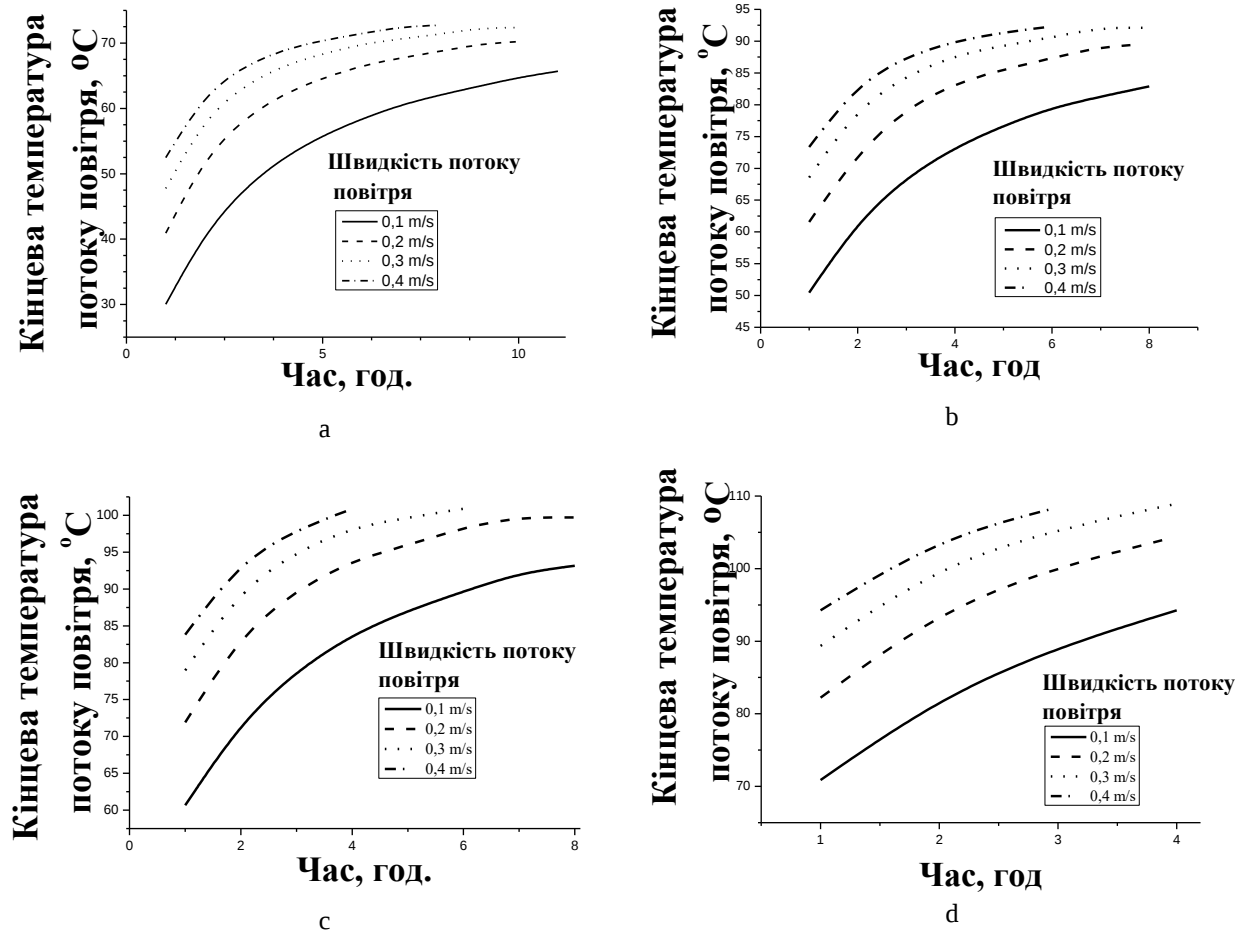


Рис. 3.22. Криві температура-час для теплоаккумулятора, що працює у відкритому режимі. Адсорбент «силікагель 20 % – сульфат натрію 80 %». Температура повітряного потоку 20°C (а), 40 (b), 50 (c) і 60°C (d).

Абсолютна вологість 0,04 кг/м³ [204].

Наприклад, при температурі повітряного потоку 60°C і абсолютній вологості кінцева температура повітряного потоку підвищується до 80°C протягом 1 – 2 годин від початку розряду приладу. Їм відповідають значення адсорбції не більше 0,2Аmax. Це призводить до досить низьких значень коефіцієнта корисної дії. Температура шару адсорбенту досягає 90°C, тобто температури регенерації. Очевидно, необхідно проаналізувати робочі

параметри теплоаккумулятора. Плато при температурах, що не перевищують 80 – 90°C, спостерігається при температурах вихідного повітряного потоку, що подається в теплоаккумулятор, підтримується на рівні 20 – 30°C (рис. 3.22а, рис. 3.23).

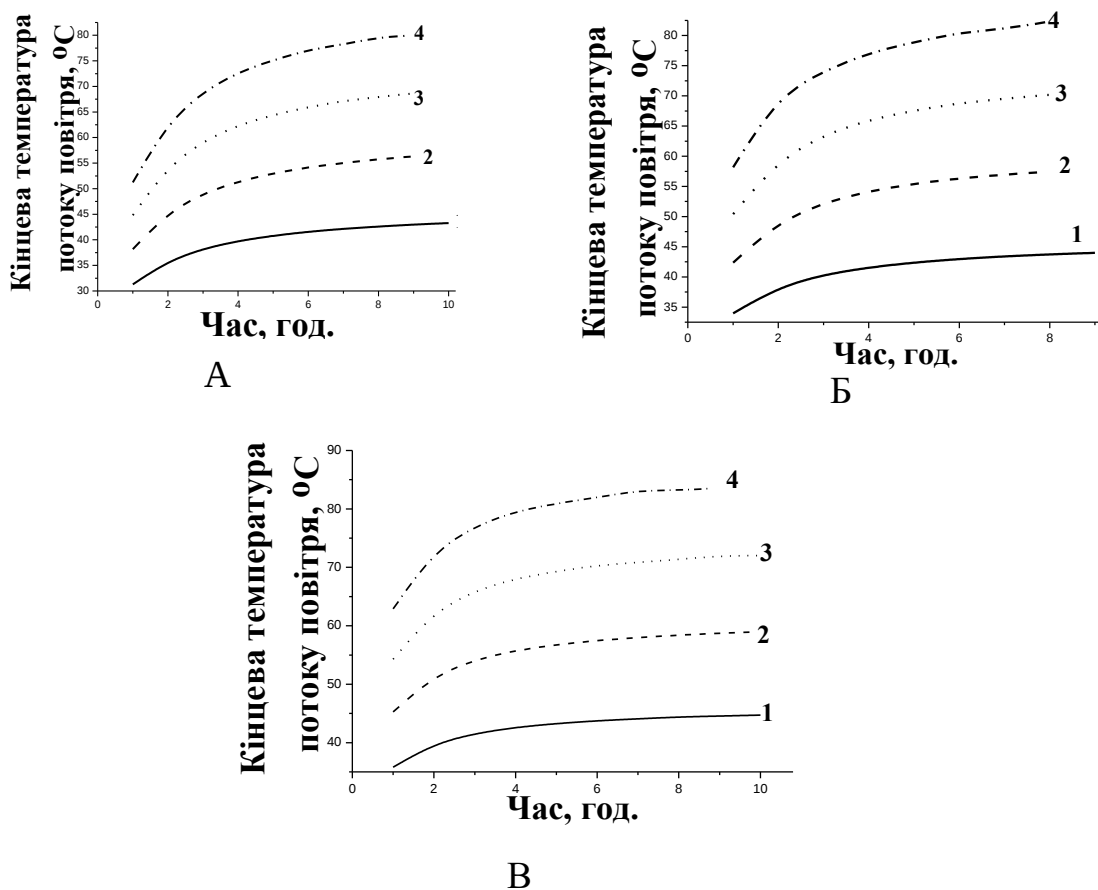


Рис. 3.23. Криві температура-час для теплоаккумулятора відкритого режиму. Адсорбент «силікагель 20 % – сульфат натрію 80 %». Температура повітряного потоку 30°C. Швидкість повітряного потоку, м/с: 0,2 (а), 0,3 (б), 0,4 (в). Абсолютна вологість, кг/м³: 1 – 0,01; 2 – 0,02; 3 – 0,03; 4 - 0,04 [204].

Більш перспективним режимом є абсолютна вологість припливного повітря 0,03 – 0,04 кг/м³. Зазначається, що кінцеві температури 65 – 80°C досягаються при швидкості повітряного потоку 0,4 м/с протягом 6 – 7 годин, що відповідало максимальним значенням коефіцієнтів корисної дії 45 – 50 %. Ще одним найпростішим технічним рішенням можна розглядати скорочення періодів заряду та розряду в 5 разів. За цих умов теплий потік повітря може подаватись у вентилязовані приміщення відповідно до санітарних правил.

3.5 Ексергетичний баланс адсорбційного теплоакumuлюючого модуля

Запропоновані математичні моделі оцінюють ефективність адсорбційної установки теплотрансформації переважно за першим законом термодинаміки. І дуже мала кількість робіт присвячена ексергетичній ефективності адсорбційного перетворення теплової енергії. Вони здебільшого зосереджені на методології розрахунку ексергетичної ефективності або залежності ексергетичної ефективності від робочих параметрів, таких як потік теплоносія. Проте робочі параметри процесів адсорбції – десорбції є вирішальними для оцінки ефективності адсорбційного теплотрансформатора.

Режим роботи теплоакumuлятора передбачає чергування двох фаз (рис. 3.24). Перша фаза відповідає розряду (рис. 3.24а). тобто адсорбція, коли зовнішнє повітря закачується в зволожувач, а потім направляється на опорний елемент і шар адсорбенту, де вода адсорбується з потоку вологого повітря.

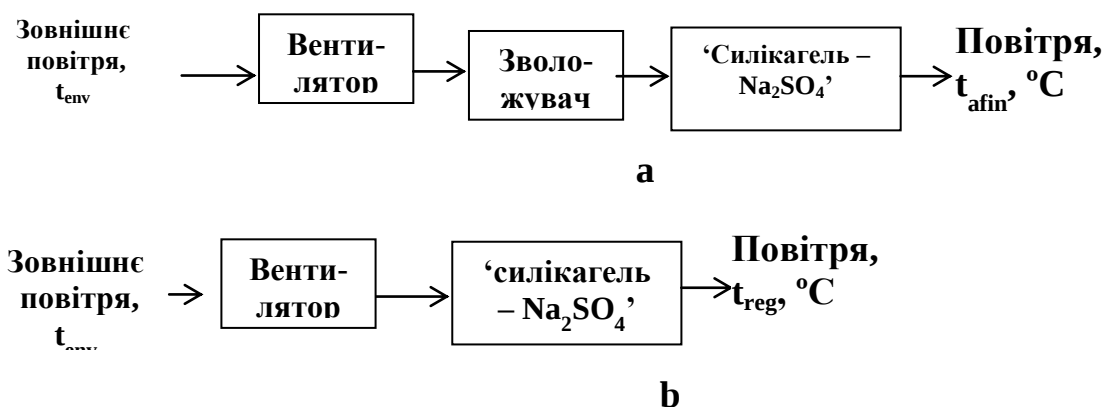


Рис. 3.24. Процеси розряду (а) та заряду (b) адсорбційного теплоакumuлюючого пристрою [205]

Підвищуються температури як адсорбенту, так і повітря. Друга фаза, тобто заряд (рис. 3.22б) або регенерація адсорбенту, відбувається при

нагріванні шару шарового адсорбенту потоком гарячого повітря до температур вище температури регенерації t_{reg} , що призводить до десорбції води.

Відновлену ексергію можна надати, як рекомендовано в [206]

$$E_{rec} = Q_{ads} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)$$

де Q_{ads} розглядається як теплота адсорбції, кДж, T_2 відноситься до кінцевої температури повітря, що надходить, К; T_0 вважається температурою зовнішнього повітря, К.

Ексергія, яка підводиться, може бути розрахована як сума ексергії десорбції, випаровування та нагрівання потоку повітря та адсорбенту [205, 207]

$$E_{sup} = Q_{des} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) + Q_{ev} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + V_{air} \cdot C' \cdot \left(T_3 - T_1 - T_0 \cdot \ln \frac{T_3}{T_1}\right) + (M_{ads} \cdot C_{ads} + M_{ads} \cdot A \cdot C_w) \cdot \left(T_3 - T_{airfin} - T_0 \cdot \ln \frac{T_3}{T_{airfin}}\right)$$

де Q_{des} і Q_{ev} відносяться до теплоти десорбції і випаровування відповідно, кДж, V_{air} - об'єм повітря, який пройшов через шар адсорбенту, м³, C' - спеціальна теплота повітря, кДж/м³•К, C_{ads} і C_w - питома теплоємність адсорбенту та адсорбату, кДж/кг•К, A - адсорбція, кг/кг; T_1 і T_3 - температури повітряного потоку, що подається в шар адсорбенту, і температури регенерації адсорбенту, К, T_{airfin} - кінцева температура припливного повітря на виході, К.

Ексергетичний ККД визначено як відношення відновленої та підведеної ексергії:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{rec}}{E_{sip}} \cdot 100\%$$

Розглянуто співвідношення продуктивності та ексергетичної ефективності роботи теплоаккумулятора відкритого режиму за умови зручної вентиляційної системи залишкового приміщення (загальна площа 103 м², висота 2,5 м), навантаження на нагрівання припливного повітря близько 327,9 МДж на добу. Маса композиту «20 % силікагель – 80 % Na₂SO₄», що відповідає цьому тепловому навантаженню, оцінюється в 96 кг. Ексергетичну ефективність розраховували, коли температури композитів досягали температур регенерації або адсорбції досягали максимального значення.

Як і очікувалося, на ексергетичну ефективність впливає абсолютна вологість потоку повітря, що подається в шар адсорбенту (рис. 3.25), що є результатом збільшення поглинання води, теплоти адсорбції та відновлення ексергії. Однак залежність від швидкості досить складна, тобто збільшення швидкості повітряного потоку призводить до підвищення адсорбції та температури шару адсорбенту. В результаті зменшується час досягнення температур регенерації, водопоглинання при скиданні і, як наслідок, відновлена ексергія. Це найбільш візуально вражає при температурах вологого потоку повітря 40–50°C, коли потік повітря нагрівається до 80°C за 1–3 години. За цих умов адсорбція не перевищує 20% граничного значення. Поряд зі збільшенням ексергії, що надходить, це також призводить до зниження ексергетичної ефективності.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії сильно залежить від температури зовнішнього повітря та припливного вологого повітря (рис. 3.26).

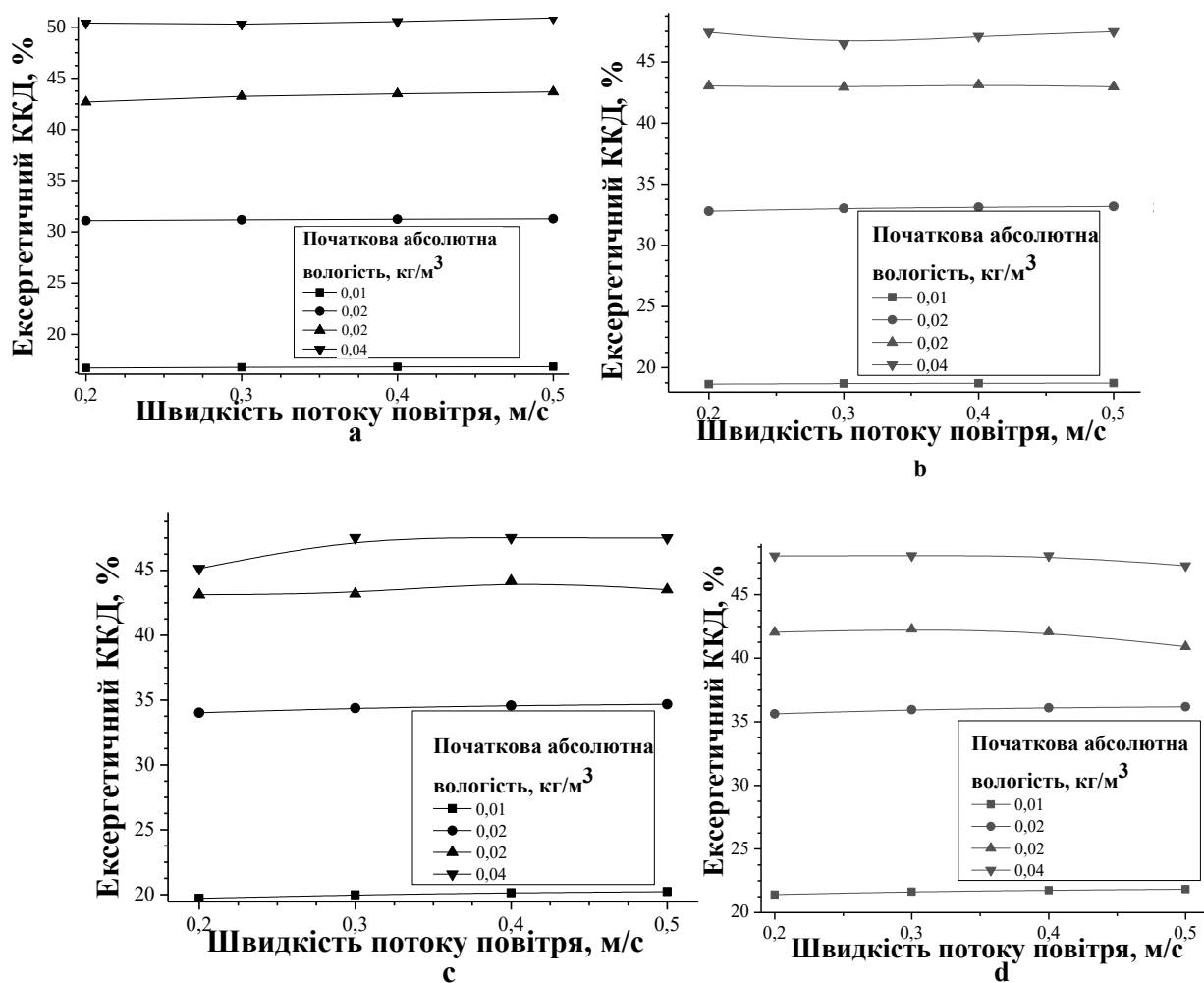


Рис. 3.25. Вплив на ексергетичний ККД швидкості потоку повітря. Температура потоку вологого повітря, °C: 20(a), 30 (b), 40 (c), 50 (d) [205, 207].

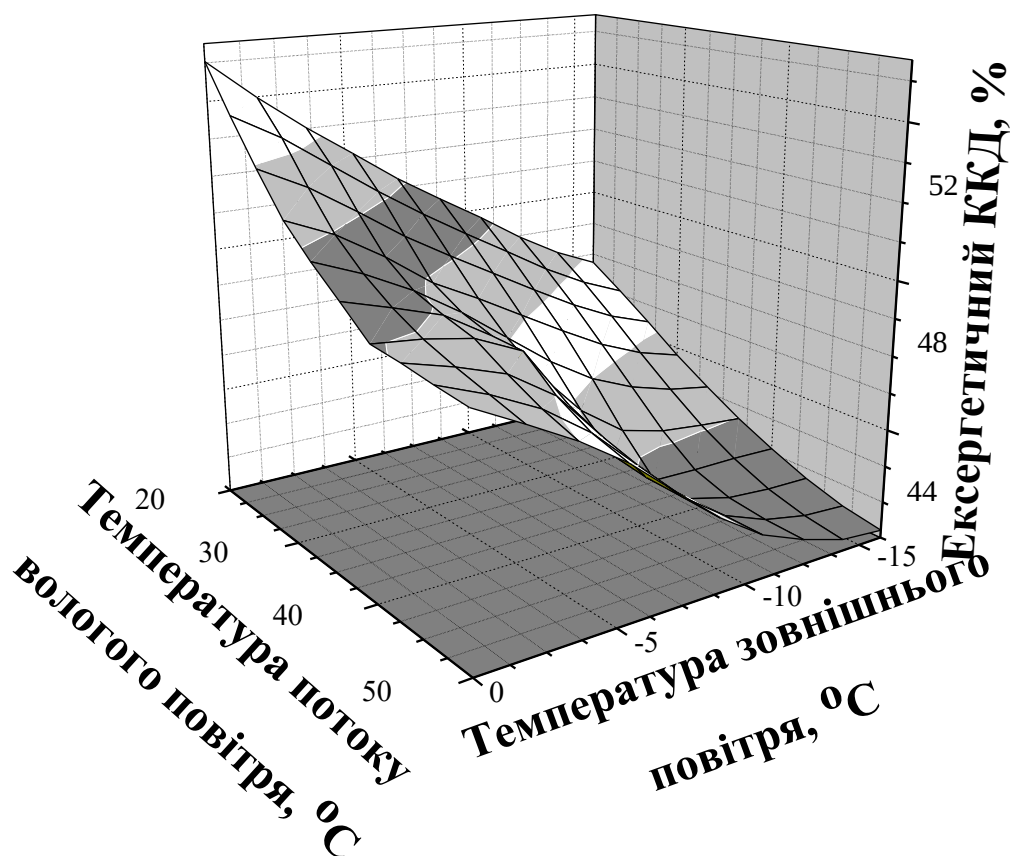


Рис. 3.26. Вплив температур зовнішнього повітря та температури вологого повітря на ексергетичний ККД [208]

Максимальні значення вказані при температурі зовнішнього повітря -5 - 0°C і вологого повітря, що накачується до шару адсорбенту 20 - 30°C , що є результатом мінімальних значень ексергії, що подається. Раніше було зазначено, що максимальні значення ККД теплоаккумулятора відкритого режиму близько $50 - 60\%$ можна спостерігати при швидкості повітряного потоку $0,3 - 0,5$ м/с при абсолютній вологості $50 - 60\%$ [208]. Крім того, початкові температури та абсолютна вологість початкового повітряного потоку повинні підтримуватися на рівні $20 - 30^{\circ}\text{C}$ і $0,03 - 0,04$ кг/м³ для досягнення максимальних температур повітряного потоку $65 - 80^{\circ}\text{C}$ відповідно до Санітарних правил [204]. Ці умови відповідають максимальним значенням ексергетичної ефективності.

Потім були розглянуті шляхи підвищення ефективності теплоаккумулятора. Слід зазначити, що максимальні теплотрати для роботи теплоаккумуляторів є результатом десорбції та випаровування [175, 193].

На рис. 3.27 наведено порівняння залежності ексергетичного ККД від швидкості повітряного потоку для відкритого адсорбційного теплоаккумулятора при використанні парового або ультразвукового зволоження повітря.

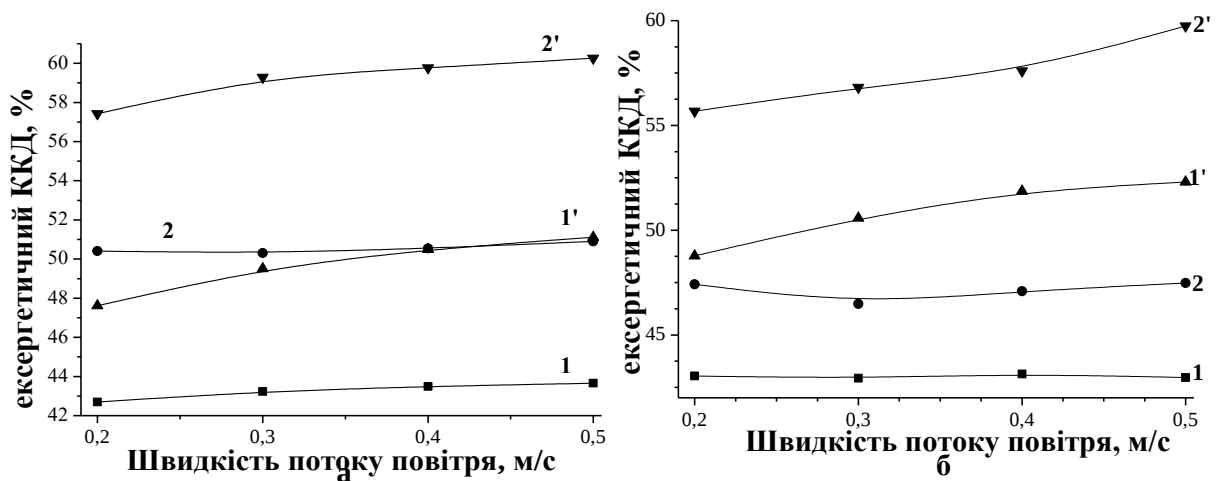


Рис. 3.27. Вплив швидкості потоку повітря на ексергетичний ККД. Зволоження повітря: парове (а) і ультразвукове (б). Абсолютна вологість повітряного потоку 0,03 (1, 1') і 0,04 (2, 2'). Температура потоку вологого повітря, °C: 20 (а) і 30 (б) [207]

Слід зазначити, що використання результатів ультразвукового зволоження дозволяє підвищити ексергетичну ефективність на 7 – 10 % проти парового зволоження (рис. 3.26, криві 1' і 2'). Максимальні значення ексергетичної ефективності вказані при швидкості повітряного потоку 0,4 – 0,5 м/с, що відповідає максимальним значенням адсорбції.

3.6 Модернізація конструкції адсорбційних теплоакуюлюючих пристроїв відкритого типу.

Конструкція розробленого адсорбційного теплового акумулятору представлена на рис. 3.28.

В нижній частині корпусу розташований резервуар з водою 5, в якому встановлено випарник 6. В центрі корпусу встановлено димову трубу 7. Відведення та подача рідкого теплоносія здійснюється по патрубкам 8 і 9.

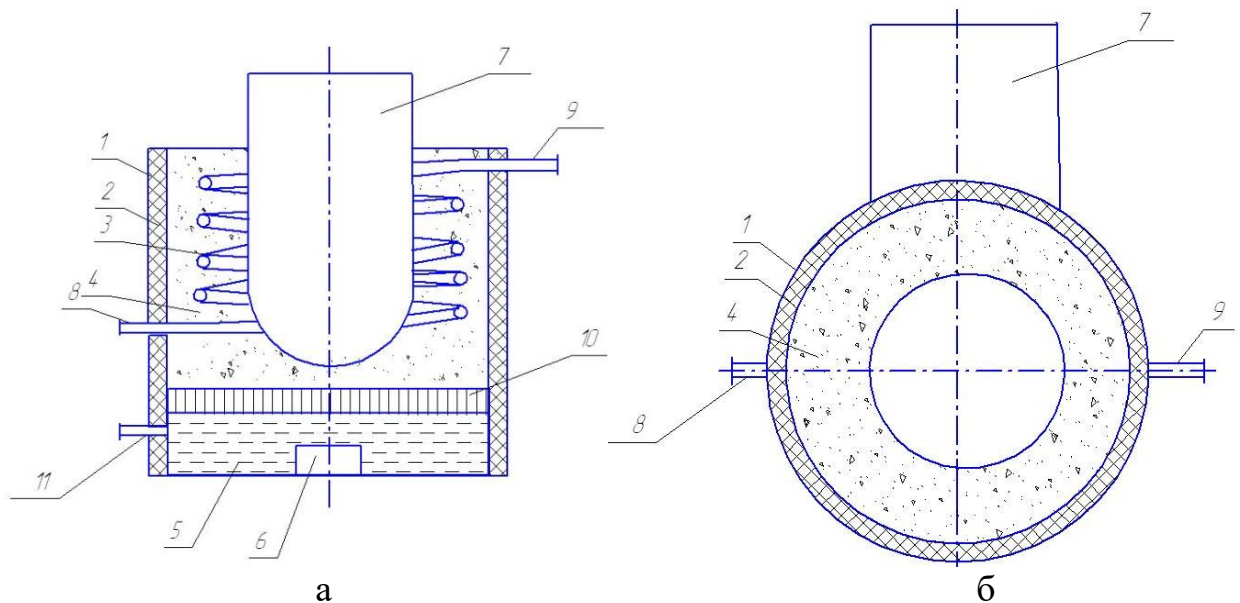


Рис. 3.28. Адсорбційний тепловий акумулятор [209]. 1 – корпус; 2 – теплоізоляція; 3 – гідравлічний контур; 4 – адсорбційний теплоакумуючий матеріал; 5 – резервуар з водою; 6 – випарник; 7 – димова труба; 8, 9 – патрубки; 10 – сітчаста перегородка; 11 – патрубок для подачі води в резервуар

Корпус розділено на дві частини сітчастою перегородкою 10. Подача води до резервуара 5 здійснюється за допомогою патрубка 11.

Пристрій працює в такий спосіб. Тепловий акумулятор працює по двохфазному циклу, зарядка і розрядка. На першій фазі, газоподібний теплоносій (наприклад, димові гази або підігріте повітря) проходять по димовій трубі 7, внаслідок цього відбувається підігрів та регенерація теплоакумуючого матеріала 4. Далі рідкий теплоносій подається по патрубку 8 та відводиться по патрубку 9, а теплоакумуючий матеріал охолоджується до температури початку адсорбції. На другій фазі відбувається адсорбція води теплоакумуючим матеріалом. Теплота, яка

виділяється в результаті цього процесу відводиться за допомогою рідкого теплоносія, який подається та відводиться по патрубкам 8 та 9 відповідно.

В трубу 7 можна подавати не лише димові гази, але й інші газоподібні теплоносії, наприклад, від сонячного колектора. Воду в гідравлічний контур можна подавати як від системи централізованого опалювання або гарячого водопостачання, але і від сонячного колектора.

Представлений пристрій дозволить практично виключити витрати електричної енергії при регенерації теплоакumuлюючого матеріалу.

3.7 Схема використання акумуляторів теплової енергії

Розроблено схему використання адсорбційних теплоакumuлюючих пристроїв з використанням низькопотенційних джерел енергії (рис. 3.29). Представлена схема пропонується для підігріву припливного повітря в системі вентиляції, наприклад, типової трикімнатної квартири.

Дана схема включала чотири адсорбційних теплоакumuлюючих модуля відкритого типу (АТМ), які було встановлено в різних частинах приміщення, що вентильовалось (рис. 3.30). Робота АТМ здійснювалась від звичайної розетки. Для контролю температури адсорбента та повітря на вході та виході з теплоакumuлюючих модулів розміщували термопари. Регенерація адсорбенту відбувалась вночі з використанням зниженого тарифу на електроенергію, а вдень приміщення обігрівалось і вентильовалось нагрітим за рахунок сорбції вологи повітрям що надходило ззовні, при цьому в приміщенні підтримувались комфортні умови.

Використання такої схеми для опалення дає змогу зекономити до 50% на оплаті за електроенергію за рахунок використання нічного тарифу та роботі модулів без споживання електроенергії вдень. Крім того, розроблено схему використання акумуляторів енергії в комбінованих енергетичних системах з використанням відновлювальних джерел, яка представлена на рис. 3.30.

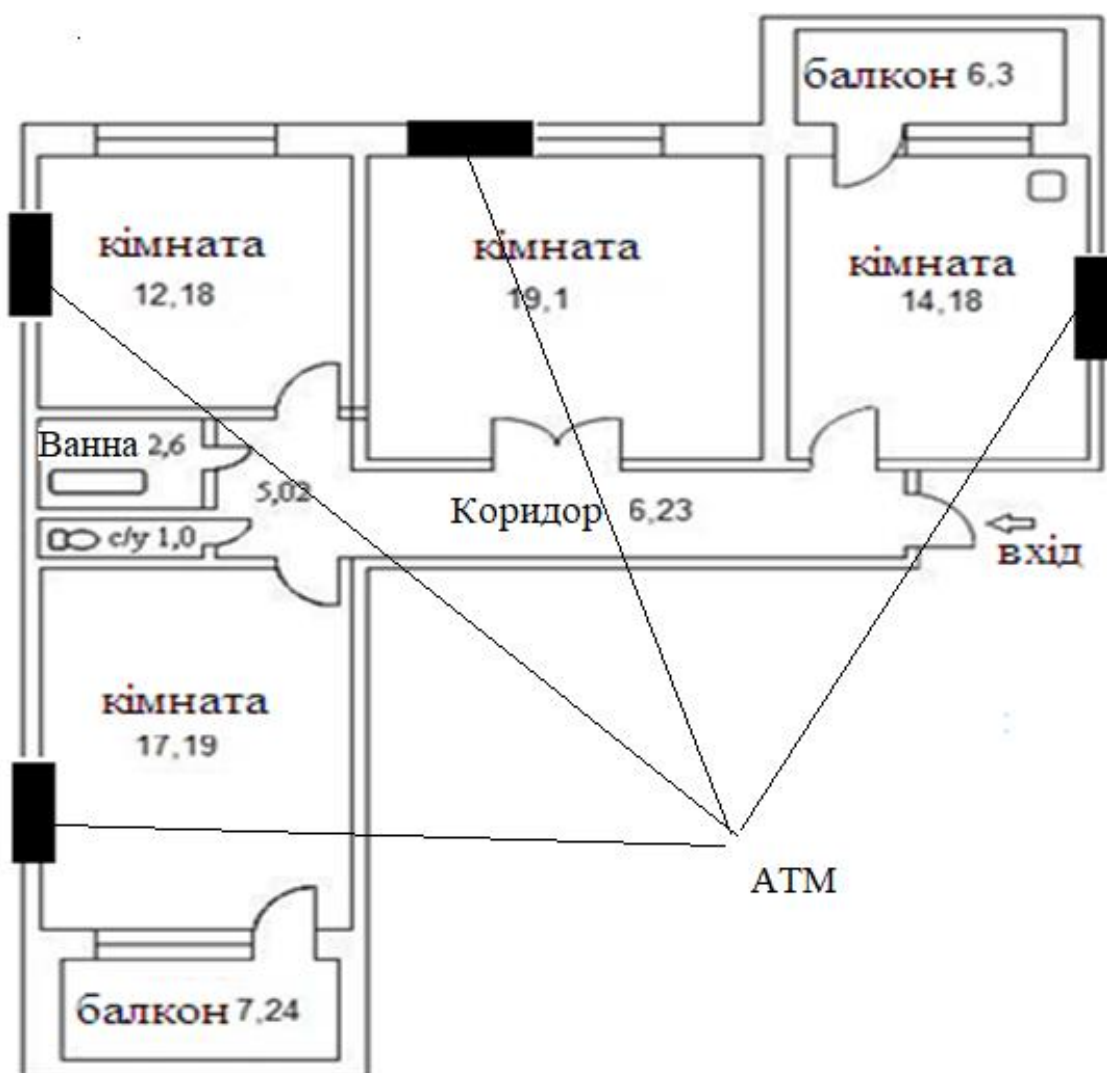
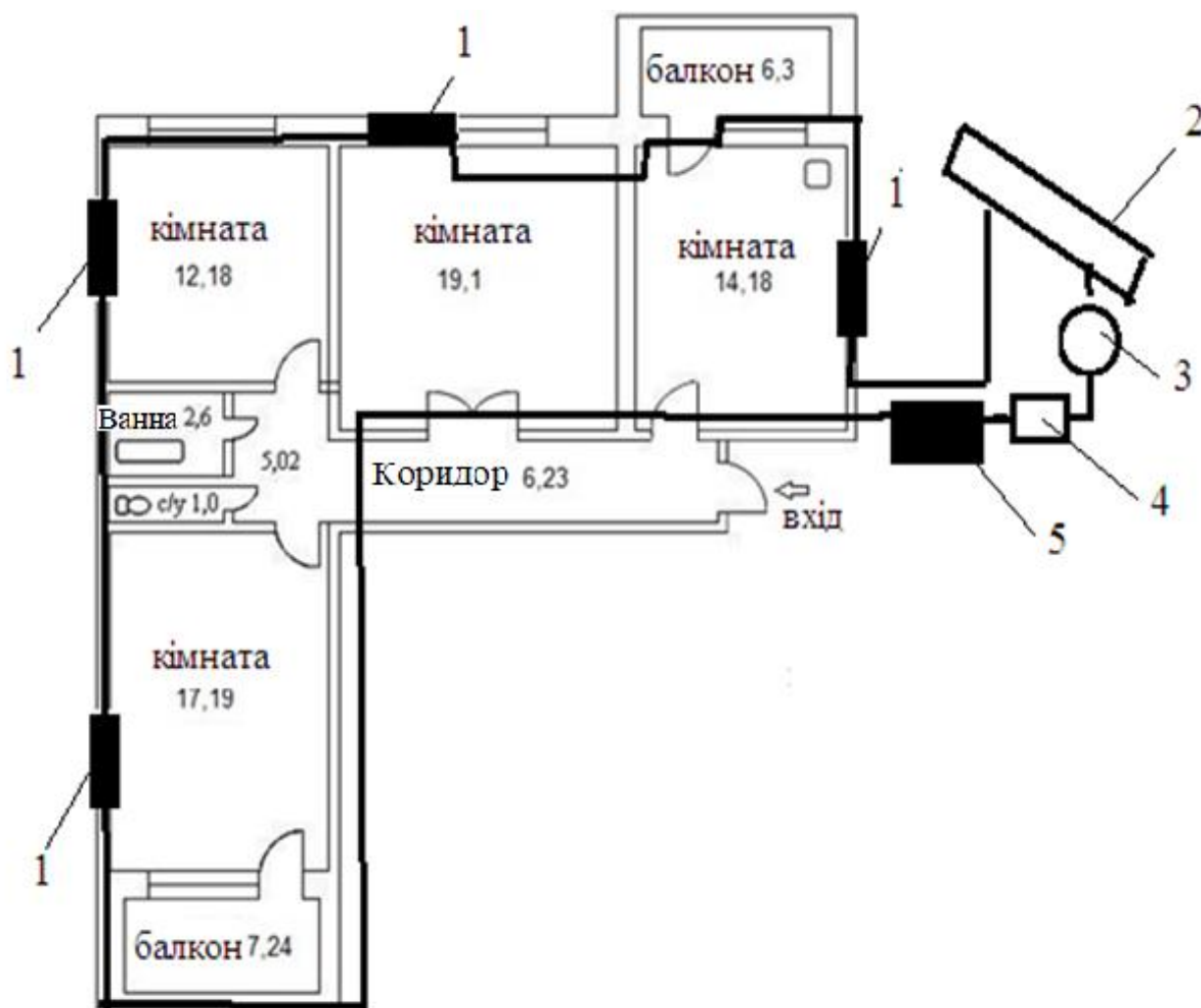


Рисунок 3.29 – Схема використання адсорбційних теплоакumuлюючих пристроїв в системі вентиляції

Запропонована схема включає теплоакumuлюючі пристрої відкритого типу 1, які розміщено в житлових приміщеннях, що вентилюються.

Теплоту для регенерації адсорбенту пропонується підводити за допомогою електричних резистивних нагрівальних елементів, які розміщено в шарі теплоакumuлюючого матеріалу. Підведення електричної енергії проводиться від сонячної панелі 2.



1 – теплоакумлюючий пристрій; 2 – фотопанель; 3 – контролер;

4 – інвертор; 5 – акумулятор

Рисунок 3.30 – Схема використання акумуляторів теплової енергії
комбінованих енергетичних системах з використанням
відновлювальних джерел

В якості теплоакумлюючого пристрою може бути використаний адсорбційний акумулятор теплової енергії або регенератор теплоти та вологи відкритого типу, розроблені на першому проміжному етапі досліджень [53-55].

Використання такої схеми для опалення дає змогу зекономити до 60% на оплаті за електроенергію за рахунок використання нічного тарифу та роботі модулів без споживання електроенергії вдень та використання фото панелі і теплового акумулятору для регенерації адсорбенту вночі.

3.8 Висновки до розділу 3

1. Проаналізовано основні стадії процесів експлуатації адсорбційних модулів тепло трансформаторів закритого та відкритого типів. Показана перспективність їх використання в якості теплових акумуляторів в системах опалення та вентиляції. Запропоновано нові конструкції теплоакumuлюючих модулів відкритого типу.

2. Отримали подальший розвиток принципи розрахунку теплотрансформаторів в умовах типових систем теплопостачання. Розроблена процедура розрахунку експлуатаційних характеристики адсорбційних теплоакumuлюючих модулів, яка включає визначення коефіцієнта дифузії водяної пари в шарі адсорбента, коефіцієнту масопередачі, кінцевої абсолютної вологості повітряного потоку та обсягу повітря, який пройшов через шар адсорбенту, визначення величини адсорбції, питомої теплоти адсорбції та кінцевої температури повітряного потоку, обчислення корисної теплоти, тобто теплоти адсорбції, а також втрат на експлуатацію теплоакumuлюючого пристрою, які включають для прогрів корпусу приладу, підігрів води в зволожувачі, випаровування води, підігрів адсорбованої води та адсорбента, десорбцію, визначення коефіцієнта корисної дії.

3. Проаналізована структура теплових витрат на експлуатацію теплоакumuлюючого пристрою. Показано, що ключовими статтями витрат є випаровування води та десорбція.

4. Запропоновано рекомендації щодо підвищення ефективності роботи теплоакumuлюючих пристроїв.

5. Проаналізовано теплової режим роботи теплоакumuлюючого пристрою відкритого типу. Показано основні фактори, впливають на ефективність роботи теплоакumuлюючого пристрою: конструкція приладу, швидкість потоку повітря, температура та вологість потоку припливного повітря, а саме абсолютна вологість припливного повітря $0,03 - 0,04 \text{ кг/м}^3$, швидкість повітряного потоку $0,4 \text{ м/с}$, температура $20 - 30^\circ\text{C}$. В цих умовах

кінцеві температури 65 – 80°C досягаються протягом 6 – 7 годин, що відповідає максимальним значенням коефіцієнтів корисної дії 45 – 50 %. Запропоновано інше технічне рішення – скорочення періодів заряду та розряду в 5 разів, що дозволить подавати потік теплого повітря до вентильованих приміщень відповідно до санітарних правил та норм.

6. Порівняно засоби зволоження повітря: парове та ультразвукове. Показано підвищення ефективності експлуатації адсорбційного теплотрансформатора відкритого типу при використанні ультразвукового зволоження.

7. Проведено ексергетичний аналіз роботи адсорбційного теплоакумуючого модуля відкритого типу. Показано, що запропонований режим експлуатації теплоакумуючого пристрою відповідає максимальним значенням, як коефіцієнта корисної дії, так і ексергетичного коефіцієнта корисної дії.

Результати роботи, представлені в розділі 3, опубліковані в фахових та наукометричних виданнях [195, 196, 201, 202, 204, 207, 208], представлені на міжнародних та Всеукраїнських конференціях [197, 198, 199, 200, 205], а також в розділах монографій, які видано в Євросоюзі [114, 193], а також монографіях, виданих в закордонних видавництвах [174, 175].

4. АДСОРБЦІЙНА РЕГЕНЕРАЦІЯ ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ

Згідно з попереднім розділом, адсорбційні теплоакумуючі прилади є перспективними для децентралізованих систем опалення. Інша сфера застосування адсорбційного перетворення енергії – адсорбційна регенерація тепла та вологи в системах вентиляції.

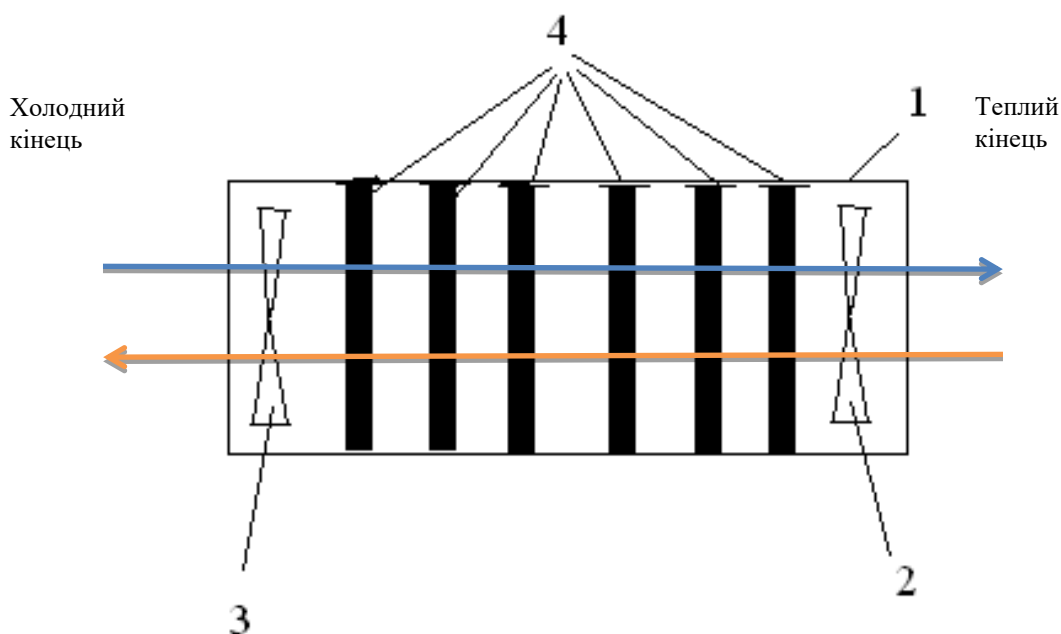
Однак впровадження в практику таких технологій ускладнено відсутністю алгоритму їх розрахунку, який дозволив би моделювати процеси їх продуктивності та визначати конструкцію та оптимальні експлуатаційні параметри в реальних умовах вентиляційних систем.

4.1 Конструкція лабораторного прототипу адсорбційного регенератора теплоти та вологи

Лабораторний прототип адсорбційного регенератора теплоти та вологи з набором касет з теплоакумуючим матеріалом призначено для підтримання комфортного стану повітря в приміщенні (температура 20°C та відносна ступінь вологості 50 – 60% згідно з Державним стандартом України В EN 15251: 2011) при підтримання постійної концентрації кисню. Принципова схема адсорбційного регенератора теплоти та вологи наведена на рис. 4.1. Запропонований адсорбційний регенератор теплоти та вологи включає наступні основні блоки: циліндричний корпус (труби) (1), зовнішній (2) та внутрішній (3) вентилятори, касети (4), заповнені адсорбційним теплоакумуючим матеріалом. Сумарна товщина касет в прототипу регенератора – 0,6 м. Пристрій для підігріву припливного повітря працює в двох режимах «подача» та «викид», які періодично змінюють один одного. При роботі на «викид» вентилятор 3 всмоктує повітря з приміщення і викидає його в навколишнє середовище [210].

При цьому повітря проходить через касети з теплоакумуючим матеріалом 4 і нагріває їх до температури яку потрібно підтримувати у приміщенні. При роботі в режимі «подача» вентилятор 3 вимикається, а вмикається вентилятор 2, який забирає повітря з навколишнього середовища і пропускає його через касети 3 до вентилязованого приміщення. При

проходженні через шар адсорбенту, зовнішнє повітря нагрівається і залишає в ньому надлишок вологи, таким чином у приміщенні здійснюється вентиляція та підтримуються сталі значення температури і вологості.



1 – корпус; 2 – вентилятор для подачі; 3 – вентилятор для викиду; 4 – касети з теплоакумуючим матеріалом.

Рис. 4.1. Адсорбційний регенератор теплоти та вологи [210]

Даний пристрій може бути використаний в децентралізованих системах вентиляції або для підтримання необхідного температурно-вологісного режиму в пікові періоди. Для запобігання забрудненню адсорбента шкідливими бактеріями та пліснявою пропонується періодично раз на два тижні пропускати через адсорбент озоноване повітря протягом 0,5 – 1,5 годин, вентилятори мають при цьому працювати в режимі викид.

Композитні адсорбенти «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат» використовуються як теплоакумуючі матеріали. Їх синтезують золь - гель методом за методикою, описаною в [178, 200, 211, 212].

Температури повітря та адсорбентів визначаються груповими термоелементами Pt1000. Контроль відносної вологості повітря на вході та виході з адсорбента здійснювали за допомогою термометра-гігрометра НТС-2. Метеорологічні параметри (швидкість повітря, напрямок потоку повітря, температура, відносний ступінь вологості, атмосферний тиск) реєструються метеостанцією Coastal Environmental Systems C – 5 S1019RB.

Для вивчення лабораторний прототип адсорбційного регенератора теплоти та вологи (рис. 4.1) встановлено у вентиляційний канал. Зовнішній кінець досліджуваного пристрою вважається холодним [213]. Внутрішній кінець, який розміщено у вентильованому приміщенні, називають теплим.

Реєстрацію температурно-часових кривих та для визначення часу досягнення рівноважних температур на «подачі» або «викиду» температуру повітря вимірюють після кожної з касет при включенні вентиляторів 2 або 3.

В стаціонарних умовах адсорбційний регенератор працює зі сталою витратою повітря 30 м³/годину і перепадом температури $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$. Абсолютна та відносна вологість, а також температура повітря біля холодного та теплого кінця регенератора періодично змінюються, що відповідає зміні напрямку потоку повітря. Підвищення абсолютної та відносної вологості та температури повітря на теплому кінці регенератора спостерігається, коли повітряний потік спрямований з приміщення назовні [213 – 216]. Коли повітряний потік спрямовується з навколишнього середовища в приміщення, ці значення зменшуються. На холодному кінці регенератора абсолютна і відносна вологість і температура повітря змінюються аналогічно, але інтервал їх зміни, як правило, значно менший. Найвища амплітуда спостерігається на температурних кривих між касетами з адсорбентом [215]. Це може бути результатом ускладнення теплообміну та процесів адсорбції та десорбції.

Для обох адсорбентів зареєстровані залежності виявляють аналогічний періодичний характер. Тим не менш, для композиту «силікагель - натрій ацетат» амплітуда часових залежностей абсолютної та відносної вологості та

температури виявляється меншою, ніж спостерігається для «силікагель – натрій сульфат» [214]. Імовірно, цю відмінність можна пояснити меншим значенням адсорбційної ємності композиту «силікагель – натрій ацетат» порівняно з «силікагелем – натрій сульфат».

4.2. Алгоритм розрахунку конструктивних та експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи

Однією з ключових перешкод на шляху впровадження адсорбційних регенераторів теплоти та вологи в системи вентиляції є відсутність алгоритму розрахунку експлуатаційних та конструктивних характеристик, які дозволили би оцінити ефективність експлуатації пристрою в умовах типової системи вентиляції. Крім того, необхідно оцінити ключеві фактори, які впливають на ефективність регенеруючого пристрою.

До таких критеріїв, вочевидь, слід віднести температурний та вологісний коефіцієнти корисної дії, потужність, яку споживає вентилятор, а також час досягнення максимальної адсорбції, тобто час насичення адсорбенту.

Блок-схема алгоритму розрахунку експлуатаційних параметрів адсорбційного регенератора теплоти та вологи представлена на рис. 4.2. Як критерії ефективності експлуатації регенератора використані температурний коефіцієнт корисної дії, η_{tem} , та вологісний коефіцієнт корисної дії, η_{hum} , тобто коефіцієнти регенерації теплоти та вологи.

Алгоритм включає розрахунок температурного коефіцієнта корисної дії, тобто коефіцієнта регенерації теплоти [216]:

$$\eta_{\text{tem}} = \frac{t_{\text{inf}} - t_{\text{ext}}}{t_{\text{out}} - t_{\text{ext}}} \quad (4.1)$$

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

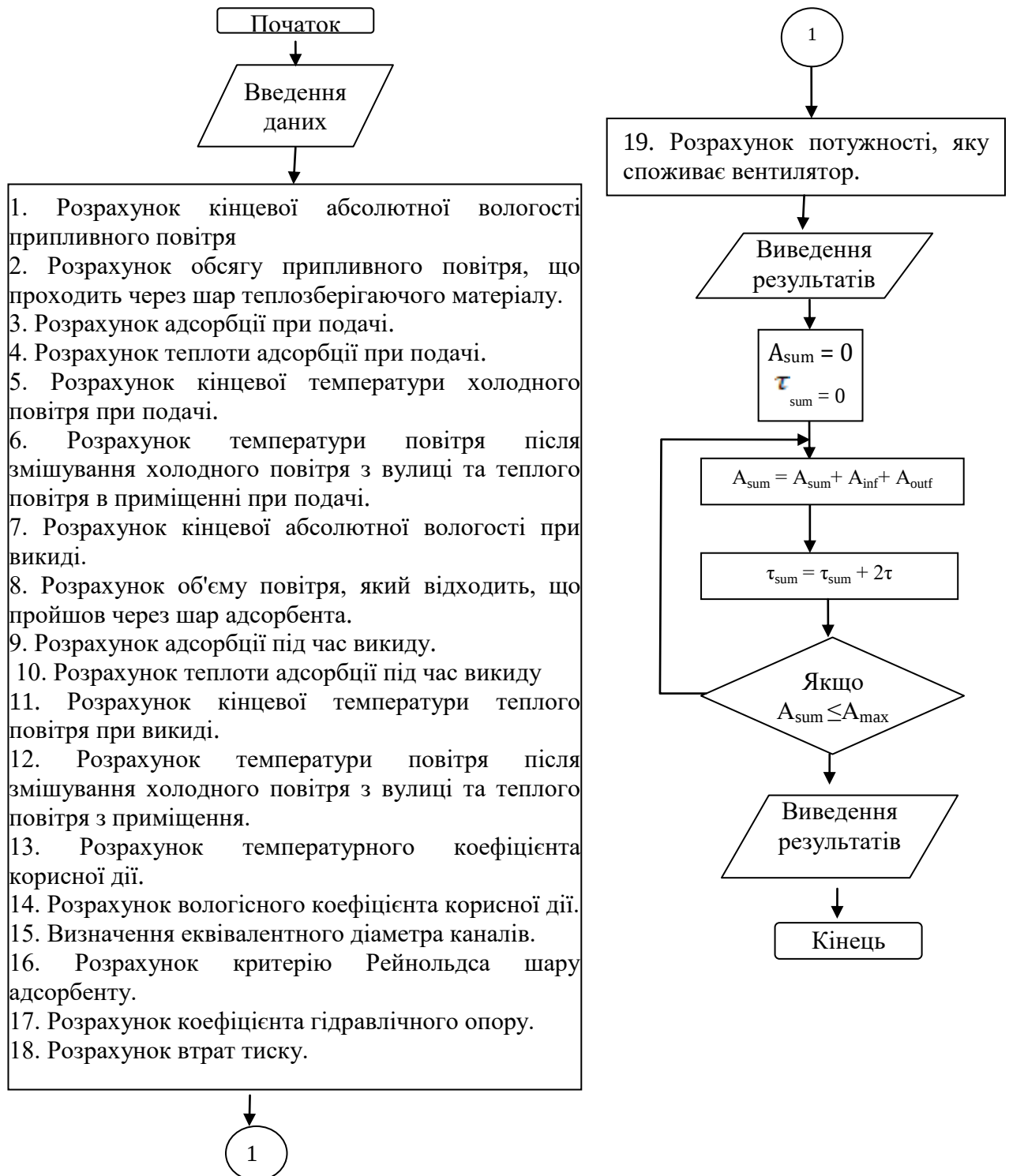


Рис. 4.2. Блок-схема алгоритму розрахунку адсорбційного регенератора теплоти та вологи [219].

Вологісний коефіцієнт корисної дії (коефіцієнт регенерації вологи) обчислювали згідно [217, 218]:

$$\eta_{\text{hum}} = \frac{C_{\text{ext}} - C_{\text{inf}}}{C_{\text{ext}} - C_{\text{out}}} \quad (4.2)$$

де η_{hum} – вологісний коефіцієнт корисної дії; C_{inf} – абсолютна вологість припливного повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_{ext} – абсолютна вологість зовнішнього повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_{out} – абсолютна вологість повітря, яке викидається, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Абсолютну вологість повітря, що надходить, пропонується визначити як кінцеву абсолютну вологість повітря при подачі. Абсолютну вологість повітря, яку викидають, можна обчислити як абсолютну вологість після змішування холодного зовнішнього повітря і теплого відпрацьованого повітря [219]:

$$C_{\text{fin.str.aft.mix}} = \frac{V_{\text{str}} \cdot C_{0.\text{str}} + V_{\text{outf}} \cdot C_{\text{fin.str}}}{V_{\text{str}} + V_{\text{outf}}} \quad (4.3)$$

де $C_{\text{fin.str.aft.mix}}$ – абсолютна вологість після змішування холодного зовнішнього повітря і теплого відпрацьованого повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; V_{str} – об'єм повітря біля зовнішнього кінця регенератора, м^3 ; $C_{0.\text{str}}$ – початкова абсолютна вологість зовнішнього повітря при викиді з приміщення, $\text{кг}/\text{м}^3$; $C_{\text{fin.str}}$ – кінцева абсолютна вологість теплого повітря під час викиду, $\text{кг}/\text{м}^3$. Кінцева абсолютна вологість на виході з регенератора при надходженні або відтоку обчислюється наступним чином [216]:

$$C_{\text{fin}} = \frac{C_0}{e^{\frac{\left[\beta \cdot \frac{(-\tau \cdot w \cdot C_0) + H}{A_{\text{max}}} \right]}{w}} + 1} \quad (4.4)$$

де C_{fin} – кінцева абсолютна вологість на виході з регенератора при надходженні або відтоку, $\text{кг}/\text{м}^3$; A_{max} – максимальна адсорбція, $\text{кг}/\text{кг}$; β – коефіцієнта масопередачі, с^{-1} ; w – швидкість вологого повітря, $\text{м}/\text{с}$; H – товщина шару адсорбента, м , і τ – час подачі або викиду, с . Коефіцієнт масопередачі обчислювали згідно [193]:

$$\beta = \left(\frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_{lc}} + \frac{1}{\beta_p} \right)^{-1} \quad (4.5)$$

де β – коефіцієнт масопередачі, с^{-1} ; β_y , β_{lc} , β_p – коефіцієнти масопередачі в газовій фазі, в поздовжньому перерізі і порах, с^{-1} . Температуру припливного повітря пропонується розраховувати як температуру після змішування

холодного повітря з вулиці та теплого повітря в приміщенні під час припливу [216, 220, 221]:

$$t_{fin.r.aft.mix.} = \frac{V_r \cdot t_{0r} + V_{inf} \cdot t_{fin.r}}{V_r + V_{inf}} \quad (4.6)$$

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

Кінцеву температуру холодного повітря при подачі обчислюють за рівнянням теплового балансу, $t_{fin,r}$, °C [218, 219]:

$$t_{fin.r} = (C' \cdot t_{0str} \cdot V_{inf} + 4.19 \cdot t_{0str} \cdot V_{inf} \cdot C_{0.str} + \Delta H_{ads.inf} \cdot M_{ads}) / (C' \cdot V_{inf} + 4.19 \cdot V_{inf} \cdot C_{fin.r}) \quad (4.7)$$

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 теплоакумулюючого матеріалу, м³; $C_{0.str}$ – 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 [216, 219]:

$$V_{inf/outf} = F_s \cdot w \cdot \tau_{inf/outf} \quad (4.8)$$

де w – швидкість потоку вологого повітря, м/с; τ – часу 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 з приміщення на стадії викиду, $t_{fin.str.aft.mix}$, °C [216, 219]:

$$t_{fin.str.aft.mix.} = \frac{V_{str} \cdot t_{0.str} + V_{outf} \cdot t_{fin.str}}{V_{str} + V_{outf}} \quad (4.9)$$

де V_{str} – об'єм повітря на зовнішньому кінці регенератора, м^3 ; $t_{0, str}$, – початкова температура зовнішнього повітря при викиді з приміщення, $^{\circ}\text{C}$; $t_{fin, str}$ – відповідає кінцевій температурі теплого повітря під час викиду, $^{\circ}\text{C}$.

Кінцева температура повітря при викиді розраховується за допомогою теплового балансу, $t_{fin, str}$, $^{\circ}\text{C}$ [219]:

$$t_{fin, str} = \frac{C' \cdot t_{0r} \cdot V_{outf} + 4.19 \cdot t_{0r} \cdot V_{outf} \cdot C_{0r} + \Delta H_{ads, outf} \cdot M_{ads}}{C' \cdot V_{outf} + 4.19 \cdot V_{outf} \cdot C_{fin, str}} \quad (4.10)$$

де C' – об'ємна питома теплоємність повітря, $\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$; t_{0r} – температура повітря в приміщенні (біля теплого кінця регенератора), $^{\circ}\text{C}$; V_{outf} – об'єм повітря, що проходить через шар теплоакумулюючого матеріалу під час викиду, м^3 ; C_{0r} – початкової абсолютна вологість біля теплого кінця регенератора, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\Delta H_{ads, outf}$ – теплота адсорбції при викиді, $\text{кДж}/\text{кг}$; M_{ads} – маса адсорбента, кг ; $C_{fin, str}$ – кінцева абсолютна вологість при відтоці, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Теплота адсорбції під час подачі або викиду, ΔH_{ads} , $\text{кДж}/\text{кг}$, визначають згідно [222]:

$$\Delta H_{ads} = \Delta h \cdot A \cdot \frac{1000}{\mu_{H_2O}} \quad (4.11)$$

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

Адсорбція на стадії подачі або викиду визначається відповідно до рівняння [219]:

$$A = \frac{C_0 - C_{fin}}{M_{ads}} \cdot V \quad (4.12)$$

де V – об'єм повітря, що проходить через шар адсорбенту, м^3 ; C_0 – початкова абсолютна вологість при подачі або викиду, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_{fin} – кінцева абсолютна вологість при припливі або відтоку, $\text{кг}/\text{м}^3$; M_{ads} – маса адсорбента, кг .

Потужність, яку споживає вентилятор [213]:

$$N = \frac{v \cdot \Delta p}{\eta_{vent}} \quad (4.13)$$

де N – потужність, яку споживає вентилятор, Вт ; v – витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp – втрати тиску, Па ; η_{vent} – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Втрати тиску визначали за рівнянням Дарсі – Вейсбаха [223]:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{H}{d_{e.ch}} \quad (4.14)$$

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

Еквівалентний діаметр $d_{e.ch}$, м, визначали згідно [223]:

$$d_{e.ch} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \cdot d \quad (4.15)$$

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

Величина порозності прийнята 0.259, що відповідає найбільш щільній укладці шару адсорбента [223].

Гідродинамічний опір шару адсорбента визначали згідно [223]

$$\xi = \frac{B}{Re_l} \quad (4.16)$$

де B – емпіричний фактор, який прийнято рівним 1900 [223]; Re_l – критерій Рейнольдса для повітря, який проходить через шар адсорбента. Згідно попередніх розрахунків, величини Re_l [219] не перевищують 30 – 40, що відповідає ламінарному режиму течії [223].

Конструкцію адсорбційного регенератора пропонується розраховувати за процедурою, поданою в розділі 2. Структурні характеристики адсорбційного регенератора можна визначити, виходячи з розрахунку навантаження для підігріву припливного повітря на добу, Q_{inf} , відповідно нормативної процедури згідно СНиП 2.04.05-91 [224]:

$$Q_{inf} = 0,28 \cdot L_{inf} \cdot \rho_{air} \cdot c \cdot (t_{in} - t_{ext}) \cdot \tau \quad (4.17)$$

де L_{inf} – витрата повітря, що надходить, м³/год.; ρ_{air} – густина внутрішнього повітря, кг/м³; c , відноситься до питомої теплоємності повітря, кДж / (кг · °С); t_{in} – температура внутрішнього повітря, °С; t_{ext} – температура зовнішнього повітря, °С, τ – період роботи, год./добу.

Потім масу адсорбенту, M_{ads} , кг, обчислюють як відношення навантаження для нагрівання припливного повітря в день і максимального тепла адсорбції.

Максимальну теплоту адсорбції оцінюють згідно рівняння:

$$\Delta H_{ads}^{max} = \Delta h \cdot A_{max} \cdot \frac{1000}{\mu_{H_2O}} \quad (4.18)$$

де $\Delta h \approx 60$ - теплота адсорбції водяної пари, кДж / моль, прийняте Кім та ін. 2016 р. [222]; A_{max} – максимальна адсорбція, кг/кг, μ_{H_2O} – молярна маса води, г/моль.

Об'єм адсорбенту обчислюється як відношення маси і густини адсорбенту [105, 225, 226]. Для оціночного розрахунку густину адсорбенту приймали як 720 кг/м³ згідно [172].

Результати апробації запропонованого алгоритму наведені на рис. 4.3. Результати розрахунків демонструють періодичні залежності температури та абсолютної вологості (рис. 4.3, криві 1 та 2), що якісно відповідає експериментальним даним (рис. 4.3, криві 1 та 2) [218, 219].

Різниця між експериментальними та розрахунковими температурами нижча на 2 – 3°C та 1 – 5°C на холодних і теплих кінцях регенератора (рис. 4.3а). Різниця між експериментальними та обчисленими значеннями абсолютної вологості не перевищує 1 г/м³ на обох кінцях регенератора (рис. 4.3б). Розрахункові значення коефіцієнтів регенерації та вологості складають відповідно 91 та 59% [218, 219]. Їх експериментальні значення – 96 та 64%. Можна зробити висновок, що ця математична модель є адекватною для якісної оцінки експлуатаційних характеристик адсорбційних регенераторів теплоти та вологи у вентиляційних системах.

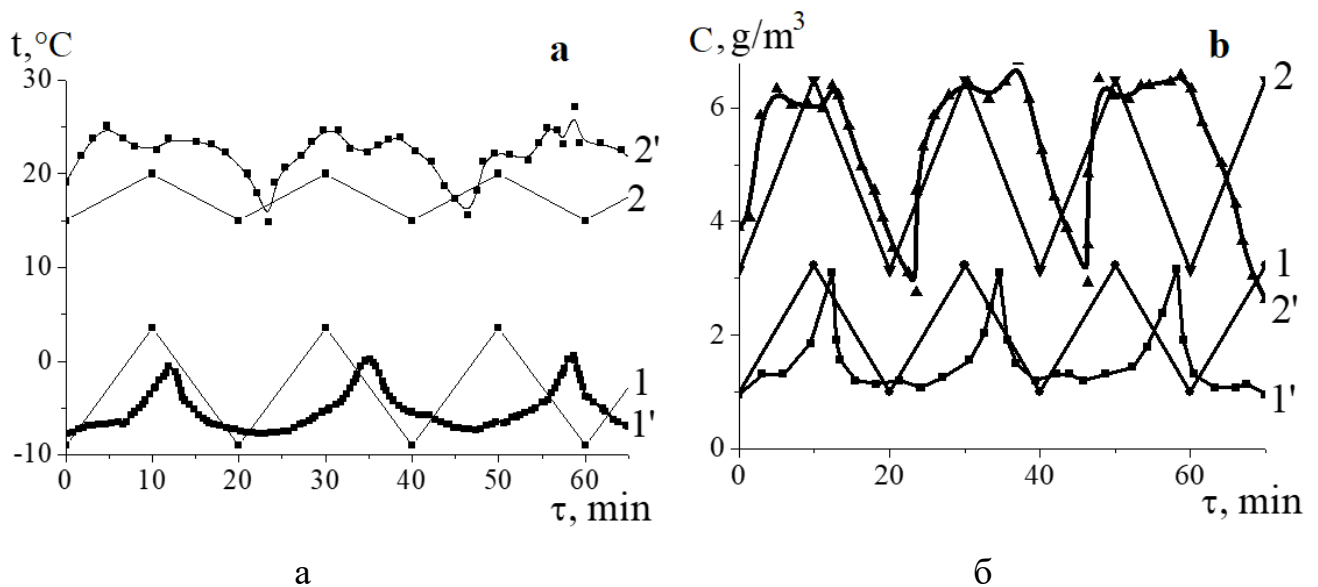


Рис. 4.3. Періодичні залежності температури (а) та абсолютної вологості (б) для адсорбційного регенератора тепла на основі композитного «силікагелю – натрій сульфат». 1,2 – результати розрахунку; 1', 2' – експериментальні дані; 1, 1' – на холодному кінці регенератора; 2, 2' – на теплому кінці регенератора [219].

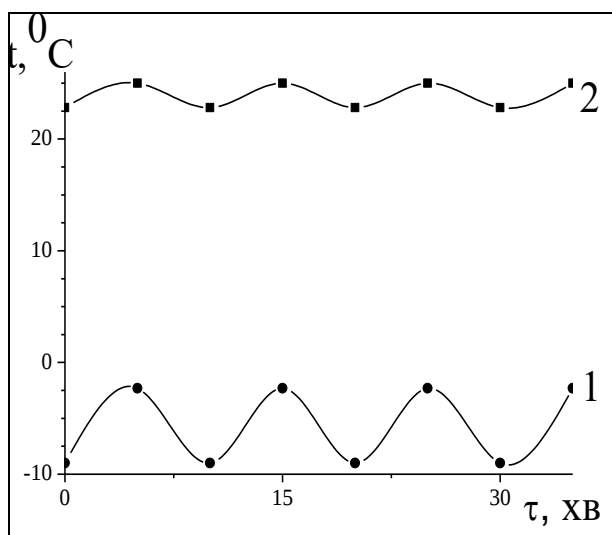
4.3 Експлуатація адсорбційних регенераторів теплоти та вологи в умовах системи вентиляції

Експлуатаційні характеристики регенератора на основі обраного композиту додатково оцінювали моделюванням в умовах звичайної вентиляційної системи житлових приміщень. Теплове навантаження для нагрівання припливного повітря для трикімнатної квартири загальною площею $77,5 \text{ м}^2$ та висотою 2,5 метрів оцінюється як 338,26 МДж на добу, що відповідає 6 годин роботи на день відповідно до результатів розрахунку за СНіП 2.04.05-91 [224, 225]. Потім масу та об'єм адсорбентів, що відповідають тепловому навантаженню, визначали за рівняннями (2.16) та (2.17).

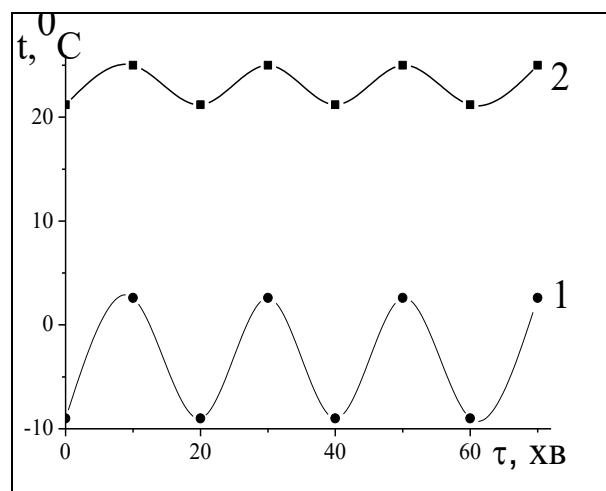
Найбільш ефективними адсорбентами для нагрівання припливного повітря, мабуть, є композити, що містять 80 % сульфату натрію та 20% силікагелю [226, 227]. Маса та об'єм композиту «силікагель – натрій сульфат» для подачі розрахункового теплового навантаження оцінюються як 96,5 кг та $0,134 \text{ м}^3$. Через можливість роботи з регенераторами доцільно

встановити чотири менших адсорбційних регенератора замість одного великого. В результаті маса композиту становить 25 кг на регенератор, об'єм якого становить $0,035 \text{ м}^3$.

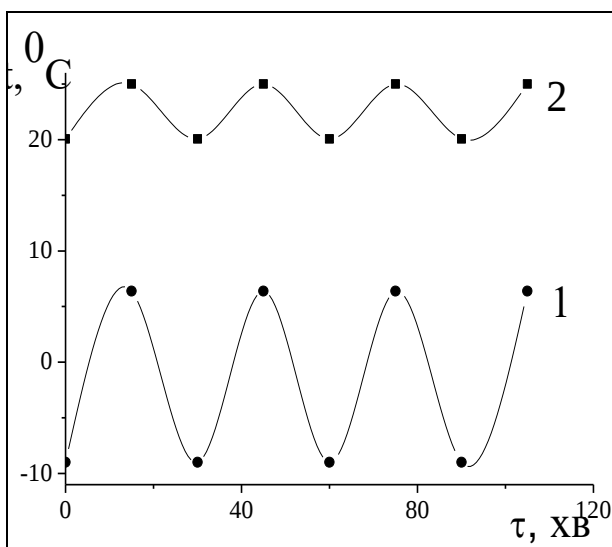
При збільшенні часу перемикавання, тобто зміни напрямку повітряних потоків, зростають амплітуди часово-температурних залежностей як біля холодного, так і теплового кінців пристрою, збільшуються (рис. 4.4) [174, 175].



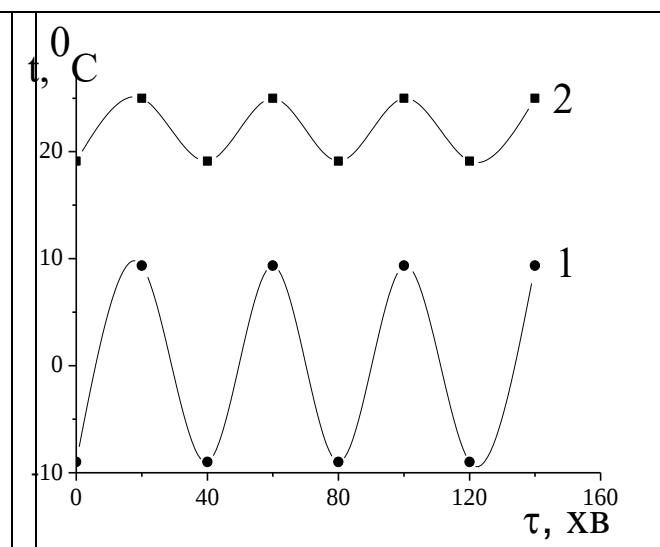
А



Б



В



Г

Рисунок 4.4 – Зміна температури в ході роботи сорбційного регенератора (маса сорбента 25 кг) на холодному кінці (1) та теплому кінці апарата (2). Час перемикавання потоків, хв.: А – 5; Б – 10; В – 15; Г – 20 [220].

Аналогічним образом змінюється і концентрація біля холодного (зовнішнього) та теплового (внутрішнього) кінців пристрою (рис. 4.5).

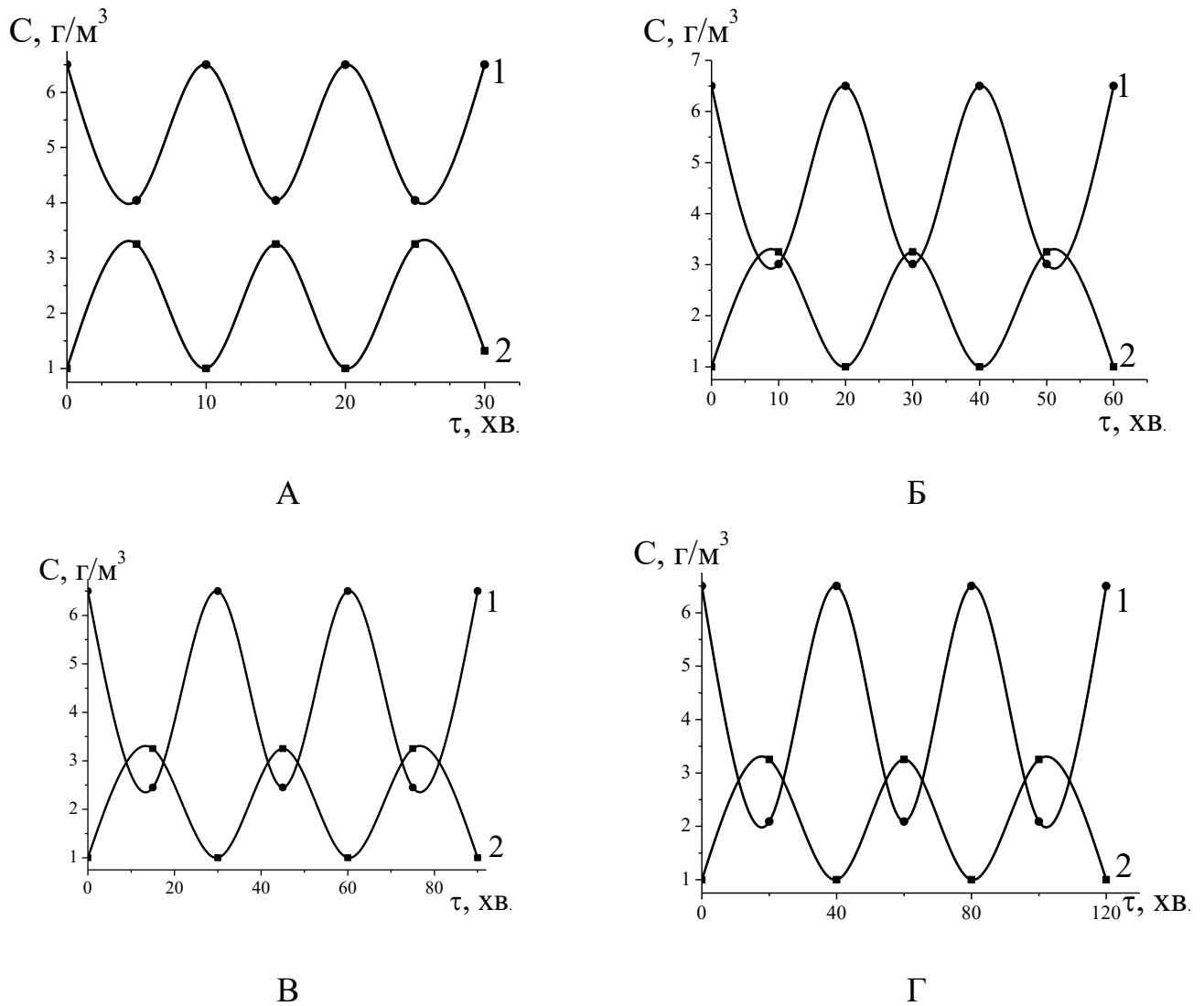


Рис 4.5 – Зміна абсолютної вологості в ході роботи сорбційного регенератора (маса сорбента 25 кг) на холодному кінці (1) та теплому кінці апарата (2). Час перемикання потоків, хв.: А – 5; Б – 10; В – 15; Г – 20 [220].

Це призводить до зниження температурного коефіцієнта корисної дії (рис. 4.5). В той же час, поблизу теплового кінця регенератора абсолютна вологість залишається майже сталою і вологісний коефіцієнт корисної дії (коефіцієнт регенерації вологи) є постійним і дорівнює 59,1%. Він, вочевидь, визначається лише кінетикою адсорбції та абсолютною вологістю внутрішнього та зовнішнього повітря [218].

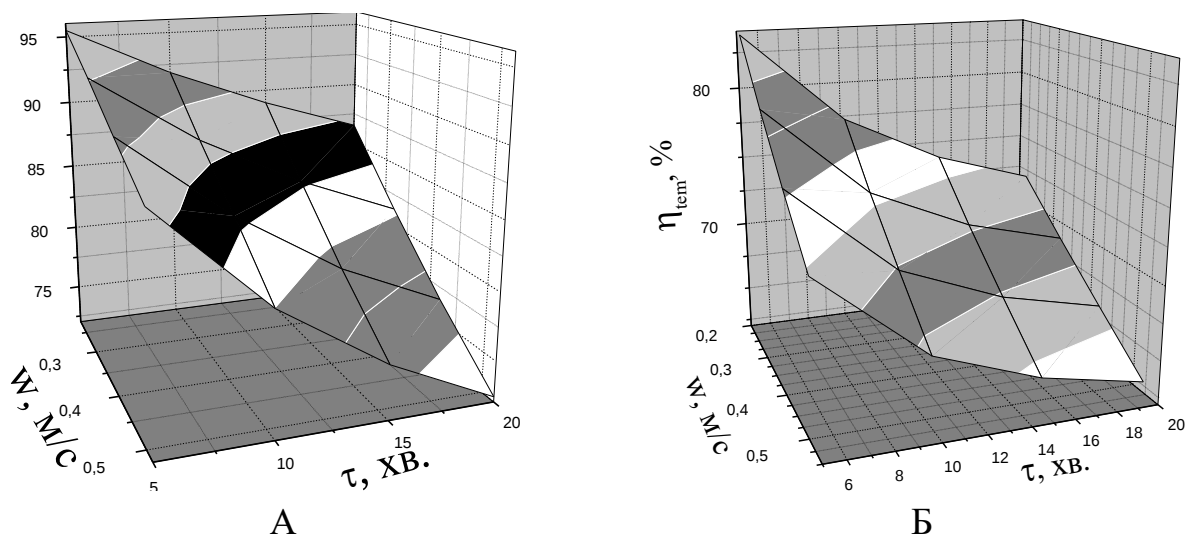


Рис. 4.6. Вплив швидкості потоку вологого повітря і часу перемикавання потоків на температурний коефіцієнт корисної дії адсорбційних регенераторів на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» (а) та «силікагель – натрій ацетат» (б) [227]

Максимальні значення температурного коефіцієнта корисної дії можна досягти, коли швидкість повітряного потоку та час перемикавання не перевищують 0,22 м/с і 5 хв відповідно. Час досягнення максимальної адсорбції сильно визначається швидкістю повітряного потоку. Він монотонно зменшується при збільшенні швидкості повітряного потоку через одночасне збільшення об'єму повітря та кількості вологи, що надходить на шар адсорбенту [216, 219]. Найдовші часи досягнення максимальної адсорбції спостерігаються при швидкості повітряного потоку не більш за 0,22 м/с. Цим швидкостям відповідають і максимальні значення часу насичення адсорбенту, тобто досягнення максимальної адсорбції (рис. 4.7).

На ефективність адсорбційних регенераторів теплоти та вологи сильно впливають метеорологічні умови, тобто температура та абсолютна вологість внутрішнього та зовнішнього повітря. Температурний коефіцієнт корисної дії збільшується при зменшенні різниці між температурами внутрішнього та зовнішнього повітря (рис. 4.8).

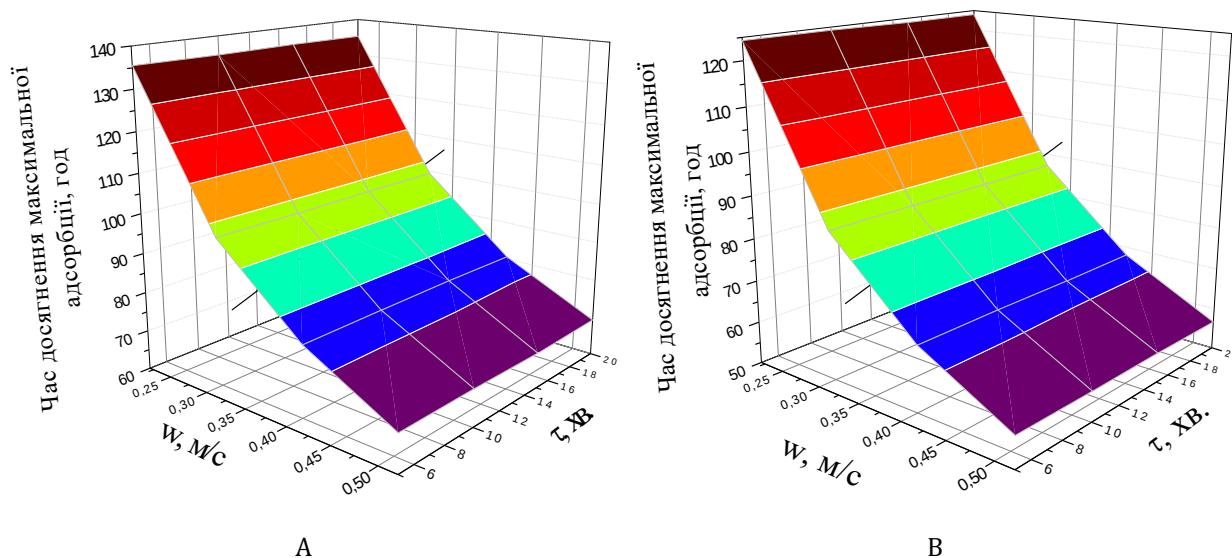


Рис. 4.7. Залежність часу досягнення максимальної адсорбції від часу перемикання потоків для адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій сульфат» (А) та «силікагель – натрій ацетат» (В) [218].

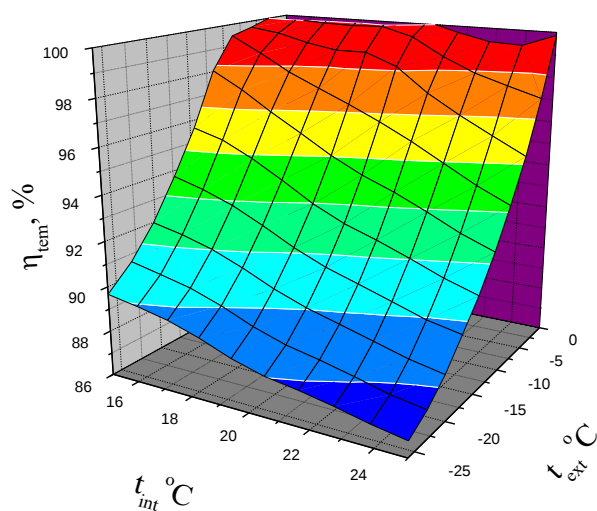


Рис. 4.8. Вплив температур зовнішнього та внутрішнього повітря на температурний коефіцієнт корисної дії адсорбційного регенератора теплоти та вологи [216].

Максимальні значення температурного коефіцієнта корисної дії спостерігаються, коли внутрішні та зовнішні температури знаходяться в межах $15 - 0^\circ\text{C}$ та $-5 - 0^\circ\text{C}$ відповідно.

Як показано на рис. 4.9, вологісний коефіцієнт корисної дії залежить від абсолютної вологості зовнішнього та внутрішнього повітря.

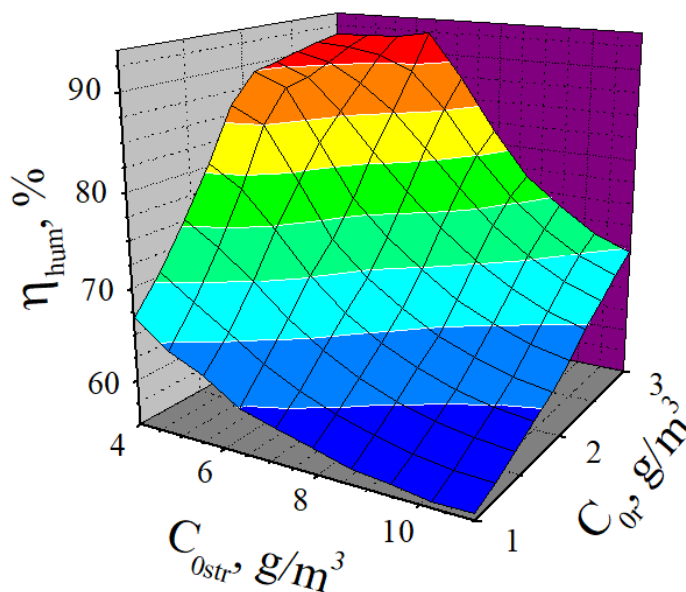


Рис. 4.9. Залежність вологісного коефіцієнта корисної дії від абсолютної вологості внутрішнього та зовнішнього повітря. Швидкість повітряного потоку 0,22 м/с, температура зовнішнього повітря -23°C , температура внутрішнього повітря 25°C , товщина шару адсорбенту 1,1 м, площа поперечного перерізу регенератора $0,0314 \text{ м}^2$ [218]

Підвищення його значень відбувається, коли різниця абсолютних вологості зовнішнього та внутрішнього повітря наближається до мінімуму. Він досягає максимальних значень при абсолютній вологості зовнішнього та внутрішнього повітря $4,0 - 5,0 \text{ г/м}^3$ та $2,75 - 3,0 \text{ г/м}^3$ відповідно.

Традиційним методом аналізу процесів зміни стану вологого повітря є базується на Іd-діаграмі вологого повітря. В оптимальних умовах експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та води (температура та абсолютна вологість зовнішнього повітря 0°C та 4 г/м^3 та температура та абсолютна вологість внутрішнього повітря 16°C та 3 г/м^3) та ці процеси представлені на рис. 4.10.

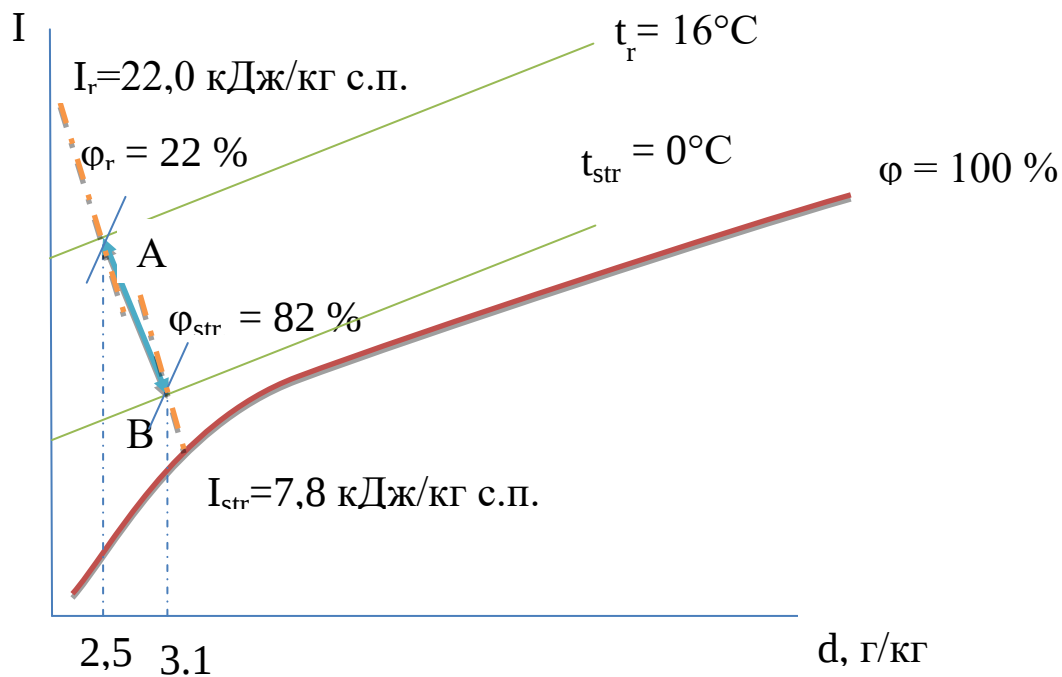


Рис. 4.10. Схема зміни стану вологого повітря при експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи.

Стан повітря всередині приміщення показано точкою А, а зовнішнього повітря точкою В. Відносна зовнішнього повітря складає 82 % проти 22 % всередині приміщення. Але вологовміст повітря при проходженні через шар адсорбента змінюється дуже незначно – на 0,6 г/кг сухого повітря. Різниця ентальпій внутрішнього та зовнішнього повітря теж доволі незначна – майже 14 кДж/кг сухого повітря. Це можна пояснити невеликим підігрівом повітря при адсорбції вологи при проходженні через шар адсорбент.

Час досягнення максимальної адсорбції також залежить від концентрації вологи в зовнішньому та внутрішньому повітрі (рис. 4.11). Максимальні значення досягання максимальної адсорбції відповідають абсолютним вологостям зовнішнього та внутрішнього повітря 4 – 5 г/м³ та 1 – 1,5 г/м³, відповідно.

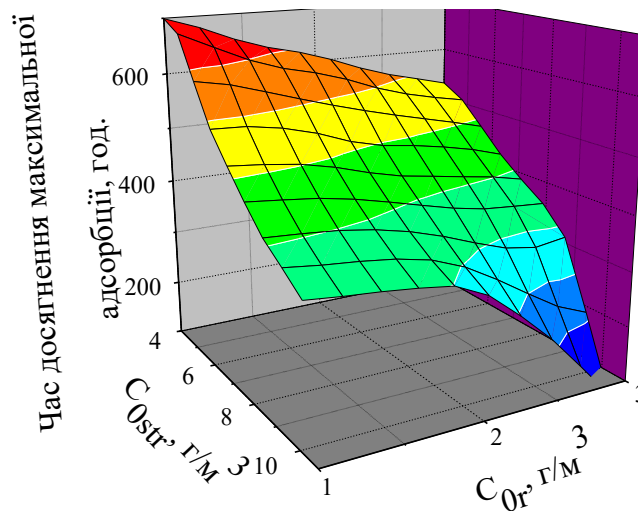


Рис. 4.11. Залежність часу досягання максимальної адсорбції від внутрішньої та зовнішньої вологості. Швидкість потоку повітря 0,22 м/с. Температура зовнішнього повітря -23°C , температура внутрішнього повітря 25°C , товщина шару адсорбенту 1,1 м. Площа поперечного перерізу регенератора $0,0314 \text{ м}^2$ [218].

Конструкційні характеристики адсорбційного регенератора сильно впливають на температурний коефіцієнт корисної дії та втрати тиску, а отже, і споживану потужність вентилятора.

Одночасне збільшення площі поперечного перерізу та обсягу повітря, що проходить через шар адсорбенту, призводить до зниження температурного коефіцієнта корисної дії (рис. 4.12а). Максимальні значення температурних коефіцієнтів корисної дії відповідають площі перерізу шару адсорбенту не більше $0,03925 \text{ м}^2$ (рис. 4.13). Це супроводжується збільшенням втрат тиску через зростання товщини шару адсорбенту (рис. 4.12б).

Однак при цьому поперечний переріз шару адсорбенту зменшується, що призводить до зниження потоку повітря. Отже, ці зміни компенсують одна одну, і споживана потужність вентилятора залишається майже постійною (рис. 4.12в). Вологісний коефіцієнт корисної дії залишається майже сталим і становить 59,1%.

Значення Δp та N зростають пропорційно w і w^2 відповідно (рис. 4.13), згідно рівнянь (4.13), (4.14) і (4.15). Мінімальні значення споживаної

потужності вентилятора 70 – 250 Вт виявлені при 0,12 – 0,22 м/с (рис. 4.14), що відповідає максимальним значенням коефіцієнта регенерації тепла.

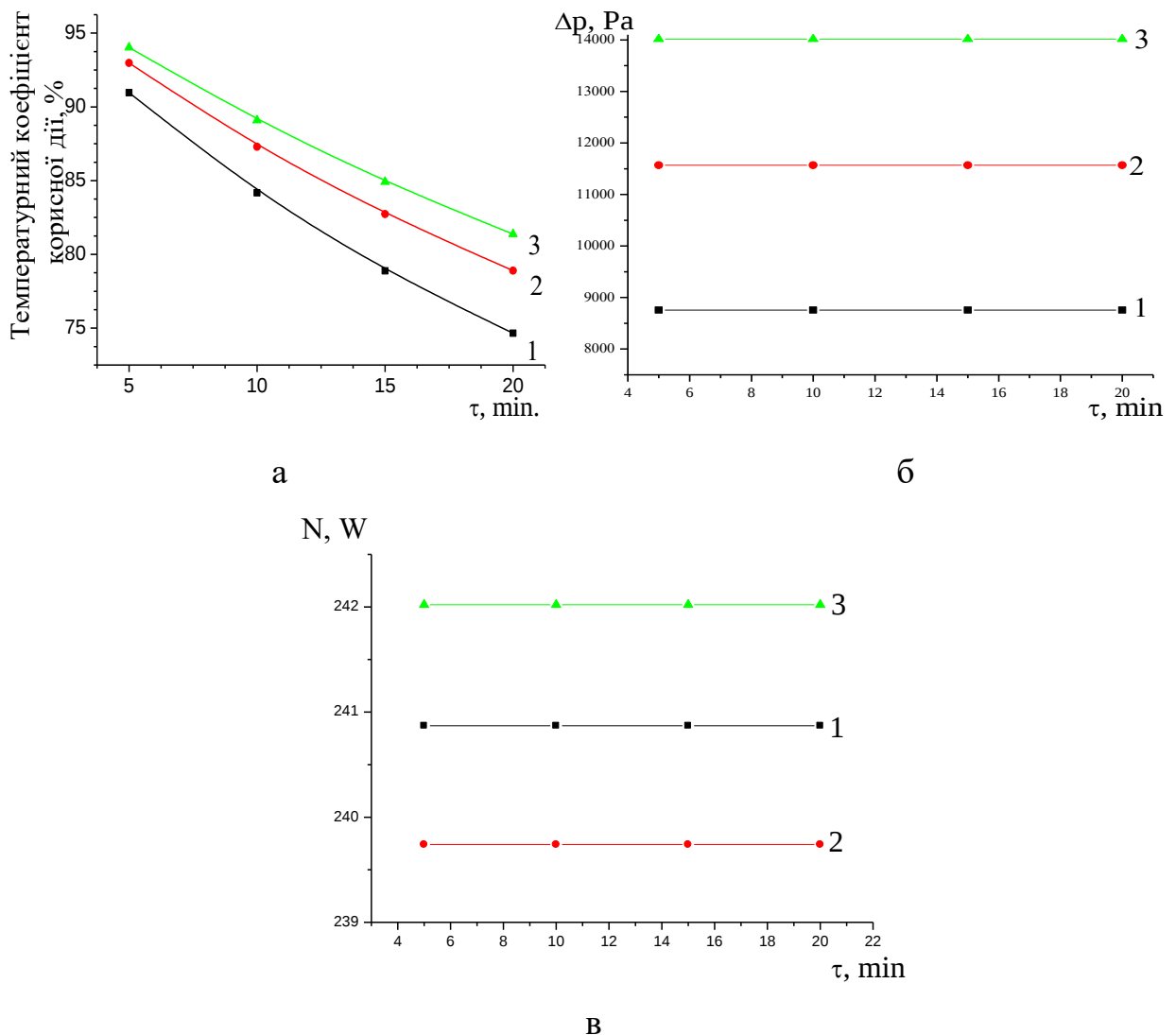
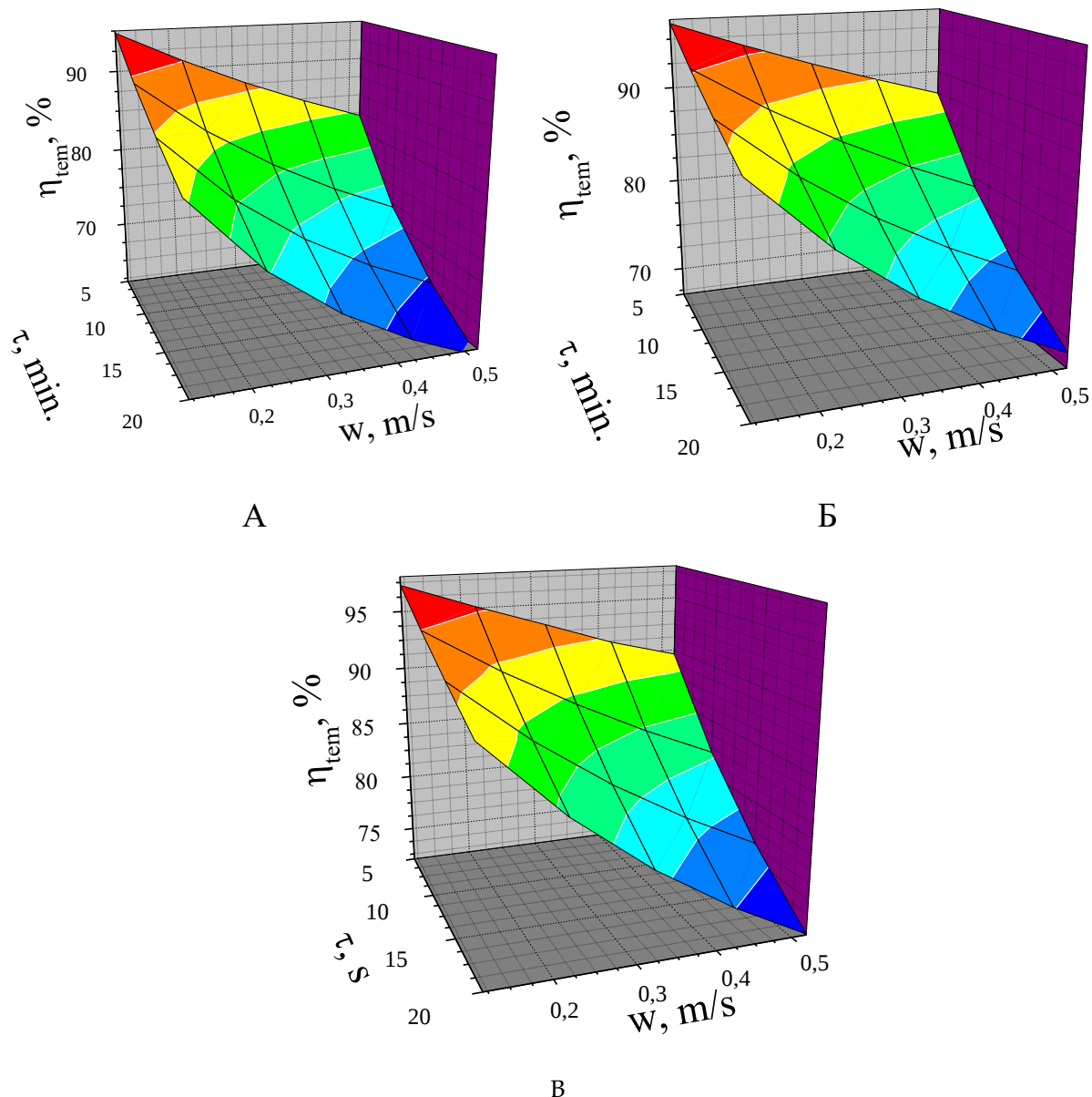


Рис. 4.12. Залежність температурного коефіцієнта корисної дії (а), втрати тиску (б) та споживаної потужності вентилятора (в) від часу перемикавання потоків адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композитного «силікагелю - натрій сульфат». Абсолютна вологість зовнішнього повітря – 6,5 г/м³, абсолютна вологість внутрішнього повітря – 1,0 г/м³. Площа поперечного перерізу шару адсорбенту, м² та товщина шару адсорбенту, м: 1 – 0,0628 та 0,53; 2 - 0,0471 і 0,70; 3 - 0,03925 та 0,848 [228].



а – 0,0628 і 0,53; б – 0,03925 і 0,848; с – 0,0314 і 1,06. Абсолютна вологість зовнішнього повітря 6,5 г/м³, абсолютна вологість повітря в приміщенні 1,0 г/м³

Рис. 4.13. Вплив швидкості повітряного потоку та часу перемикавання повітряних потоків на тепловий коефіцієнт корисної дії для адсорбційних регенераторів тепла та вологи на основі композиту «20 % силікагель– 80 % Na₂SO₄». Площа поперечного перерізу адсорбенту шару, м² і товщина шару адсорбенту, м [225]

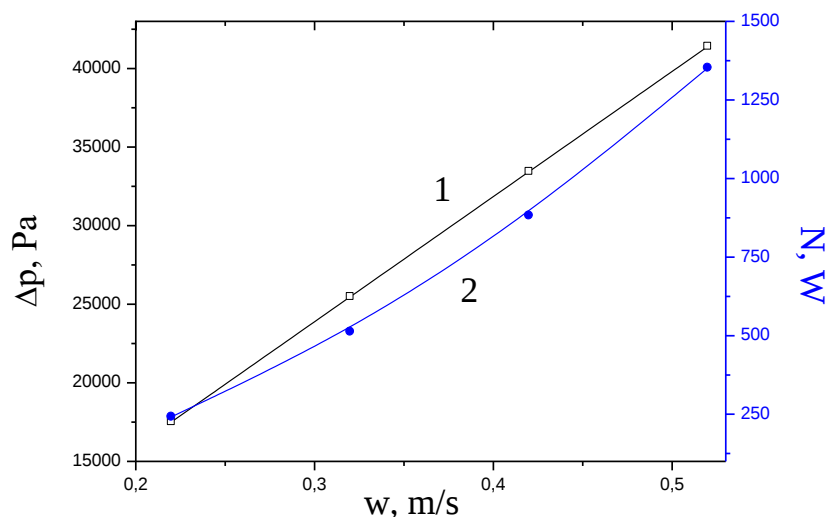
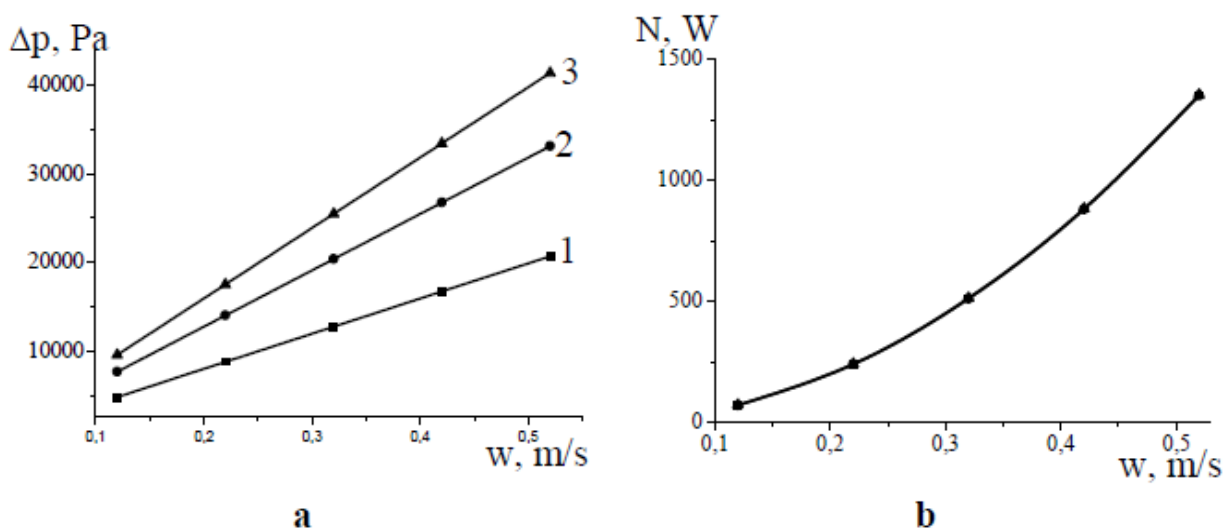


Рис. 4.14. Вплив швидкості потоку повітря на втрату тиску (1) та споживану потужність вентилятора (2) адсорбційного регенератора теплоти та вологи [218].

На втрату тиску та споживану потужність вентилятора сильно впливає швидкість потоку повітря (рис. 4.14, 4.15).



1 – 0,0628 і 0,53; 2 – 0,03925 і 0,848; 3 – 0,0314 і 1,06

Рис. 4.15 – Втрата тиску (а) та споживана потужність (б) адсорбційного регенератора тепла і вологи на основі силікагелю – Na_2SO_4 від швидкості потоку повітря. Площа поперечного перерізу шару адсорбенту, м^2 і товщина шару адсорбенту, м [225]

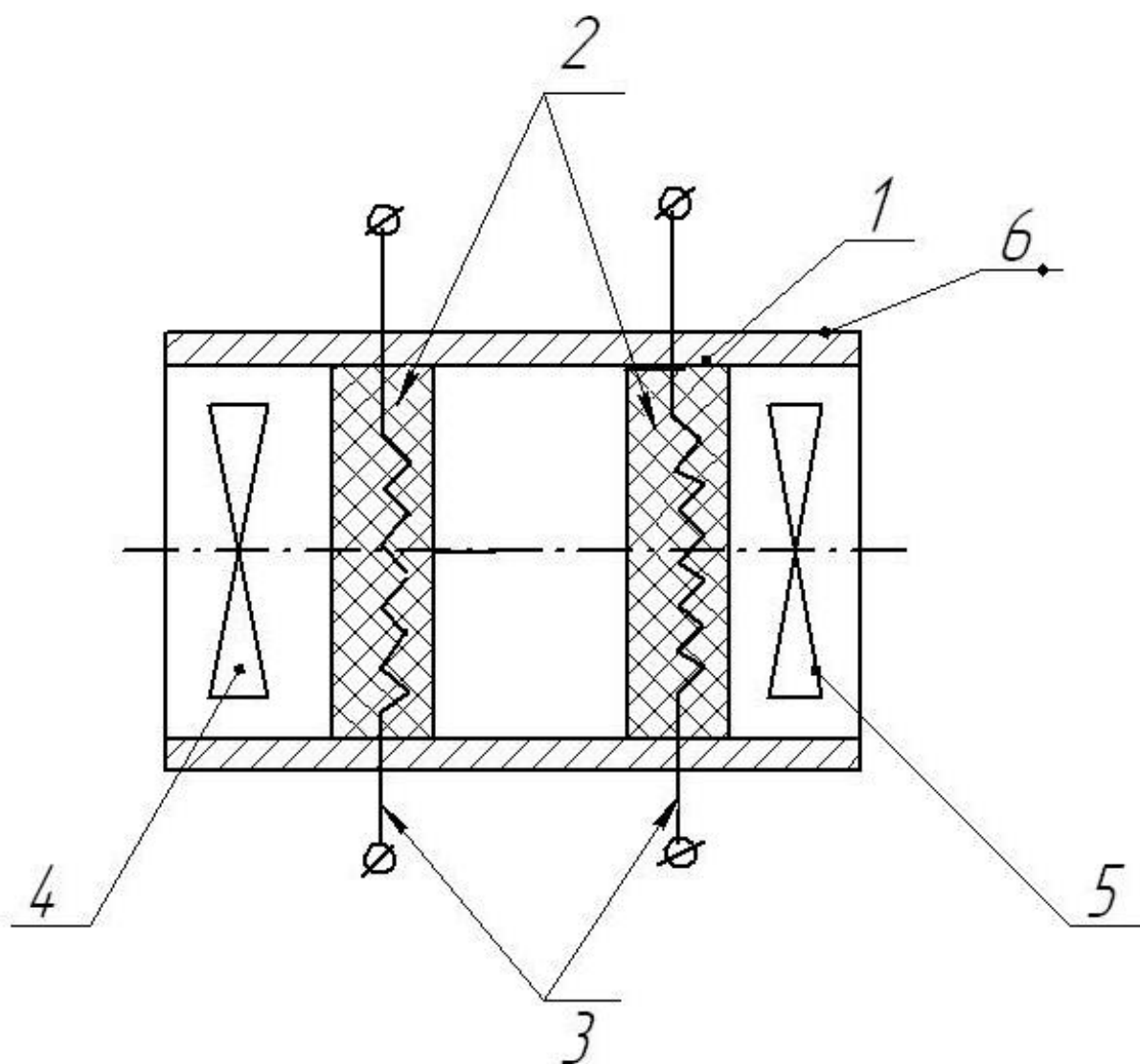
Споживана потужність стандартних кондиціонерів, що працюють на нагрівання повітря в приміщеннях площею 15 – 140 м², коливається в межах від 0,6 до 2,9 кВт [229]. Більш того, на відміну від адсорбційного регенератора, в режимі нагрівання такі кондиціонери регулюють лише відносну вологість внутрішнього повітря.

Коефіцієнти регенерації тепла приладів на основі композитів «силікагель - сульфат натрію» перевищують ці значення для регенераторів з «силікагель - CH₃COONa» як мінімум на 9 – 10% [216, 227]. Проте абсолютна вологість повітря, що припливає, залишається практично постійною. Таким чином, показники вологовіддачі не змінюються. Вологісний коефіцієнт корисної дії оцінюються як 58% і 59% при використанні «силікагелю – CH₃COONa» і «силікагелю - Na₂SO₄».

Отже, в якості вирішальних параметрів для оптимізації експлуатаційних характеристики адсорбційного регенератора теплоти та вологи можна вважати температурний коефіцієнт корисної дії, час досягнення максимальної адсорбції та споживану потужність вентилятора. Температурний коефіцієнт корисної дії може бути використаний для оцінки конструкції цього пристрою.

4.4 Оптимізація конструкції адсорбційного регенератора теплоти та вологи

До недоліків експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора варто віднести невеликий час насичення адсорбента. Для розширення періоду експлуатації пристрою доцільно проводити регенерацію [220]. Принципова схема пристрою подібного пристрою представлена на рис. 4.16. Пристрій для підігріву припливного повітря працює в двох режимах «подача» та «викид», які періодично змінюють один одного. При роботі на «викид» вентилятор 5 всмоктує повітря з приміщення і викидає його в навколишнє середовище.



1 – корпус; 2 – касети, які заповнені адсорбційним теплоакумуючим матеріалом; 3 – резистивні нагрівальні елементи; 4 – вентилятор для подачі повітря; 5 – вентилятор для викиду повітря; 6 – теплова ізоляція.

Рисунок 4.16 Пристрій для підігріву припливного повітря [220]

При цьому повітря проходить через касети з теплоакумуючим матеріалом і нагріває їх до температури яку потрібно підтримувати у приміщенні. При роботі в режимі «подача» вентилятор 5 вимикається, а вмикається вентилятор 4, який забирає повітря з навколишнього середовища і пропускає його через касети 2 до вентилязованого приміщення.

Проходячи крізь шар адсорбційного теплоакумлюючого матеріалу, зовнішнє повітря нагрівається і залишає в ньому надлишок вологи, таким чином у приміщенні здійснюється вентиляція та підтримуються сталі значення температури і вологості. В нічний період здійснюється підігрів адсорбційного теплоакумлюючого матеріалу за допомогою електричних резистивних нагрівальних елементів 3 до температури регенерації, десорбція та видалення вологи.

Запропонований пристрій для підігріву припливного повітря дозволяє здійснювати вентиляцію житлових та складських приміщень протягом всього опалювального періоду. Його висока енергоефективність дозволить істотно скоротити вартість теплопостачання для багатьох категорій користувачів. Даний пристрій може бути використаний в децентралізованих системах вентиляції.

4.5. Ексергетичний аналіз експлуатації адсорбційного регенератора

До ключових критеріїв ефективності слід віднести і ексергетичний коефіцієнт корисної дії адсорбційного регенератора теплоти та вологи. Режим роботи адсорбційного регенератора передбачає чергування двох фаз (рис. 4.17), які відповідають подачі та викиду повітря.

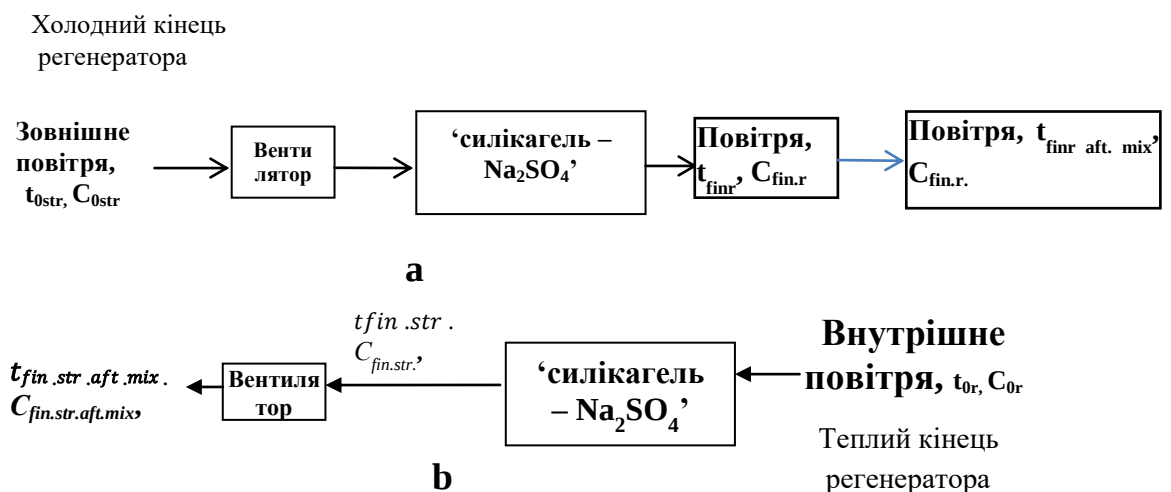


Рис. 4.17. Процеси подачі (а) та викиду (b) адсорбційного регенератора теплоти та вологи.

Відновлену ексергію, яка, вочевидь, відповідає стадії адсорбції при подачі або викиді, розраховують подібно [204]

$$E_{rec} = Q_{ads.inf} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{fin.r}}\right) + Q_{ads.otf} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{fin.str}}\right) \quad (4.19)$$

де Q_{ads} – теплота адсорбції при подачі або викиді, кДж, $T_{fin.r}$ та $T_{fin.str}$ – кінцевої температури повітря, що надходить або викидається, К; T_0 вважається температурою зовнішнього повітря, К.

Ексергію, яка підводиться, можна розрахувати суму ексергій в результаті роботи вентиляторів на подачі та викиді

$$E_{sup} = 2N \cdot \tau \quad (4.20)$$

де N – потужність вентилятора, кВт, τ – час подачі або викиду, с.

Втрати ексергії відповідають втратам ексергії при змішуванні повітря біля холодного та теплого кінців регенератора:

$$\Delta E_{inf} = T_{0str} \cdot C' \cdot (V_{inf} \ln \frac{T_{fin.r.aft.mix}}{T_{fin.r}} + V_r \cdot \ln \frac{T_{fin.r.aft.mix}}{T_{0r}}) \quad (4.21)$$

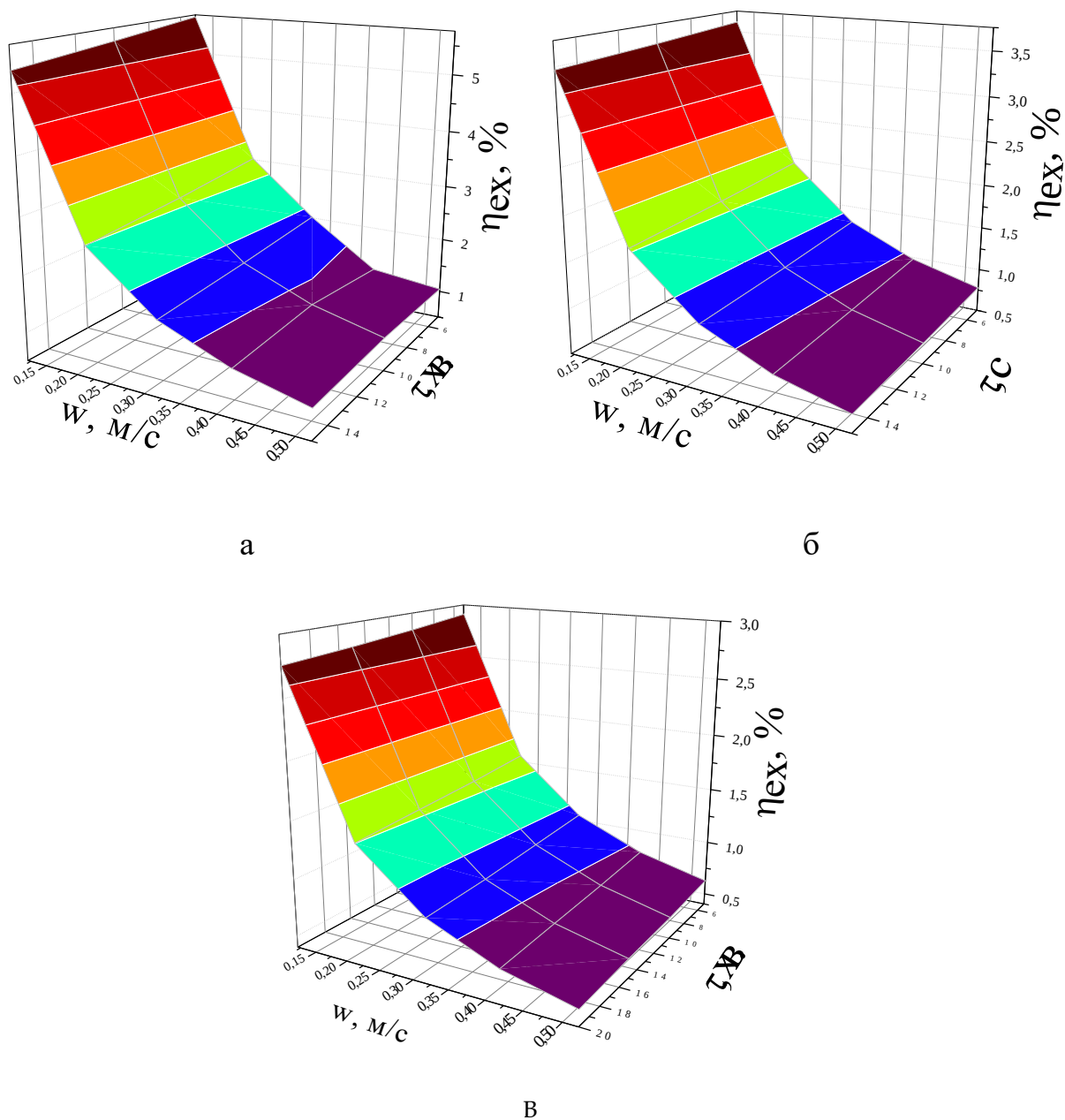
$$\Delta E_{outf} = T_{0str} \cdot C' \cdot (V_{outf} \ln \frac{T_{fin.str.aft.mix}}{T_{fin.str}} + V_{str} \cdot \ln \frac{T_{fin.str.aft.mix}}{T_{0str}}) \quad (4.22)$$

де ΔE_{inf} та ΔE_{outf} – це втрати ексергії в результаті необоротності процесів змішування повітря біля теплого та холодного кінців регенератора, T_{0str} – температура зовнішнього повітря, тобто температура навколишнього середовища, К; T_{0r} – початкова температура повітря в кімнаті, К; V_{inf} та V_{outf} – це об'єми повітря при подачі або викиді відповідно, м³; C' – об'ємна теплоємність повітря, кДж/м³·К; $T_{fin.r}$ – кінцева температура холодного повітря при подачі (біля теплого (внутрішнього) кінці регенератора), К; $T_{fin.r.aft.mix}$ – температура в кімнаті після змішування, К; $T_{fin.str}$ – кінцева температура теплого повітря при викиді з приміщення, К; $T_{fin.str.aft.mix}$ – температура біля холодного (внутрішнього) кінця регенератора після змішування, К.

Ексергетичний ККД регенератора визначається, як

$$\varepsilon = \frac{E_{rec}}{E_{sup}} \cdot 100 \% \quad (4.23)$$

Результати розрахунку показані на рис. 4.18.



а – 0,0628 і 0,53; б – 0,03925 і 0,848; в – 0,0314 і 1,06. Абсолютна вологість зовнішнього повітря $6,5 \text{ г/м}^3$, абсолютна вологість повітря в приміщенні $1,0 \text{ г/м}^3$

Рис. 4.18 – Вплив швидкості повітряного потоку та часу перемикавання повітряних потоків на ексергетичний коефіцієнт корисної дії для адсорбційних регенераторів тепла та вологи на основі композиту «20 %

силікагель– 80 % Na_2SO_4 ». Площа поперечного перерізу адсорбенту шару, м^2
і товщина шару адсорбенту, м

Ексергетичний ККД визначається експлуатаційними параметрами регенератора. Як і температурний коефіцієнт регенерації теплоти він підвищується при зменшенні швидкості потоку повітря і часу перемикавання потоків. Максимальні значення ексергетичного ККД встановлені при швидкості потоку повітря 0,12 – 0,22 м/с, які відповідають мінімальним значенням споживаної потужності вентилятора 70 – 250 Вт.

Ексергетичний ККД адсорбційного регенератора тепла і вологи визначається і його конструктивними характеристиками (рис. 4.18). Зниження площі поперечного перерізу шару адсорбенту сприяє зростанню ексергетичного ККД на відміну від коефіцієнта регенерації теплоти. Це можна пояснити тим, що потужність, яку споживає вентилятор підвищується при зростанні товщини шару адсорбента, оскільки зростає втрата тиску, яка збільшується при підвищенні швидкості потоку повітря та товщини шару адсорбенту (рис. 4.18). Максимальні значення ексергетичного ККД адсорбційного регенератора відповідають площі повздовжнього перерізу 0,0628 – 0,03925 м^2 та товщині шару адсорбента 0,53 – 0,848 м.

На величину ексергетичного ККД вочевидь впливають метеорологічні умови, тобто співвідношення температур зовнішнього та внутрішнього повітря (рис. 4.19). При підвищенні різниці температур зовнішнього та внутрішнього повітря спостерігається збільшення різниці кінцевих температур повітря при подачі та викиді та температури навколишнього середовища, що сприяє підвищенню отриманої ексергії відповідно до рівняння (4.21). На відміну від коефіцієнта регенерації теплоти максимальні значення ексергетичного ККД 3,6 – 3,8 % відповідають температурам зовнішнього та внутрішнього повітря -25 – -20°C та 20 – 25°C.

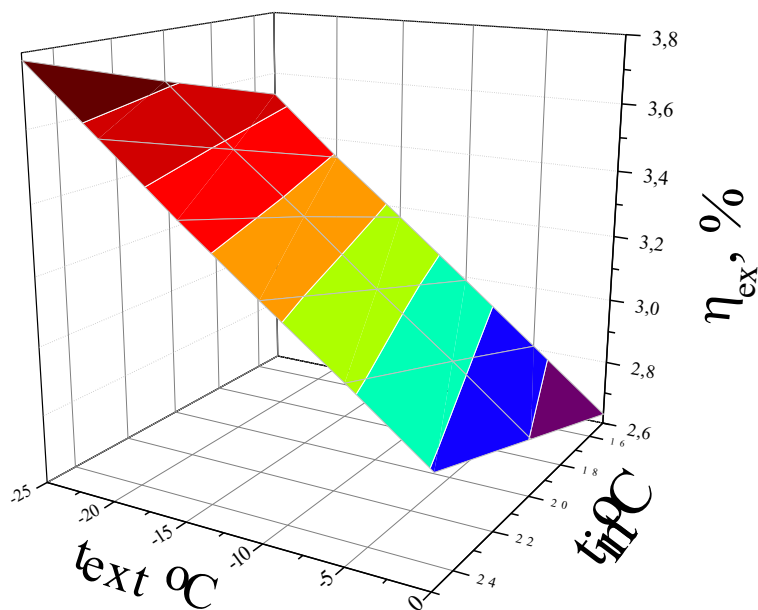


Рис. 4.19 – Вплив температури зовнішнього та внутрішнього повітря на ексергетичний коефіцієнт корисної дії для адсорбційних регенераторів тепла та вологи на основі композиту «20 % силікагель– 80 % Na_2SO_4 ».

4.6 Висновки до розділу 4

1. Досліджено роботу адсорбційного регенератора тепла та вологи на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Отримала подальший розвиток методика визначення основних експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора в умовах системи вентиляції житлових приміщень, яка включає розрахунок теплового навантаження на підігрів припливного повітря протягом доби, граничної адсорбції, теплоти адсорбції, маси та об'єму адсорбента.

2. Запропонована процедура визначення експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи, яка включає обчислення обсягу повітря, який пройшов 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 в приміщенні при подачі, розрахунок концентрації води в повітрі на виході з теплового акумулятора, обсягу повітря, який пройшов через шар теплоакумуючого матеріалу, кінцевої температури теплого повітря, температури повітря після змішування холодного повітря з вулиці і теплого повітря з приміщення при викиді, визначення температурного та вологісного коефіцієнтів корисної дії, сумарної адсорбції і часу досягнення максимальної адсорбції.

3. Проведена симуляція процесів експлуатації адсорбційних регенераторів теплоти і вологи на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат» в умовах типової системи вентиляції житлових приміщень.

4. Встановлена залежність величини коефіцієнта регенерації тепла від швидкості повітряного потоку та часу перемикання потоків. Оптимальними значеннями часу перемикання потоків і швидкості повітряного потоку, які відповідали максимальним значенням коефіцієнта регенерації тепла, встановлені не більше 5 хв і 0,12 – 0,22 м/с. Ці умови відповідають мінімальним значенням перепаду тиску та споживаної потужності вентилятора.

5. Показано вплив конструкції адсорбційного регенератора теплоти та вологи на ефективність регенератора. Запропоновано методику оцінки конструкції та продуктивності адсорбційних регенераторів. Показано підвищення коефіцієнта регенерації теплоти при зменшенні поперечного перерізу шару адсорбенту. Максимальні значення коефіцієнта регенерації тепла визначаються при площі поперечного перерізу шару адсорбенту 0,0314 – 0,03925 м².

6. Показано вплив на ефективність роботи адсорбційного регенератора метеорологічних умов, тобто температур та абсолютних вологостей зовнішнього та внутрішнього повітря. Зменшення різниці між температурами зовнішнього та внутрішнього повітря сприяє зростанню температурного

коефіцієнта корисної дії. Максимальні значення температурного коефіцієнта корисної дії не менш за 90 % відповідають температурам повітря внутрі приміщення та назовні в межах $15 - 0^{\circ}\text{C}$ та $-5 - 0^{\circ}\text{C}$ відповідно. Аналогічним чином температурний коефіцієнт корисної дії залежить від абсолютних вологостей зовнішнього та внутрішнього повітря: його максимальні значення не менш за 90 % встановлені при абсолютній вологості зовнішнього та внутрішнього повітря $4,0 - 5,0 \text{ г/м}^3$ та $2,75 - 3,0 \text{ г/м}^3$ відповідно.

7. Проведено аналіз ексергетичної ефективності адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композиту «силікагель – натрій сульфат». Встановлено, що максимальні значення ексергетичного ККД 3 – 5 % відповідають швидкості потоку повітря $0,12 - 0,22 \text{ м/с}$ та часу перемикання потоків до 5 хвилин, що відповідає умовам, при яких спостерігаються максимальні значення коефіцієнта регенерації теплоти.

8. Показано вплив метеорологічних умов на ексергетичний коефіцієнт корисної дії адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композиту «силікагель – натрій сульфат». Встановлено, що максимальні значення ексергетичного ККД відповідають температурам зовнішнього повітря $-25 - -20^{\circ}\text{C}$ та $20 - 24^{\circ}\text{C}$ внутрішнього повітря.

Результати роботи, представлені в розділі 3, опубліковані в фахових та наукометричних виданнях [212 – 216, 218, 219, 225], представлені на міжнародних та Всеукраїнських конференціях [116, 220, 221, 226 – 228], а також в розділі монографій, які видано в Євросоюзі [114], а також монографіях, виданих в закордонних видавництвах [174, 175].

5. КОНСТРУКЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АДСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ОСНОВІ КОМПОЗИТНИХ АДСОРБЕНТІВ

5.1 Експлуатація адсорбційного геліокондиціонера на основі композитних адсорбентів

Конструкція адсорбційного сонячного кондиціонера наведена на рис. 5.1.

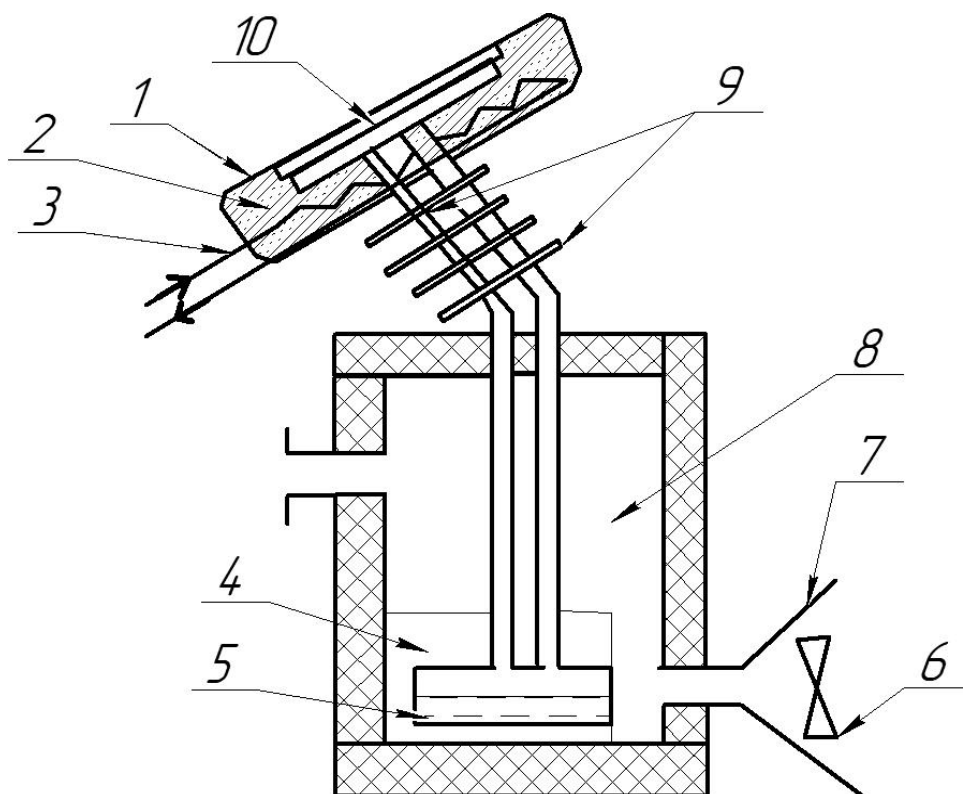


Рис. 5.1. Адсорбційний кондиціонер: 1 - адсорбер; 2 – теплоакumuлюючий матеріал (адсорбент); 3 – гідравлічний контур; 4 - водяний акумулятор холоду; 5 – випарник; 6 – вентилятор; 7 - кожух; 8 – холодинна камера; 9 - конденсатор; 10 - прозорий стільниковий полікарбонатний пластик

Основні його модулі включають адсорбер (1), об'єднаний з сонячним колектором, конденсатор (9) та випарник (5), який розміщено в холодинній

камері (8). Для зменшення впливу погодних умов на час регенерації в шарі адсорбенту встановлено гідравлічний контур (3). Холодильна камера об'ємом 3 м³ виготовлена із сталі марки 30Х товщиною 0,5 мм. В якості теплоізоляції використовували пінополістирол.

Адсорбційного кондиціонер, як і холодильник, працює відповідно до термодинамічного циклу, показаного на рис. 5.2 [231 – 233].

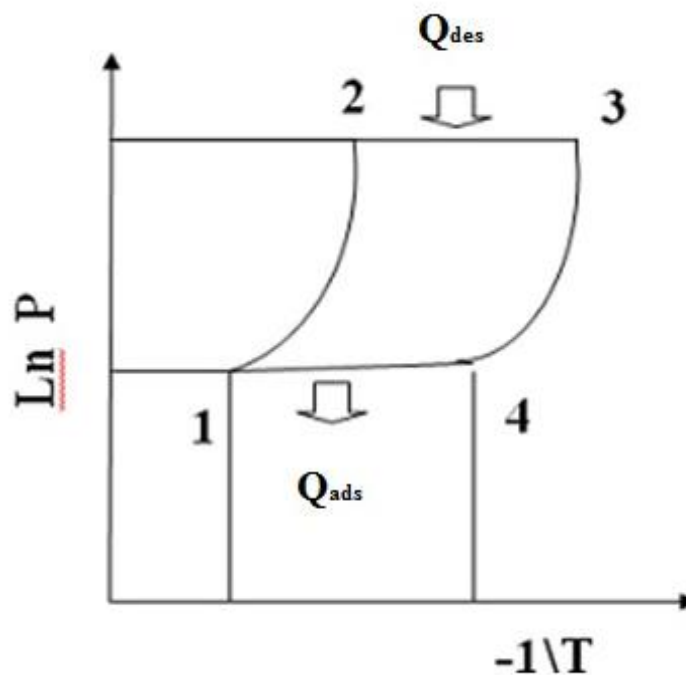


Рис. 5.2. Цикл роботи адсорбційного холодильника [231 – 233]

Експлуатація відбувається в двостадійному режимі. Перша стадія відповідає отриманню холода (рис. 5.2, лінія 3-4-1 - адсорбція та випаровування води).

Водяна пара починає дифундує через конденсатор до адсорбера, де поглинається шаром адсорбента, що сприяє випаровуванню води в випарнику (5), і, отже, відведенню теплоти від холодильної камери (8), і, отже, від охолоджуваного повітря, який прокачується через холодильну камеру за допомогою вентилятора (6). Через великий об'єм води, що міститься в стінках холодильної камери та акумуляторі холода (4),

температура в ній підтримується на рівні 5 - 10°C протягом 10 – 20 годин, поки не почнеться наступний цикл. Температура в адсорбері (1) значно зростає за рахунок адсорбції води адсорбентом (2). Для відведення цього тепла вода подається до контура (3). Гаряча вода може бути підведена споживачеві в систему гарячого водопостачання або опалення або використовується для регенерації адсорбційного матеріалу на другому етапі роботи кондиціонера.

Друга стадія відповідає регенерації адсорбенту (рис. 5.2, лінія 1-2-3 - десорбція та конденсація води). Адсорбент (2) нагрівається за допомогою сонячної енергії та/або пропускаючи через контур (3) гарячу воду, нагріту на першій стадії. Отже, вплив погодних умов на час відновлення матеріалу зменшується. Вода збирається в конденсаторі (9) і стікає до випарника (5). Потім починається процес охолодження.

5.2. Визначення маси води та композиційного адсорбенту, необхідного для роботи адсорбційного кондиціонера

Кількість тепла, яке потрібно відібрати від охолоджуваного повітря, можна розрахувати згідно з [234] як суму теплоти, яка необхідна для компенсації загальних теплопритоків до приміщення, які виникають за рахунок:

- 1) різниці температур всередині приміщення та зовнішнього повітря, а також сонячної радіації Q_1 ;
- 2) експлуатації оргтехніки та побутових приладів Q_2 ;
- 3) людей, які знаходяться в приміщенні Q_3 .

Теплопритоки до приміщення, які виникають за рахунок: різниці температур всередині приміщення та зовнішнього повітря, а також сонячної радіації Q_1 визначаються за формулою [234]:

$$Q_1 = V \cdot q_{\text{пит}}, \text{ Вт} \quad (5.1)$$

де $V = S \cdot h$ — об'єм приміщення;

S — площа приміщення;

h — висота приміщення;

$q_{\text{пит}}$ — питоме теплове навантаження, приймається: 35 Вт/м^3 — середнє значення або $35\text{--}40 \text{ Вт/м}^3$, за наявності великого оскління з сонячного боку.

В загальному випадку величина теплоприпливів від обладнання визначається за формулою [234]:

$$Q_2 = Q_{\text{об}} = N \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (5.2)$$

де N — споживана потужність, Вт;

K_1 — коефіцієнт переходу електроенергії до теплової (100 – 80%);

K_2 — коефіцієнт використання обладнання (30–80%).

Теплопритоки від людей, які є в приміщенні Q_3 .

$$Q_3 = q \cdot n, \text{ Вт}, \quad (5.3)$$

де q — питомі теплоприпливи від однієї людини, Вт;

n — кількість людей в приміщенні.

Сумарна кількість теплонадходжень, Вт [234]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \text{ Вт}. \quad (5.4)$$

До підрахованих теплонадходжень додається 20% на невраховані теплоприпливи:

$$Q_{\text{заг}} = 1,2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \text{ Вт} \quad (5.5)$$

Охолодження в холодильній камері відбувається за рахунок випаровування води у випарнику. Кількість тепла, що відводиться в холодильній камері, можна розрахувати з урахуванням тепла випаровування води (ΔH_{ev} , кДж / кг) [235 – 237]:

$$Q_2 = \Delta H_{\text{ev}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}, \text{ кДж} \quad (5.6)$$

Отже, маса води, яка необхідна відведення теплоти від холодильної камери ($M_{\text{H}_2\text{O}}$, кг) [174, 175]:

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = (Z_{\text{в}} \cdot Q_2) / \Delta H_{\text{ev}}, \text{ кг} \quad (5.7)$$

де $Z_{\text{в}}$ – коефіцієнт покриття. Для підтримки безперервної роботи пристрою приймається 1,05 [175].

З метою компенсації добової мінливості метеорологічних умов маса робочої рідини збільшується на 50%. Отже, маса води у випарнику становитиме $1,5 \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}$, кг.

Масу адсорбенту можна розрахувати як [175, 238]:

$$M_{\text{ads}} = M_{\text{H}_2\text{O}} / A_{\text{lim}} \quad (5.8)$$

де A_{lim} – відповідає максимальній адсорбції адсорбента, кг/кг.

Витрати теплоти на регенерацію можна розрахувати, як [235 – 237]:

$$Q_3 = m_k \cdot C_k \cdot \Delta T_1 + m_w \cdot C_w \cdot \Delta T_1 + m_B \cdot \Delta H_{\text{des}}, \text{ кДж} \quad (5.9)$$

де ΔT_1 – різниця між температурою адсорбенту і температурою регенерації, К; ΔH_{des} – теплота десорбції води, кДж/кг; m_k і m_w – відповідно маса

композиту і адсорбованої води, кг; C_k і C_w – теплоємність композиту та води відповідно, кДж / кг • К.

Адсорбент можна регенерувати за рахунок теплоти, що постачається сонячною енергією. Необхідна площа поверхні сонячного колектора обчислюється за формулою [175, 237 – 239]:

$$F_k = (Z_k \cdot Q_3) / Q_k, \text{ m}^2 \quad (5.10)$$

де Z_k – коефіцієнт покриття площі поверхні сонячного колектора, він вводить поправку безперервної роботи холодильника при несприятливих погодних умовах. Залежно від регіону коефіцієнт покриття можна прийняти за 1,5 - 2,5. Q_k відноситься до кількості теплоти, що подається до адсорбенту на 1 м² площі поверхні колектора, кДж / м².

Основні конструктивні характеристики сонячного колектора, розраховані за рівнянням (5.1) - (5.10) для різних холодопродуктивностей представлені в таблиці 5.3. Коефіцієнт покриття сонячного колектора приймаються 2.

Маса адсорбента для заданої холодопродуктивності, вочевидь, майже в два рази більше для композиту «силікагель – натрій ацетат», оскільки його гранична адсорбція майже в два рази менше, ніж у композита «силікагель – натрій сульфат». Витрати теплоти на регенерацію адсорбентів є практично ідентичними, але необхідна маса композита «силікагель – натрій сульфат» менше в два рази, що вимагає менших витрат на його нагрівання, і, отже, дещо менших значень площі сонячного колектора.

5.3. Холодильний коефіцієнт сонячного адсорбційного кондиціонера

Холодильний коефіцієнт, або коефіцієнт перетворення енергії (COP) є критерієм ефективності системи охолодження або охолоджуючого пристрою, який розраховується як відношення теплоти, що відводиться від джерела холоду, до енергії, необхідної для цієї операції. Отже, це. COP оцінює ступінь перетворення енергії, що подається в систему. Цей коефіцієнт дуже корисний для порівняння подібних систем, що працюють за одним базовим циклом та технологією.

Таблиця 5.3

Базові характеристики адсорбційного кондиціонера. Різниця між температурою адсорбенту і температурою регенерації 30 К.

Холодопродуктивність, МДж/добу	Маса води, кг	Адсорбент	Маса адсорбента, кг	Площа сонячного колектора, м ²
358	225,57	Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	217,56	85,33
		Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %	408,56	85,98
179	112,79	Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	107,83	42,66
		Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %	202,48	42,98
89,5	56,39	Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	53,91	21,33
		Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %	101,24	21,49

Холодильний коефіцієнт циклу (COP_c) адсорбційної системи охолодження розраховується наступним чином [239 – 241]:

$$COP_c = \frac{Q_e}{Q_{reg}} \quad (5.11)$$

де Q_e – кількість теплоти, яка відведена від випарнику, Q_{reg} – теплота, яка передається адсорберу для сприяння його регенерації адсорбента.

Величину Q_e визначають, як різницю між прихованою теплотою випаровування холодоагенту (тобто охолоджуючого агента) та ємнісною теплотою, яка необхідна для охолодження холодоагенту від температури конденсації до температури випаровування [242]:

$$Q_e = M \cdot [h_e - C_p \cdot (T_c - T_e)] \quad (5.12)$$

де M – маса холодоагенту, десорбованого за один робочий цикл, h_e – прихована теплота випаровування холодоагенту, C_p – питома теплоємність рідкого охолоджуючого агента, тобто холодоагенту, T_c і T_e – температури конденсації та випаровування відповідно.

Значення Q_{reg} визначається як сума теплоти Q_{d1} , прикладеної до адсорбенту, коли як температура, так і тиск зростають по лінії 1 - 2 (рис.5.2), а тепло Q_{d2} , яку підведено до адсорбенту, що виділяє пари холодоагенту (рис. 5.2, лінія 2 - 3):

$$Q_{reg} = Q_{d1} + Q_{d2} \quad (5.13)$$

Експлуатаційний холодильний коефіцієнт (COP_n) адсорбційної холодильної геліосистеми розраховують, як відношення теплоти, що відведено від холодного джерела (Q_e) [243]

$$COP_n = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (5.14)$$

Це значення називається сонячним або експлуатаційним коефіцієнтом перетворення енергії.

Сонячна енергія, що подається системі, може бути визначена як добуток площі поверхні сонячного колектора F_k шляхом інтегрування потоку сонячного випромінювання на поверхню колектора (F_k) протягом однієї доби роботи [175, 243]:

$$Q_s = F_k \cdot \int_0^{24 \cdot 3600} G dt \quad (5.15)$$

Крім того, експлуатаційний COP можна розрахувати, враховуючи охолодження води або інших речовин, які містяться в холодильній камері [174]:

$$COP_{s(n)} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T_l}{F_k \cdot \int_0^{24 \cdot 3600} G dt} \quad (5.16)$$

де m – маса води або інших речовин, розміщених в холодильній камері, c_p відповідає їх питомій температурі, ΔT_l – різниці температур.

Враховуючи кількість теплоти, яка отримана композитом, рівняння (5.16) перетворюється на [174]:

$$COP_{s(n)\eta} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T_l}{\eta \cdot F_k \cdot \int_0^{24 \cdot 3600} G dt} \quad (5.17)$$

де η - коефіцієнт корисної дії сонячного колектора.

Більше того, чистий сонячний коефіцієнт перетворення можна оцінити за експериментальними середньомісячними температурними залежностями в холодильній камері та для зовнішнього повітря протягом 24 годин, тобто протягом денного циклу [174]:

$$COP_n^{\text{exp}} = \frac{k \left(\int_0^{24 \cdot 3600} T_{\text{env}} d\tau - \int_0^{24 \cdot 3600} T_{\text{ch}} d\tau \right)}{A_c \cdot \int_0^{24 \cdot 3600} G dt} \quad (5.18)$$

де k – питома теплоємність матеріала в холодильній камері та повітря в ній, кДж/К:

$$k = C_M \cdot M_M + C_A \cdot M_A + C_S \cdot M_S \quad (5.19)$$

Де C_M , C_A та C_S – питомі теплоємності матеріалу холодильної камери, повітря в ній та речовин, які розміщено в холодильній камері, M_M , M_A , M_S – маси матеріалу холодильної камери, повітря в ній та речовин, які розміщено в холодильній камері; $\int_0^{24 \cdot 3600} T_{env} d\tau$ and $\int_0^{24 \cdot 3600} T_{ch} d\tau$ – площі під температурними кривими зовнішнього повітря та вітрі холодильної камери.

Враховуючи коефіцієнт корисної дії сонячного колектора, експлуатаційний сонячний COP визначають, як [174]

$$COP_\eta = \frac{k \left(\int_0^{24 \cdot 3600} T_{env} d\tau - \int_0^{24 \cdot 3600} T_{ch} d\tau \right)}{\eta \cdot F_k \cdot \int_0^{24 \cdot 3600} G dt} \quad (5.20)$$

Дані про інтенсивність загальної середньодобової сонячної радіації за період з травня по вересень та COP сонячних адсорбційних холодильників на основі композитів «силікагель – натрій ацетат» та «силікагель - натрій сульфат», розраховані за рівняннями (5.17) - (5.20), якщо сонячний колектор, встановлено під кутом 30° до горизонту в південній орієнтації в Дніпрі, Україна (Дніпропетровськ), наведено в таблицях 5.2 та 5.3.

Відповідно до результатів, представлених у таблицях 5.2 та 5.3, коефіцієнти продуктивності сонячного адсорбційного холодильника значно різняться. Очевидно, що на COP_c , що характеризує ефективність власного циклу, загальна середньомісячна величина сонячної радіації не впливає. Навпаки, значення експлуатаційних холодильних коефіцієнтів, як експериментальних (COP та COP_η), так і розрахункових ($COP_{s(n)}$ та $COP_{s(n)\eta}$), показують монотонне збільшення. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями є наслідком того, що неоднорідний склад адсорбенту, зміна пористості шару під час експлуатації та нерегулярність адсорбційно-десорбційної поведінки, спричинені цими факторами, не можуть бути враховані в теоретичних розрахунках.

Таблиця 5.2

Холодильні коефіцієнти сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій ацетат» [174]

Місяць	Загальний середньомісячний поток сонячної радіації (кВт- год/м ²)	COP_c	$COP_{s(n)}$	$COP_{s(n)\eta}$	COP_n^{exp}	COP_η
Травень	5,99	1.021	0.175	0.291	0.100	0.167
Червень	5,86	1.021	0.179	0.298	0.102	0.171
Липень	6,06	1.021	0.173	0.288	0.099	0.165
Серпень	5,66	1.021	0.185	0.308	0.106	0.176
Вересень	4,41	1.021	0.238	0.396	0.136	0.227

Таблиця 5.3

Холодильні коефіцієнти сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат» [163]

Month	Загальний середньомісячний поток сонячної радіації (кВт- год/м ²)	COP_c	$COP_{s(n)}$	$COP_{s(n)\eta}$	COP_n^{exp}	COP_η
Травень	5,99	1.084	0.121	0.201	0.089	0.149
Червень	5,86	1.084	0.133	0.207	0.091	0.152
Липень	6,06	1.084	0.119	0.199	0.088	0.147
Серпень	5,66	1.084	0.128	0.213	0.094	0.157
Вересень	4,41	1.084	0.164	0.273	0.121	0.202

Холодильні коефіцієнти адсорбційного холодильного циклу для

пристроїв на основі композиційного адсорбенту «силікагель - натрій ацетат» (1.021) досить близькі до подібних приладів на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» (1.084), які синтезовано згідно [240, 241]. Це обумовлено нижчою температурою регенерації композиційного «силікагель – натрій ацетат» (60°C) порівняно з "силікагелем – натрій сульфат " (90°C) і меншою масою необхідного композиційного «силікагелю – натрій сульфат», яка необхідна для підтримування однакової холодопродуктивності. У той же час значна різниця в температурі регенерації призводить до значної різниці експлуатаційних холодильних коефіцієнтів. Отже, для адсорбційних холодильників на основі композиту «силікагель – CH_3COONa » приблизно в 2 рази вище порівняно з композитом «силікагель – Na_2SO_4 ».

Таким чином, ефективність роботи сонячного адсорбційного холодильника при застосуванні композиту «силікагель – натрій ацетат » вища порівняно з аналогічним холодильником на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат ».

Характеристики композитних адсорбентів сильно впливають на холодильний коефіцієнт [240, 241, 243]. Наприклад, згідно з результатами, наведеними в таблиці 5.4, максимальні значення COP_c адсорбційного холодильного циклу вказані для композиційних матеріалів, що містять, у масі. %: силікагель – 20 та сульфат натрію – 80.

Очевидно, збільшення вмісту сульфату натрію в композиті призводить до зменшення маси композиту, а отже, і кількості тепла, необхідного для регенерації адсорбенту. Кількість тепла, необхідна для регенерації композиту Q_3 , залежить від різниці температур температури регенерації та адсорбенту після адсорбції ΔT_1 . Отже, його зростання призводить до монотонного зниження холодильного коефіцієнта. Максимальні значення COP_c вказані при ΔT_1 не більше 65°C . Отже, холодильний коефіцієнт адсорбційного холодильника та вміст натрій сульфату в композиті, як стверджується, збільшується одночасно. Зростанню COP_c сприяє зменшення різниці між температурою адсорбенту та температурою регенерації.

Таблиця 5.4

Холодильні коефіцієнти сонячного адсорбційного кондиціонера на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат»

Склад адсорбенту, мас. %		Гранична адсорбція кг/кг	Маса адсорбента, kg.	Холодильний коефіцієнт при ΔT_1		
Na ₂ SO ₄	Силікагель			$\Delta T_1 = 65^\circ\text{C}$	$\Delta T_1 = 75^\circ\text{C}$	$\Delta T_1 = 85^\circ\text{C}$
80	20	1.349	41,80	1.11	1.09	1.07
60	40	1.060	53,20	1.10	1.08	1.06
40	60	0.771	73,14	1.09	1.07	1.05
20	80	0.482	116,99	1.06	1.04	1.02

Максимальні значення COP_c досліджуваного сонячного адсорбційного холодильника близько 1,11 відповідають різниці між температурою адсорбенту та температурою регенерації 65°C для композитів, що містять близько 20 мас. % силікагелю та 80 мас. % сульфату натрію.

Температуру в кімнаті можна підтримувати протягом доби на рівні 20°C. Адсорбційні холодильні установки, які працюють за подібним принципом, дозволяють підтримувати температуру в холодильній камері на рівні 10°C, що сприятливо для зберігання певних видів сільсько-господарської продукції.

Нижча температура регенерації композиційного «силікагелю - ацетату натрію» (60°C) може значно зменшити низькопотенційні теплові викиди, які супроводжують роботу будь-якого промислового заводу. Наприклад, температура відпрацьованих газів під час роботи котельних установок зазвичай підтримується на рівні не нижче 120°C [244]. На відміну від парових компресійних, такий пристрій не вимагає споживання електроенергії. Отже, це сприяє значному зниженню вартості електроенергії при експлуатації

холодильного обладнання. Більше того, температура регенерації запропонованого композитного сорбенту відповідає вимогам безпеки.

За літературними даними про холодильний коефіцієнт для адсорбційних охолоджувальних пристроїв на основі різних адсорбентів зазначено 0,136 – 0,159 для активованого вугілля [245], 0,28 - 0,35 для цеоліту [246, 247], 0,3 - 0,32 для масивних солей [248], для композиційних матеріалів, 0,33 - 0,59 [239 – 252]. Отже, отримані результати є конкурентоспроможними порівняно з результатами, отриманими для подібних пристроїв.

Більше того, вища адсорбційна здатність композитного сорбенту «силікагель – натрій ацетат», яка щонайменше у 2 рази перевищує 0,2 г/г силікагелю [251], дозволяє значно зменшити площу сонячного колектора.

Результати розрахунку експлуатаційного холодильного коефіцієнта представлені в таблиці 5.5, проведені за методикою [253]. Максимальні значення COP_n спостерігаються у вересні, що відповідає мінімальному сонячному потоку.

Таблиця 5.5

Експлуатаційні холодильні коефіцієнти сонячного адсорбційного кондиціонера на основі композиту «силікагель - натрій сульфат» (різниця температури регенерації та адсорбенту після адсорбції $\Delta T_1 = 55^\circ\text{C}$)

Місяць	Добовий потік сонячної радіації, МДж/м ²	Площа сонячного колектора, Fk, м ²	Теплота, отримана сонячним колектором, МДж	Холодопродуктивність, МДж	Експлуатаційний холодильний коефіцієнт
1	2	3	4	5	6
Травень	21,56	88,9	1916,68	358	0,187
Червень	21,09	88,9	1874,9	358	0,191
Липень	21,81	88,9	1938,91	358	0,185
Серпень	20,37	88,9	1810,89	358	0,198
Вересень	15,87	88,9	1410,84	358	0,254

Кінець таблиці 5.5

1	2	3	4	5	6
Травень	21,56	44,5	959,42	179	0,187
Червень	21,09	44,5	938,505	179	0,191
Липень	21,81	44,5	970,545	179	0,185
Серпень	20,37	44,5	906,465	179	0,198
Вересень	15,87	44,5	706,215	179	0,254
Травень	21,56	22,2	478,632	89,5	0,187
Червень	21,09	22,2	468,198	89,5	0,191
Липень	21,81	22,2	484,182	89,5	0,185
Серпень	20,37	22,2	452,214	89,5	0,198
Вересень	15,87	22,2	352,314	89,5	0,254

Вочевидь, основні конструктивні та експлуатаційні характеристики сонячного адсорбційного кондиціонера, які і холодильної установки визначаються властивостями композитного адсорбента (таблиця 5.6).

Таблиця 5.6

Експлуатаційні холодильні коефіцієнти адсорбційних кондиціонерів на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат»

Склад, %		«Силікагель – натрій сульфат»					«Силікагель – натрій ацетат»				
Силікагель	Сіль	Гранична адсорбція, A_{max} , кг/кг	Маса адсорбента, M_{ads} , кг	Теплота регенерації, Q_{reg} , МДж	Площа поверхні сонячного колектора, m^2	Експлуатаційний холодильний коефіцієнт, COP_n	Гранична адсорбція, A_{max} , кг/кг	Маса адсорбента, M_{ads} , кг	Теплота регенерації, Q_{reg} , МДж	Площа поверхні сонячного колектора, m^2	Експлуатаційний холодильний коефіцієнт, COP_n
20	80	1.35	41,77	175,77	22,15	0,255	0.756	74,59	169,81	21,40	0,264
40	60	1.06	53,20	176,34	22,22	0,254	0.596	94,61	170,35	21,47	0,263
60	40	0.77	73,23	177,33	22,34	0,252	0.462	122,06	171,09	21,56	0,262
80	20	0.48	117,48	179,52	22,62	0,249	0.330	170,88	172,41	21,73	0,260

На холодильний коефіцієнт сильно впливає кількість тепла для регенерації композиту Q_3 і, як наслідок, різниця в температурі адсорбенту та температурі регенерації ΔT_1 , яка визначається температурою регенерації.

По мірі зменшення спостерігається монотонне зростання холодильного коефіцієнту циклу. Максимальні значення COP встановлюються при $\Delta T_1 = 50^\circ\text{C}$ або $20 - 30^\circ\text{C}$ при використанні композиту «силікагель - натрію сульфат» або «силікагель - натрію ацетат».

При застосуванні адсорбентів з нижчими температурами регенерації, наприклад, «силікагель - натрію ацетат» (60°C), можна досягти зменшення теплоти регенерації порівняно з «силікагелем - натрію сульфат» (90°C).

Значення експлуатаційного COP для адсорбційних кондиціонерів на основі обох композитів майже рівні. Тим не менше, COP_n адсорбційних холодильників на основі композитного «силікагелю - натрію ацетату» перевершує пристрої, що використовують «силікагель - натрію сульфат», майже на 1%. Очевидно, що це обумовлено нижчою температурою регенерації композитного «силікагелю – натрію ацетату» порівняно з «силікагелем - Na_2SO_4 ». В той же час, для досягнення необхідних значень холодопродуктивності протягом циклу маса композиту «силікагель – натрій сульфат» в два рази менше в порівнянні з композитом «силікагель – натрій ацетат», що є результатом більшого значення граничної адсорбції.

За даними M.S.Fernandes та ін. [242] експлуатаційні холодильні коефіцієнти охолоджувальних агрегатів на основі пари «силікагель – вода» не перевищують 0,2. Для пари «цеоліт – вода» ці значення становлять не більше 0,35. Отже, ефективність сонячного адсорбційного кондиціонера або холодильника на основі «силікагелю – натрію сульфату» відповідає системі з тим самим холодоагентом.

Експлуатація адсорбційного холодильника супроводжується виділенням значної кількості тепла через екзотермічний характер адсорбції водяної пари. Доцільно розглянути можливість його використання.

Найпростішим варіантом є, вочевидь, нагрівання теплоносія за рахунок теплоти адсорбції, та використання її під час регенерації для нагрівання адсорбенту.

Схема установки наведена на рис. 5.3.

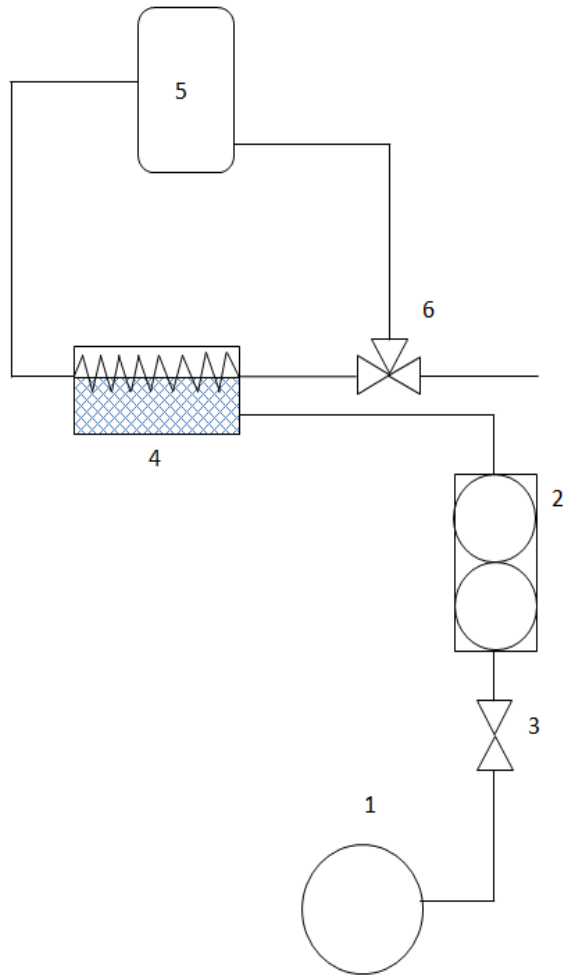


Рисунок 5.3 - Технологічна схема для утилізації теплоти адсорбції.

1 – випарник; 2 – конденсатор; 3 – регулюючий кран; 4 – адсорбер; 5 – водяний бак-акумулятор; 6 – триходовий вентиль

При експлуатації адсорбційного кондиціонера вода з випарника поступає 1 до адсорбера 4, що сприяє перебігу екзотермічного процесу адсорбції, при цьому вода з водяного баку-акумулятора 5 циркулює по контура та нагрівається. Отриманий теплоносій можна використовувати в системі гарячого водопостачання або підігрівати адсорбент до температур,

близьких до температур регенерації, що дозволить скорегувати добові коливання сонячного випромінювання.

Масу та температуру води після адсорбції можна оцінити за рівняннями теплового балансу подібно процедурі, яка запропонована для адсорбційних холодильників [253].

Прихід - виділення тепла від адсорбції на цикл відповідно дорівнює [253]

$$Q_{\text{адс.}} = \Delta H_{\text{адс}} \cdot M_{\text{адс}} \quad (5.21)$$

Витрата:

1. Витрати на нагрів води H_2O в баку і гідравлічному контурі [240]

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta t \quad (5.22)$$

2. Витрати на нагрів гідравлічного контуру [253]

$$Q_{\text{нагріву контуру}} = M_{\text{гідр. конт}} \cdot C_{\text{гідр. конт}} \cdot \Delta t \quad (5.23)$$

3. Витрати на нагрів адсорбенту [253]

$$Q_{\text{нагрів адсорбенту}} = M_{\text{адс.}} \cdot C_{\text{адс.}} \cdot \Delta t \quad (5.24)$$

4. Витрати на нагрів адсорбованої води H_2O [253]

$$Q_{\text{нагр. адс. H}_2\text{O}} = M_{\text{адс.}} \cdot A_{\text{мах. цик}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \Delta t \quad (5.25)$$

Тоді рівняння теплового балансу [253]

$$Q_{\text{адс.}} = M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta t + M_{\text{гідр. конт}} \cdot C_{\text{гідр. конт}} \cdot \Delta t + M_{\text{адс.}} \cdot C_{\text{адс.}} \cdot \Delta t + M_{\text{адс.}} \cdot A_{\text{мах. цик}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \Delta t \quad (5.26)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{Q_{\text{адс.}} - \Delta t \cdot (M_{\text{гідр. конт}} \cdot C_{\text{гідр. конт}} + M_{\text{адс.}} \cdot C_{\text{адс.}} + M_{\text{адс.}} \cdot A_{\text{мах. цик}} \cdot C_{\text{в}})}{C_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta t} \quad (5.27)$$

Температуру води в контурі в кінці адсорбції оцінюють, як суму температури води в мережі та різниці температур Δt .

Проведен розрахунок маси та температурі води в контурі та в баку після адсорбції за допомогою формул (5.21) – (5.27).

Результати розрахунків наведені в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7

Результати розрахунку маси та температури води після адсорбції

Холодо-продуктивність, МДж/добу	Маса адсорбента	$\Delta t^{\circ}\text{C}$	$M_{\text{H}_2\text{O}}, \text{kg}$	Температура води після адсорбції, $^{\circ}\text{C}$
358	217,56	35	4324,51	50
		45	2842,07	60
		55	1898,69	70
		65	1245,58	80
		75	766,64	90
179	107,83	35	681,4	50
		45	513,2	60
		55	406	70
		65	332,1	80
		75	277,8	90
89,5	53,91	35	1069,53	50
		45	702,19	60
		55	468,43	70
		65	306,59	80
		75	187,92	90

Вочевидь, маса води зменшується при збільшенні різниці температур. Різниця температур 65 – 75 $^{\circ}\text{C}$ відповідає температурі води після адсорбції 80–90 $^{\circ}\text{C}$, маса води становить 187,92 – 1245,58 кг (187,92 – 1245,58 л). Отже, отриманий теплоносій можна використовувати для нагрівання адсорбенту в ранковий період.

Було оцінено ефективність використання подібної схеми. Порівняння ефективності системи без та з частковим використанням теплоти адсорбції на регенерацію адсорбента наведено в таблиці 5.8.

Відповідно до проведених розрахунків використання акумульованої теплоти дає можливість використати близько 6,5 – 53,9 МДж на регенерацію та підігрів адсорбента, а також знизити площу сонячного колектора близько на 2 m^2 . Це дозволяє підвищити експлуатаційний холодильний коефіцієнт на 0,05– 1,5 %.

Таблиця 5.8

Вплив часткового використанні теплоти адсорбції для регенерації адсорбента на ефективність роботи адсорбційного геліокондиціонера

Холодо-продуктивність, МДж/добу	Маса адсорбента	$\Delta t^{\circ}\text{C}$	Маса води в гідравлічному контурі, кг	Температура води після адсорбції, $^{\circ}\text{C}$	Експлуатаційний холодильний коефіцієнт	
					Без використання підігрітої води для регенерації адсорбента	З використанням підігрітої води для регенерації адсорбента
358	217,56	35	4324,51	50	0,254	0,259
		45	2842,07	60	0,254	0,263
		55	1898,69	70	0,254	0,266
		65	1245,58	80	0,254	0,269
		75	766,64	90	0,254	0,270
179	107,83	35	681,4	50	0,254	0,259
		45	513,2	60	0,254	0,263
		55	406	70	0,254	0,266
		65	332,1	80	0,254	0,271
		75	277,8	90	0,254	0,272
89,5	53,91	35	1069,53	50	0,254	0,259
		45	702,19	60	0,254	0,263
		55	468,43	70	0,254	0,266
		65	306,59	80	0,254	0,269
		75	187,92	90	0,254	0,270

Максимальне підвищення експлуатаційного холодильного коефіцієнта відповідає масі води в гідравлічному контурі 187,92 – 766,64 кг при холодопродуктивності 89,5 – 358 МДж/добу, і, отже масам адсорбента, 53,91 – 217,56 відповідно.

До ключових недоліків при експлуатації адсорбційної геліоустановки для кондиціонування повітря слід віднести великі об'єми адсорбата та маси адсорбента, які ускладнюють впровадження подібних систем в побутові системи вентиляції та кондиціонування. Вирішення подібних проблем може бути здійснено шляхом скорочення часу, яка потрібна на здійснення циклу експлуатації адсорбційного кондиціонера – тобто з 24 до 4 – годин. В цьому випадку процес отримання холоду та регенерації адсорбента буде відбуватись 4 – 6 разів на добу. Це дозволить скоротити потрібні масу та об'єм адсорбента в 4 – 6 разів. Іншим можливим напрямком є, вочевидь, використання інших засобів підігріву адсорбента для регенерації. Традиційним варіантом є резистивний нагрівальний елемент, який можна використовувати в нічний період, а сонячний геліоколектор використовувати лише в нічний період часу, що дасть можливість знизити площу сонячного колектора близько в 4 рази не лише за рахунок зниження кількості адсорбента та маси води, яка поглинається в циклі, але й завдяки зниженню коефіцієнта покриття з 2 до 1,5 – 1,25.

5.4 Порівняльний аналіз експлуатації адсорбційної холодильної установки та кондиціонера

Значно більш відомими пристроями для охолодження шляхом адсорбційного перетворення теплової енергії є адсорбційні холодильні установки. Типова конструкція адсорбційного холодильника наведена на рис. 5.4 [174, 175, 235 – 239, 253].

І адсорбційний холодильник, і адсорбційний кондиціонер працюють за аналогічним циклом (рис. 5.2), який включає стадії адсорбції, тобто отримання холоду, та регенерації адсорбента [231 – 233]. Основні статті витрат на регенерацію адсорбента залишаються ідентичними [235 – 241, 243]. До критеріїв ефективності їх роботи слід віднести холодильний коефіцієнт циклу та експлуатаційний холодильний коефіцієнт. Розрахунок основних конструктивних та експлуатаційних параметрів ведеться за ідентичними принципами та формулами, як і для адсорбційного кондиціонера.

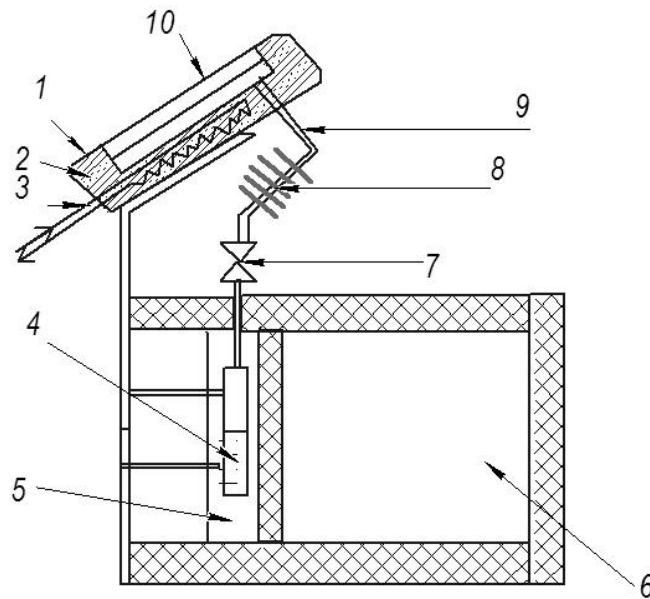


Рис. 5.4. Адсорбційний холодильник: 1 - адсорбер; 2 – теплоакумуючий матеріал (адсорбент); 3 – гідравлічний контур; 4 - випарник; 5 – водяний акумулятор холоду; 6 – холодильна камера; 7 - кран; 8 - конденсатор; 9 - труба; 10 - прозорий стільниковий полікарбонатний пластик [254]

В той же час, на відміну від адсорбційного кондиціонера холодильна камера ізольована від навколишнього середовища. Тут практично відсутні теплонадходження від людей та електроприладів, за рахунок сонячної радіації тощо.

До основний теплопритоків, які слід компенсувати відносяться теплопритоки через стінки камери, при відкритті камери та за рахунок роботи освітлювальних приладів.

Теплопритоки через стінки камери Q_p можна розрахувати за традиційно процедурою [255], kJ:

$$Q_p = \frac{\Delta T \cdot S_k \cdot \tau}{\left(\frac{1}{\alpha_{v1}} + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} + \frac{1}{\alpha_{v2}} \right)} \quad (5.28)$$

де $S_k = 2 \cdot (a \cdot b + a \cdot c + b \cdot c)$ – площа зовнішньої поверхні камери, m^2 ; α_{v1} коефіцієнт тепловіддачі повітря всередині камери, $W/m^2 \cdot ^\circ C$; α_{v2} – коефіцієнт

тепловіддачі для зовнішнього повітря, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; λ_m – коефіцієнт теплопровідності матеріалу камери, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; λ_{iz} – коефіцієнт теплопровідності теплоізолюючого матеріалу, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; δ_{iz} товщина шару теплоізоляції, м; τ – час експлуатації на добу, s.

Теплопритоки при відкритті Q_V пропонується розрахувати згідно з [255] як добуток теплового навантаження та інтервалу часу при відкритті дверей:

$$Q_V = q \cdot D_\tau \cdot D_f \cdot (1 - E) \cdot \tau_{op} \quad (5.29)$$

де q – загальне навантаження на охолодження холодильної камери для стаціонарного потоку повітря з урахуванням різниці густини, теплоємності та вологості та розміру отвору дверей, кВт; D_τ – коефіцієнт, що коригує інтервал часу, коли двері відкриваються; D_f – коефіцієнт, який коригує характеристики потоку повітря у отворі дверей; E – рівень ефективності захисного обладнання у отворі дверей; τ_{op} – інтервал часу на день, коли двері відкриваються, с

Теплопритоки, спричинені роботою освітлюючих пристроїв, визначаються як добуток кількості світильників, ефективності роботи лампи та тривалості роботи на день [255].

Але охолодження середовища в камері та регенерація адсорбента відбувається за рахунок абсолютно ідентичних процесів. Отже, масу води (адсорбата), масу адсорбента, витрати теплоти на регенерацію адсорбента та площу сонячного колектора можна здійснювати по ідентичним формулам (5.6) – (5.10).

Критерії ефективності роботи установки залишаються ідентичними: холодильний коефіцієнт циклу та експлуатаційний холодильний коефіцієнт, які визначають за рівняннями (5.11) та (5.14) відповідно.

Порівняння базових характеристик адсорбційного холодильника та адсорбційного кондиціонера наведено в таблиці 5.9.

Таблиця 5.9

Базові характеристики сонячних адсорбційних кондиціонера та холодильника

Адсорбент	Адсорбційний кондиціонер				Адсорбційний холодильник [253]			
	Холодо-продуктивність, МДж/добу	Маса води, кг	Маса адсорбента, кг	Площа сонячного колектора, м ²	Холодо-продуктивність, МДж/добу	Маса води, кг	Маса адсорбента, кг	Площа сонячного колектора, м ²
Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	358	225,57	217,56	85,33	55,27	33,29	24,68	9,95
Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %			408,56	85,98			73,10	12,73
Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	179	112,79	107,83	42,66	27,64	16,65	12,34	4,98
Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %			202,48	42,98			36,55	6,37
Силікагель 20 % – натрій сульфат 80 %	89,5	56,39	53,91	21,33	13,82	8,33	6,17	2,49
Силікагель 20 % – натрій ацетат 80 %			101,24	21,49			18,28	3,18

Таблиця 5.10

Порівняння ефективності експлуатації адсорбційного кондиціонера та адсорбційної установки для кондиціонування повітря

Місяць	Добовий поток сонячної радіації,	Адсорбційний кондиціонер		Адсорбційний холодильник	
		Теплота, отримана сонячним колектором, МДж	Експлуатаційний холодильний коефіцієнт	Теплота, отримана сонячним колектором, МДж	Експлуатаційний холодильний коефіцієнт
Травень	21.56	1916,68	0,19	214.56	0.25
Червень	21.09	1874,9	0,19	209.90	0.26
Липень	21.81	1938,91	0,20	217.06	0.25
Серпень	20.37	1810,89	0,20	202.74	0.27
Вересень	15.87	1410,84	0,25	157.96	0.34

Необхідні значення холодопродуктивності на добу для адсорбційного кондиціонера майже в 7 разів вище в порівнянні з адсорбційним холодильником. Це вимагає відповідно відповідного підвищення необхідних об'ємів води, а отже мас адсорбентів, витрат теплоти на регенерацію і, отже, площі сонячного колектора.

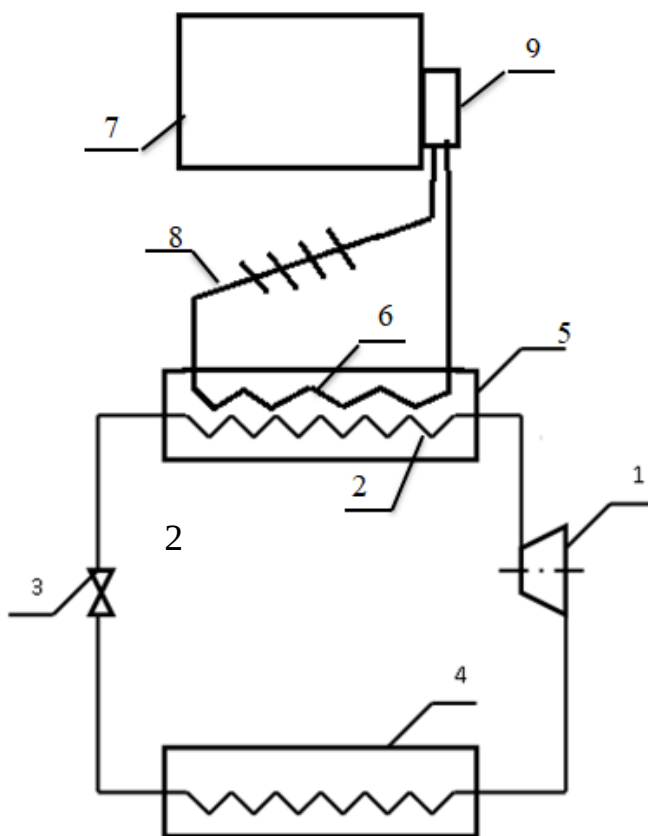
Так, для компенсації теплонадходжень в типовій трикімнатній квартирі з сім'єю з 4 осіб необхідно випаровувати більше 200 кг води, тоді як для аналогічної компенсації в типовій холодильній камері необхідно 33,29 кг води. Це пов'язано, як зі значно меншим об'ємом холодильної камери, так і зі значно більшими теплонадходженнями, які необхідно компенсувати в цьому випадку.

Останнє вимагає в 10 раз більших мас адсорбента, які необхідні для поглинання води, не менш, ніж в 9 разів більших витрат теплоти на регенерацію, і, як результат, більшої площі сонячного колектора. З іншого боку, для адсорбційного кондиціонера це вимагає істотно більших витрат теплоти на регенерацію, в тому числі, зі рахунок більш високих витрат теплоти на підігрів адсорбента. Подібні особливості призводять до зниження

експлуатаційного холодильного коефіцієнта адсорбційного кондиціонера на 7 – 9 % в порівнянні з адсорбційною холодильною геліоустановкою.

5.5 Схема використання адсорбційного модуля парової компресійної установки

Розроблено схему парової компресійної установки з адсорбційним модулем, яка представлена на рис. 5.5 [256, 257]. Дана схема включає два контури. Перший контур включає компресор 1, конденсатор 2, дросель 3 та випаровувач 4. В якості холодильного агенту в першому контурі пропонується використовувати будь-який традиційний хладагент, наприклад, R407C.



- 1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – дросель; 4 – випарник;
 5 – адсорбер; 6 – теплообмінник; 7 – додаткова холодильна камера;
 8 – конденсатор; 9 випарник.

Рисунок 5.5. – Схема парової компресійної установки з адсорбційним модулем [256]

Другий контур включає адсорбер 5, заповнений адсорбентом, де розміщено теплообмінник 6, додаткову холодильну камеру 7, конденсатор 8 та випаровувач 9. В якості хладагенту в другому контурі може бути використана вода. Теплоту від конденсатора 2 на відміну від традиційних установок пропонується використовувати для підігріву адсорбента та його регенерацію. Використання такої схеми для опалення дає змогу зекономити до 30% на оплаті за електроенергію за рахунок використання нічного тарифу та теплоти від конденсатора для потреб регенерації адсорбенту. В парокомпресійній установці використано екологічно безпечні матеріали.

Експлуатація адсорбційного холодильного модуля здійснюється в два етапи – отримання холоду та регенерація адсорбенту. На першому етапі пари води дифундують через конденсатор 8 до адсорбера 5. Адсорбція води адсорбційним матеріалом сприяє її випаровуванню у випарнику, яка є ендотермічним процесом, отже, відведенню теплоти від додаткової холодильної камери 7. На другому етапі відбувається нагрівання адсорбенту, використовуючи теплоту конденсації.

Вода десорбується, збирається в конденсаторі 8 та зливається до випарник 9. Далі починається процес отримання холоду.

Ключевим фактором, який визначає ефективність роботи схеми використання адсорбційного модуля парової компресійної установки, є властивості адсорбента, зокрема, його адсорбційна ємність та температура регенерації [256]. В той же час вибір адсорбентів за цими критеріями обмежено експлуатаційними характеристиками парових компресійних холодильних установок.

Відповідно до результатів розрахунку за традиційною методикою, при експлуатації типової парокомпресійної холодильної установки холодопродуктивністю 322,7 кВт теплове навантаження на повітряний конденсатор складає 434,18 кВт при температурі конденсації на рівні 40°C. При використанні в якості конденсатора зануреного кожухотрубчастого теплообмінника, в якому хладагент передає теплоту перегріву та

конденсації теплоносію, тобто воді, яка циркулює в системі теплопостачання, холодильний коефіцієнт знижується до 3,56. При цьому за умови температури хладагента в конденсаторі близько 70°C, теплове навантаження на конденсатор зростає до 484,7 кВт, а холодильний коефіцієнт установки знижується до 2,8.

Далі проведено розрахунок адсорбційного модуля, маси води та холодопродуктивності додаткової холодильної камери. Розрахунок проводився відповідно до методики, яка є зворотною до розробленої в [235, 237, 238].

На першій стадії проводили розрахунок маси води [256]:

$$M_{H_2O} = \frac{Q_1 \cdot \tau}{\Delta H_{des}} \quad (5.30)$$

де M_{H_2O} – маса води, кг; Q_1 – теплове навантаження на конденсатор, кВт, τ – тривалість циклу, с, ΔH_{des} – теплота десорбції, кДж/кг.

Далі проводили розрахунок маси адсорбента, як відношення маси води до граничної адсорбції [256, 257]:

$$M_{ads} = \frac{M_{H_2O}}{A_{max}} \quad (5.31)$$

де M_{ads} – маса адсорбента, кг; A_{max} – гранична адсорбція, кг/кг; M_{H_2O} – маса води, кг.

Далі визначали кількість теплоти, яку відведено від холодильної камери:

$$Q'_2 = (M_{H_2O} \cdot \Delta H_{ev}) / \tau \quad (5.32)$$

де Q'_2 – кількість теплоти, яку відведено від додаткової холодильної камери, кВт; M_{H_2O} – маса води, кг; ΔH_{ev} – питома теплота випаровування, кДж/кг; τ – тривалість циклу, с.

Холодильний коефіцієнт адсорбційного холодильного модуля розраховували, як відношення кількості теплоти, яку відведено від додаткової холодильної камери, до теплового навантаження на конденсатор.

Відповідно температурі в конденсаторі, доцільно використати адсорбенти з температурою регенерації порядку 60°C. Цим вимогам відповідають силікоалюмофосфати та композитні адсорбенти «силікагель – натрій ацетат». Результати розрахунків наведені в табл. 5.11.

Таблиця 5.11. Експлуатаційні характеристики адсорбційного холодильного модуля [256]

Адсорбент	M_{H_2O} , кг	A_{max} , кг	M_{ads} , кг	Q'_2 , кВт	Холодильний коефіцієнт, ε
Силікоалюмофосфат[44]	306,13	0,250	1224,51	425,35	0,878
Композит «Силікагель (20%) – натрій ацетат (80%)»	306,13	0,756	404,93	425,35	0,878
Композит «Силікагель (40%) – натрій ацетат (60%)»	306,13	0,596	513,63	425,35	0,878
Композит «Силікагель (60%) – натрій ацетат (40%)»	306,13	0,462	662,61	425,35	0,878
Композит «Силікагель (80%) – натрій ацетат (20%)»	306,13	0,33	927,66	425,35	0,878

Найменш ефективним є адсорбційний модуль на основі силікоалюмофосфату, що відповідає найменшій граничній адсорбції та максимальній масі адсорбенту.

Дещо менша маса адсорбента, яка необхідна для поглинання заданої кількості води, є для композиту, який містить 80 % силікагелю та 20 % натрій ацетату. Підвищення вмісту солі, яка утворює кристалогідрат, тобто натрій ацетату, сприяє підвищенню граничної адсорбції і, отже, зменшенню маси адсорбента. Мінімальна маса адсорбента, і, отже, об'єм адсорбційного модуля відповідає композиту, який 20 % силікагелю та 80 % натрій ацетату, який доцільно використовувати в якості адсорбційного матеріалу.

5.6 Висновки до розділу 5

1. Проведено дослідження процесів експлуатації адсорбційного геліокондиціонера та адсорбційної холодильної геліоустановки на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Визначено основні фактори, які впливають на холодильний коефіцієнт циклу.

2. Показана кореляція між складом адсорбенту та холодильним коефіцієнтом циклу. Показано збільшення холодильного коефіцієнту циклу при зростанні вмісту натрій сульфату в композиті. Підтверджено кореляцію режиму процесу регенерації композита та холодильним коефіцієнтом установки. Встановлено зростання величини холодильного коефіцієнту при зменшенні різниці температур адсорбенту та температури регенерації ΔT_1 .

3. Встановлено, що максимальні значення холодильного коефіцієнта спостерігалися відповідають $\Delta T_1 = 55^\circ\text{C}$ для композитів, які містять близько, мас. %: силікагель – 20 та натрій сульфат – 80. Проведенно розрахунок експлуатаційного холодильного коефіцієнта на основі композитного сорбенту «силікагель – натрій сульфат», що показала залежність від середньодобового значення величини сонячного випромінювання протягом сезону (травень - вересень).

4. Запропоновано використання теплоти адсорбції для підігріву теплоносія (води) який використовується для підігріву адсорбента при

регенерації. Розроблено схему утилізації теплоти адсорбції. Показана можливість підігріву води за рахунок теплоти адсорбції до 50 – 90°C при цьому маса води дорівнює 187,92 – 766,64 кг при холодопродуктивності 89,5 – 358 МДж/добу, і, отже масам адсорбента «силікагель 20 % – натрій сульфат 80%» 53,91 – 217,56 відповідно.

5. Показано, що отриманий теплоносій можливо використовувати для підігріву адсорбента «силікагель – натрій сульфат» в ранковий період часу. Встановлено, що використання акумульованої теплоти близько 6,5 – 53,9 МДж на регенерацію та підігрів адсорбента дозволяє знизити площу сонячного колектора близько на 2 м², що сприяє підвищенню експлуатаційного холодильного коефіцієнта на 0,05– 1,5 %.

6. Порівняно експлуатаційні характеристики адсорбційного кондиціонера та адсорбційної холодильної установки. Показано, що експлуатаційний холодильний коефіцієнт адсорбційного холодильника на 7 – 9 % в порівнянні з адсорбційним кондиціонером повітря.

7. Проаналізовано процеси утилізації низько-потенційної теплової енергії при експлуатації парових компресійних холодильних установок. Запропонована схема парової компресійної холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем. Оцінено холодопродуктивність адсорбційного холодильного модуля в умовах експлуатації типової парокомпресійної холодильної установки. Показано, що холодопродуктивність та холодильний коефіцієнт адсорбційного холодильного модуля визначаються тепловим навантаженням на конденсатор, і, отже, масою води, яка десорбується та випаровується.

8. Розглянуто критерії підбору адсорбентів для адсорбційного модуля в паровій компресорній холодильній установці – температура регенерації, яку визначають температури в конденсаторі, та гранична адсорбція, яка визначає масу адсорбента та розміри адсорбера.

9. Оцінено ефективність адсорбційних холодильних модулів для парових компресорних холодильних установок на основі силікоалюмофосфатів та композитних адсорбентів «силікагель – натрій

ацетат». Підтверджено перспективність використання композитів «силікагель – CH_3COONa ». Встановлено оптимальний склад композиту, 80 % натрій ацетату та 20 % силікагелю, який відповідає мінімальним розмірам адсорберу.

Результати роботи, представлені в розділі 5, опубліковані в фахових та наукометричних виданнях [231 - 233, 235– 237, 243, 253, 256], представлені на міжнародних та Всеукраїнських конференціях [238 – 241, 257], а також монографіях, виданих в закордонних видавництвах [174, 175], одна за яких [175] індексується в наукометричній базі Scopus.

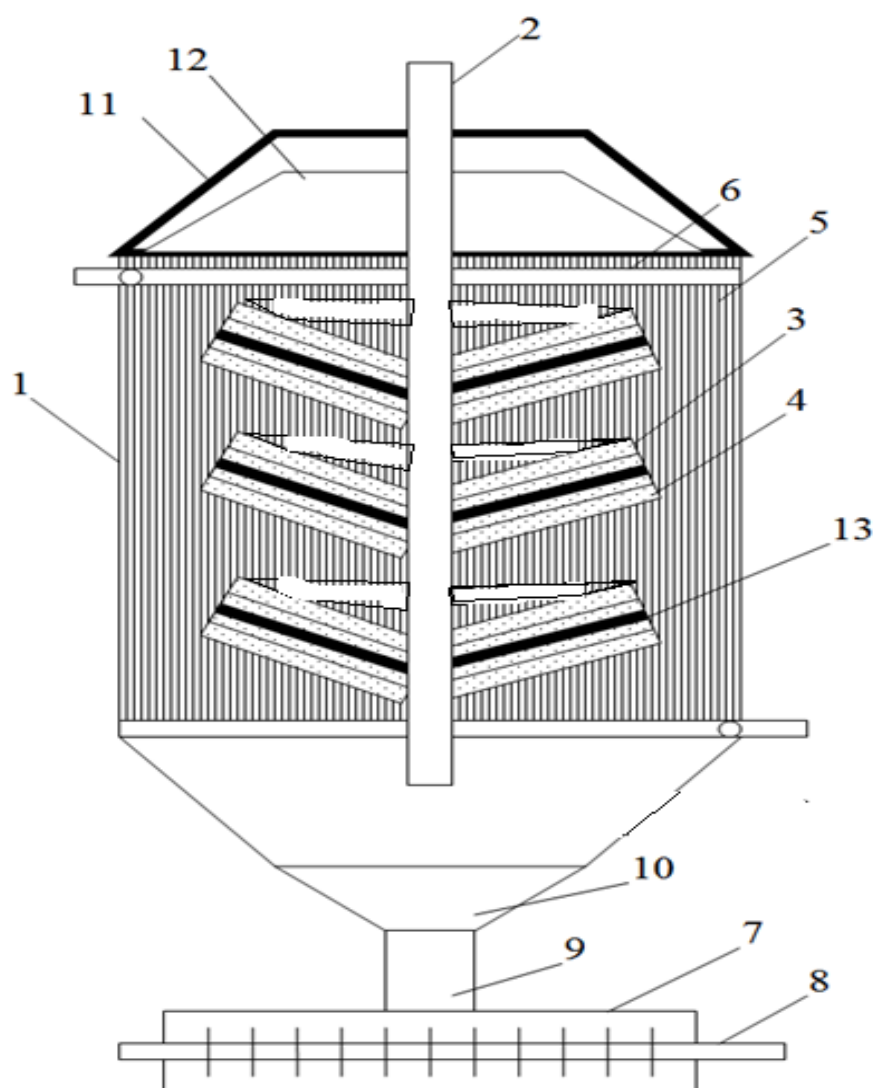
6. ЕКСПЛУАТАЦІЯ АДСОРБЦІЙНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

Перспективними пристроями є теплові насоси, тобто теплові трансформатори, в яких робочі рідини передають тепло від нижчого рівня температури до більш високого при реалізації зворотного термодинамічного циклу. Найбільш розповсюджені компресійні (повітряні та парові) теплові насоси, засновані на поступовому здійсненні стиснення та розширення робочої рідини, споживають при експлуатації доволі багато електричної енергії. Більш перспективними є адсорбційні теплові насоси на основі адсорбції пари твердими речовинами (адсорбентами), які на відміну від абсорбційних нечутливі до гравітації та не вимагають значни витрат електричної енергії на експлуатацію.

6.1 Конструкція адсорбційного теплового насоса

Конструкція адсорбційного теплового насоса призначена для незалежних систем тепlopостачання або гарячого водопостачання будівель та інших споруд різного призначення (рис. 6.1).

Даний пристрій містить реактор адсорбційно-десорбційного типу циліндричної форми 1, по центру якого розташований гідравлічний контур 2 з ребрами 3 які оснащено додатковими перемичками, в яких засипано сорбент 4, конденсатор 5, циліндричні кільця 6 та випарник 7 у формі циліндричного бака, в якому розміщений нагрівач 8, пов'язаний з реактором звуженим горлом 9. В горлі встановлена розподільна насадка 10. Зверху реактор накриває кришка 11. Під кришкою встановлено тарілку для збору конденсату 12. Ребра 3 насаджені на зварні штирі 13 гідравлічного контуру 2, які виконано в формі спіралей, що приварені під кутом 45° до горизонту [163, 164]. Робота адсорбційного теплового насоса здійснюється в два етапи. На першому етапі (сорбція) розподільна насадка 10 відкрита і через неї пари води рівномірно подаються з випарника 7 за рахунок тепла, що надходить від нагрівача 8, у реактор адсорбційно-десорбційного типу 1 і поглинаються гранулами адсорбенту 4.



1 – реактор адсорбційно-десорбційного типу; 2 – гідравлічний контур;
 3 – ребра; 4 – сорбент; 5 – конденсатор; 6 – циліндричні кільця;
 7 – випарник; 8 – нагрівач; 9 – горло, яке звужується; 10 – розподільна
 насадка; 11 – кришка; 12 – тарілка для збору конденсату; 13 – штирі

Рисунок 6.1 – Адсорбційний тепловий насос

Іншим варіантом подачі вологи до шару адсорбента є ультразвукове зволоження потоку повітря, що вимагає дещо менших витрат електричної енергії в порівнянні з паровим зволоженням. Поглинання води шаром адсорбента, тобто адсорбція є екзотермічним процесом. Теплота, яка виділюється, передається від гранули до гранули та до сітки, а від неї до теплоносія в гідравлічному контурі, і використовується для потреб споживача.

На другому етапі розподільна насадка 10 закривається. Теплота від зовнішнього джерела тепла, за який можна використовувати сонячний колектор або резистивний нагрівальний елемент, передається через гідравлічний контур односторонньо оребреній сітці і гранулам адсорбенту. При цьому відбувається десорбція парів води, які конденсуються на внутрішній поверхні реактора, радіально-вертикальних ребрах і циліндричних кільцях з виділенням теплоти конденсації, в яких циркулює охолоджуючий теплоносій, наприклад вода, яка, нагріваючись, подається споживачу або догрівається безпосередньо в гідравлічному контурі, потім використовується для регенерації сорбенту.

Тарілка для збору конденсату розподіляє сконденсований водяний пар так, щоб він не потрапляв на композитний матеріал, а по стінкам корпусу стікав у випарник. Конденсат стікає вниз по радіально-вертикальних ребрах і стінці адсорбера у випарник через звужене горло.

На відміну від зарубіжних та вітчизняних аналогів, розроблений тепловий насос оснащений допоміжним оребренням, що збільшує його потужність на 10% при сталих затратах на регенерацію адсорбенту. Зміна форми оребрення дасть можливість розмістити більшу масу адсорбента на близько 10%, що дасть можливість надати більш високе теплове навантаження при однакових габаритних розмірах та збереженні однакових значень коефіцієнта перетворення енергії, що збільшить час роботи на 5-10%, а отже зменшить енергоспоживання на опалення, що є економічно вигідним. Розрахунок маси адсорбенту та води, необхідних для роботи адсорбційного теплового насоса, проводиться аналогічно адсорбційному теплоакумуючого пристрою [174, 175] (розділ 2).

В якості адсорбенту використовували композити «силікагель – натрій сульфат» або «силікагель – натрій ацетат». Маса композиту становила 10 кг. В якості теплоізоляції була використана мінеральна вата товщиною 100 мм і коефіцієнтом теплопровідності $0,035 \text{ Вт / м} \cdot \text{К}$. Розряд проводився через добу, коли тепловий насос подавав опалювальну систему водою, нагрітою до

45 - 35°C [174, 175]. Режим регенерації тривав вночі з 0.00 до 8.00 ранку.

6.2. Оцінка ефективності експлуатації адсорбційного теплового насосу

Ефективність адсорбційних теплових насосів оцінюється за коефіцієнтом перетворення теплової енергії COP, який дорівнює відношенню теплоти, що подається споживачеві з більш високою температурою, до витраченого при цьому тепла. COP можна розрахувати двома методами [258]:

1) як відношення корисної теплоти, яка дорівнює сумі теплоти адсорбції та теплоти конденсації адсорбата, до суми десорбційного тепла та зовнішнього тепла, що подається на адсорбент під час його нагрівання до температури регенерації (COP_h^c);

2) як відношення корисної теплоти до тепла, що подається сонячним колектором (COP_h^n) (експлуатаційний).

Враховуючи стадії експлуатації адсорбційного теплового насоса запропоновано алгоритм розрахунку для оцінки ефективності роботи адсорбційного теплового насоса. Стадії його експлуатації подібні тепловому акумулятору [193, 194]. Ключеві відмінності полягають:

- 1) в безперервній експлуатації адсорбційного теплового насоса, тоді як для теплового акумулятора можлива пауза між стадіями розряду та заряду;
- 2) використанні теплоти конденсації адсорбата.

В зв'язку з цим запропоновано алгоритм розрахунку основних експлуатаційних характеристик адсорбційного теплового насоса, який наведено на рис. 6.2.

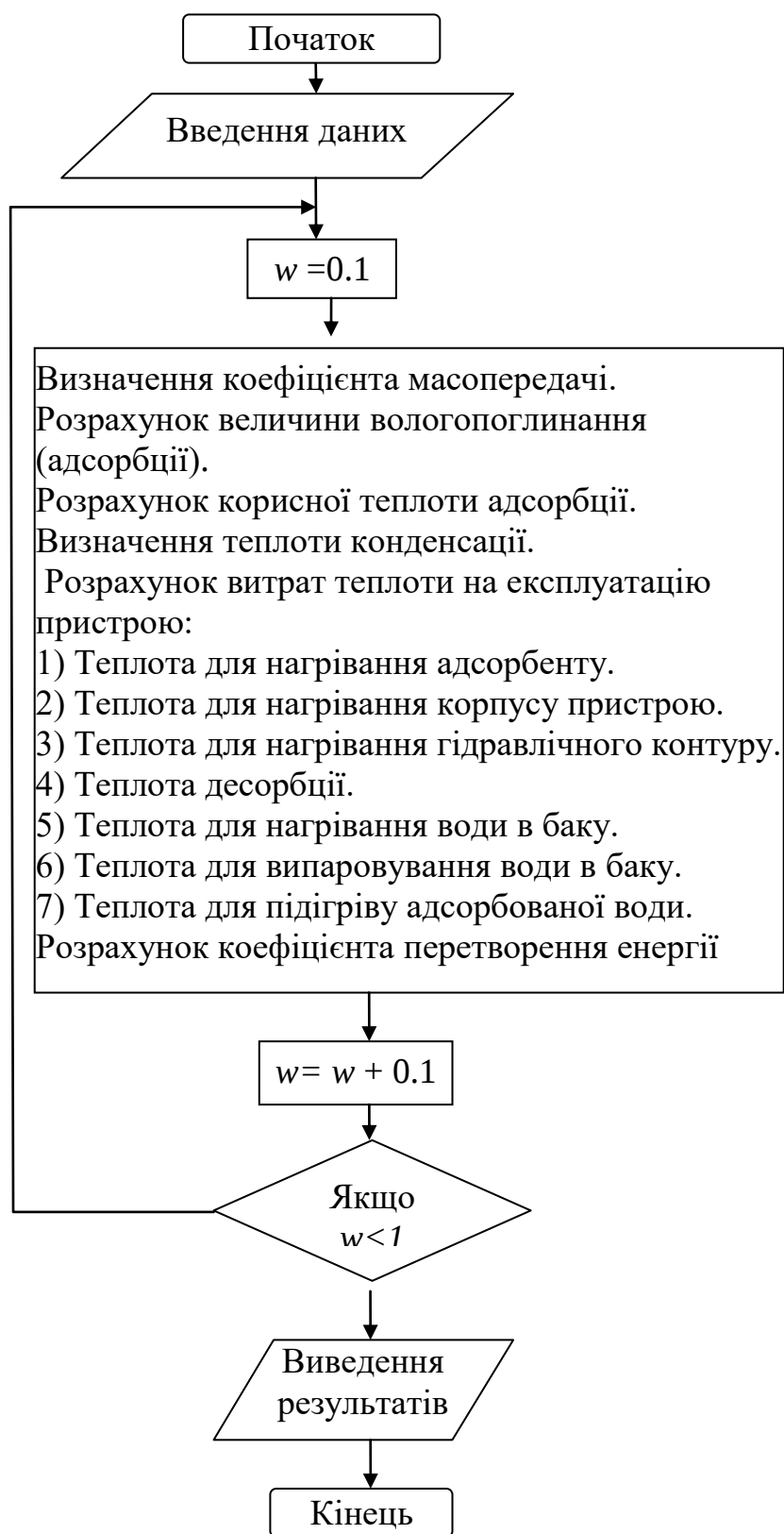


Рис. 6.2. Блок-схема алгоритма розрахунку адсорбційного теплового насоса.

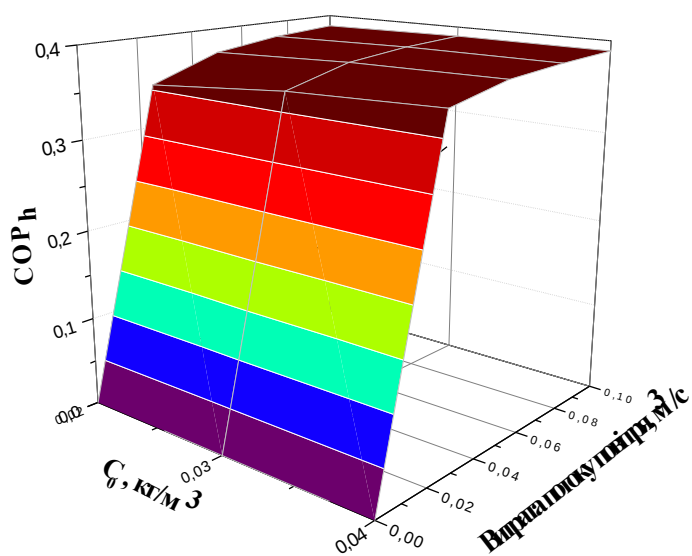
Процедура розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного теплового насосу подібна розрахунку адсорбційного теплоакumuлюючого

пристрою [194, 196, 200]. Вона також передбачає визначення кінцевої концентрації води в повітрі після проходження через шар адсорбента, адсорбції, теплоти адсорбції, витрат на експлуатацію пристрою відповідно формулам (3.1) – (3.9) та розрахунок коефіцієнта перетворення теплової енергії як відношення корисної теплоти та витрат на експлуатацію пристрою [196, 197, 200, 201, 202], але корисна теплота дорівнює сумі теплоти адсорбції та теплоти конденсації адсорбата, тобто води:

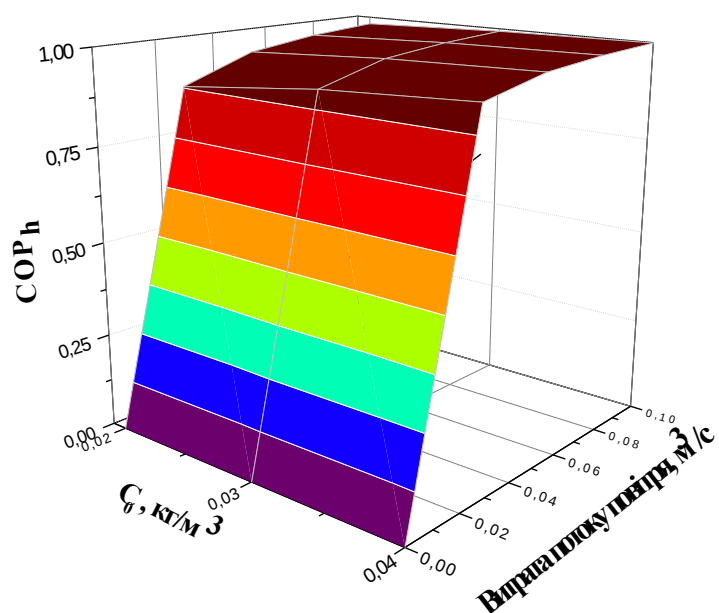
$$Q_{\text{кор}} = M_{\text{ads}} \cdot \Delta H_{\text{ads}} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta H_{\text{cond}} \quad (6.1)$$

Вплив витрати та абсолютної вологості повітря на коефіцієнт перетворення теплової енергії адсорбційного теплового насосу практично ідентичний коефіцієнту корисної дії адсорбційного теплового акумулятора (рис. 6.3). Максимальні значення коефіцієнта перетворення теплової енергії відповідають витраті повітря 0,08 – 0,1 м³/с та абсолютній вологості повітря 0,03 – 0,04 кг/м³ на вході до шару адсорбента. При скиданні теплоти конденсації до навколишнього середовища коефіцієнт перетворення теплової енергії практично співпадає аналогічними величинами для адсорбційних теплових акумуляторів (рис. 6.3а) і більше, ніж в два рази менше в порівнянні з величиною коефіцієнта перетворення теплової енергії при використанні теплоти конденсації (рис. 6.3б).

Підвищення температури потоку вологого повітря практично не впливає на величину коефіцієнта перетворення теплової енергії (рис. 6.4), оскільки ключовим фактором в даному випадку є кількість випаровуваної води для зволоження повітря, що зростання якої, тобто підвищення абсолютної вологості та витрати повітря, яка подається до шару адсорбента, сприяє підвищенню адсорбції, а отже, теплоти адсорбції та теплоти конденсації.



а



б

Рис. 6.3. Залежність коефіцієнта перетворення теплової енергії для адсорбційного теплового насоса без утилізації теплоти конденсації (а) та з утилізацією теплоти конденсації при паровому зволоженні повітря, яке подається через шар адсорбента.

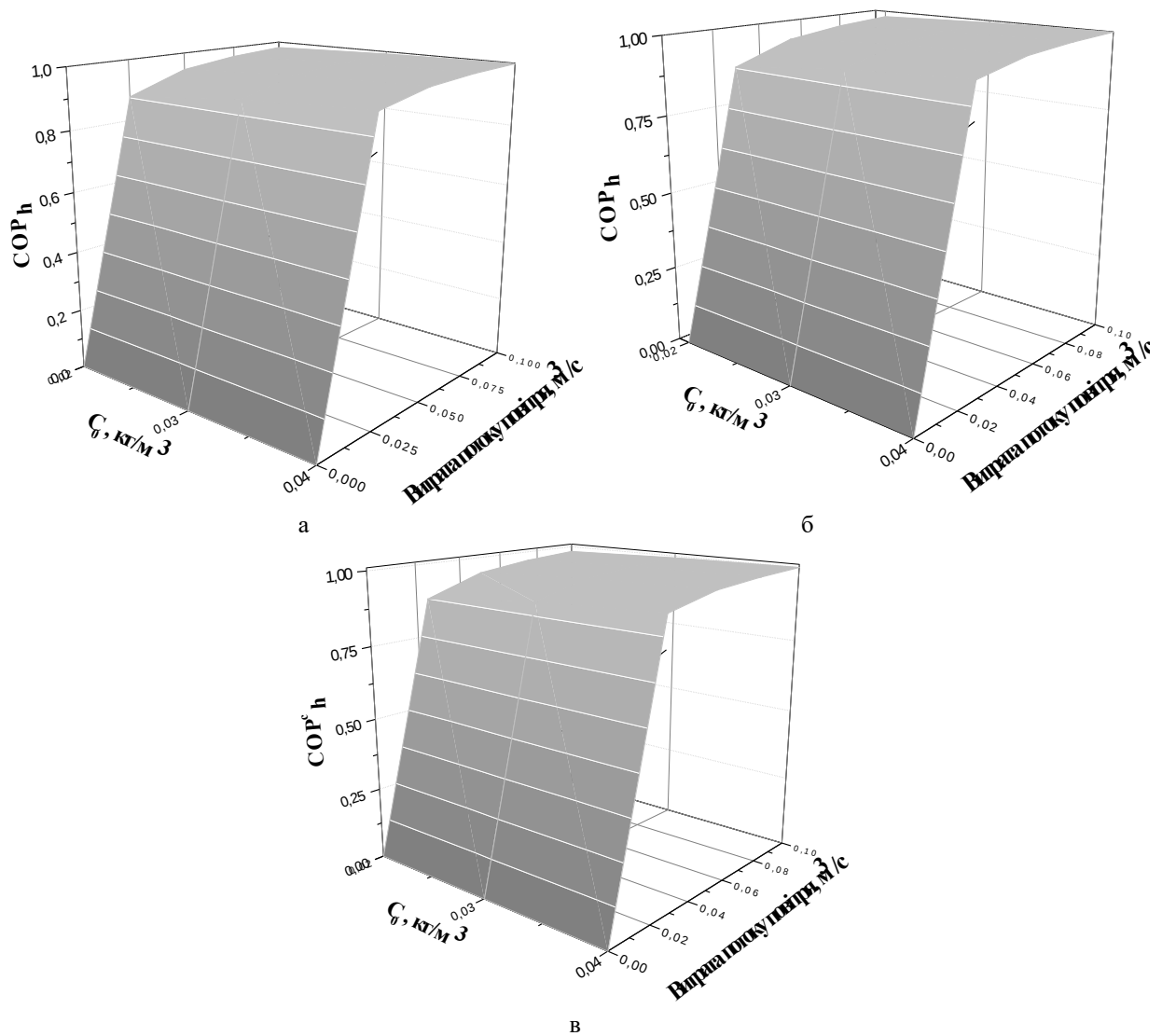


Рис. 6.4. Вплив параметрів експлуатації адсорбційного теплового насоса на коефіцієнт перетворення теплової енергії при паровому зволоженні повітря. Температура потоку вологого повітря, °C: 20 (а), 30 (б) та 40 (в).

В той же час, враховуючи одну з ключових статей витрат, тобто витрати теплоти на випаровування води, метод зволоження води є одним з ключових факторів [189, 194], який впливає на ефективність роботи адсорбційного теплового насосу. Так, при ультразвуковому зволоженні потоку повітря коефіцієнт перетворювання теплової енергії для адсорбційного теплового насосу зростає майже в два рази проти варіанта з паровим зволоженням (рис. 6.5).

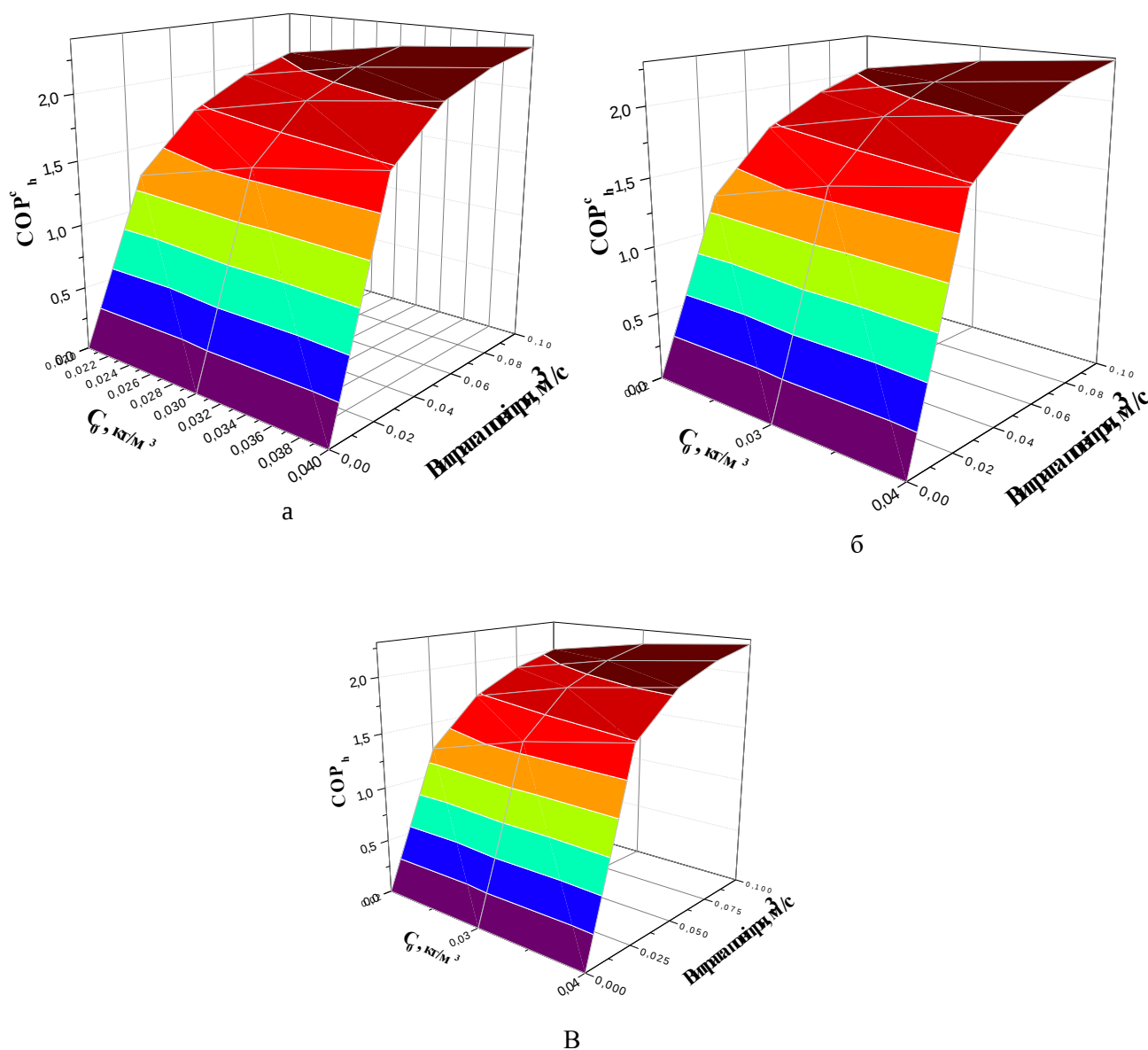


Рис. 6.5. Вплив параметрів експлуатації адсорбційного теплового насоса на коефіцієнт перетворення теплової енергії при ультразвуковому зволоженні повітря. Температура потоку вологого повітря, °C: 20 (а), 30 (б) та 40 (в).

В той же час, динаміка змін величини коефіцієнта перетворення теплової енергії подібна теплоакумуючим пристроям та адсорбційному тепловому насосу з паровим зволоженням. Там максимальних значень коефіцієнт перетворення теплової енергії витраті повітря $0,08 - 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ та абсолютній вологості повітря $0,03 - 0,04 \text{ кг}/\text{м}^3$, що подібно та типово для адсорбційних теплоакумуючих пристроїв.

Іншим критерієм оцінки ефективності адсорбційного теплового насосу подібно адсорбційним холодильним геліоустановкам є експлуатаційний коефіцієнт корисної дії, який дорівнює:

$$COP_h^n = \frac{Q_{ads} + Q_{cond}}{Q_{col}} \quad (6.2)$$

де COP_h^n – експлуатаційний коефіцієнт корисної дії.

Q_{ads} – теплота адсорбції, кДж;

Q_{cond} – теплота конденсації, кДж;

Q_{col} – теплота, підведена за допомогою сонячного колектора.

Результати розрахунку наведені в таблиці 6.1. Зазначається, що COP_c та COP_h^n адсорбційних теплових насосів на основі обох композитних сорбентів мають практично однакову величину [258]. Це обумовлено нижчою температурою регенерації композиційного «силикагель – ацетату натрію» (60°C) порівняно з «силикагелем – сульфатом натрію» (90°C).

Таблиця 6.1

Коефіцієнт перетворення енергії адсорбційного теплового насосу при використанні ультразвукового зволоження повітря [258]

Місяць	Загальний усереднений потік сонячної радіації (кВт- ч/м ²)	«силикагель – Na ₂ SO ₄ »		«силикагель – CH ₃ COONa»	
		COP_h^c	COP_h^n	COP_h^c	COP_h^n
Травень	5.99	2.084	1.130	2.021	1.189
Червень	5.86	2.084	1.133	2.021	1.193
Липень	6.06	2.084	1.128	2.021	1.187
Серпень	5.66	2.084	1.137	2.021	1.200
Вересень	4.41	2.084	1.176	2.021	1.257

Незначне зменшення COP_c при застосуванні композиційного «силікагелю – CH_3COONa » є наслідком меншої адсорбційної здатності порівняно з «силікагелем – Na_2SO_4 ». Більш високі значення COP_h^n при використанні композиційного «силікагелю – CH_3COONa » обумовлені його нижчою температурою регенерації.

6.3 Ексергетичний аналіз експлуатації циклу адсорбційного теплового насосу

До ключових критеріїв оцінки ефективності роботи адсорбційного теплового насосу слід віднести ексергетичний коефіцієнт корисної дії. Цикл роботи даного пристрою схожий з адсорбційними теплоакумуючими пристроями [193]. Він також передбачає чергування двох стадій (рис. 6.6). На першій, тобто розряд, потік повітря поступає до випарник, де підігрівається, і далі до шар адсорбенту, де вода адсорбується з потоку вологого повітря. Теплота, яка виділяється при адсорбції, підігріває теплоносій в гідравлічному контурі (рис. 6.6a). Друга стадія, тобто регенерація, включає підігрів адсорбента до температури регенерації, десорбцію та конденсацію з виділенням теплоти конденсації.

Відновлену ексергію можна представити, як суму ексергії адсорбції та конденсації згідно [205, 207]

$$E_{rec} = Q_{ads} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) + Q_{cond} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_4}\right) \quad (6.3)$$

де Q_{ads} – теплота адсорбції, кДж;

Q_{cond} – теплота конденсації, кДж;

T_2 – кінцевої температури повітря, яке надходить, К;

T_0 – температура зовнішнього повітря, К.

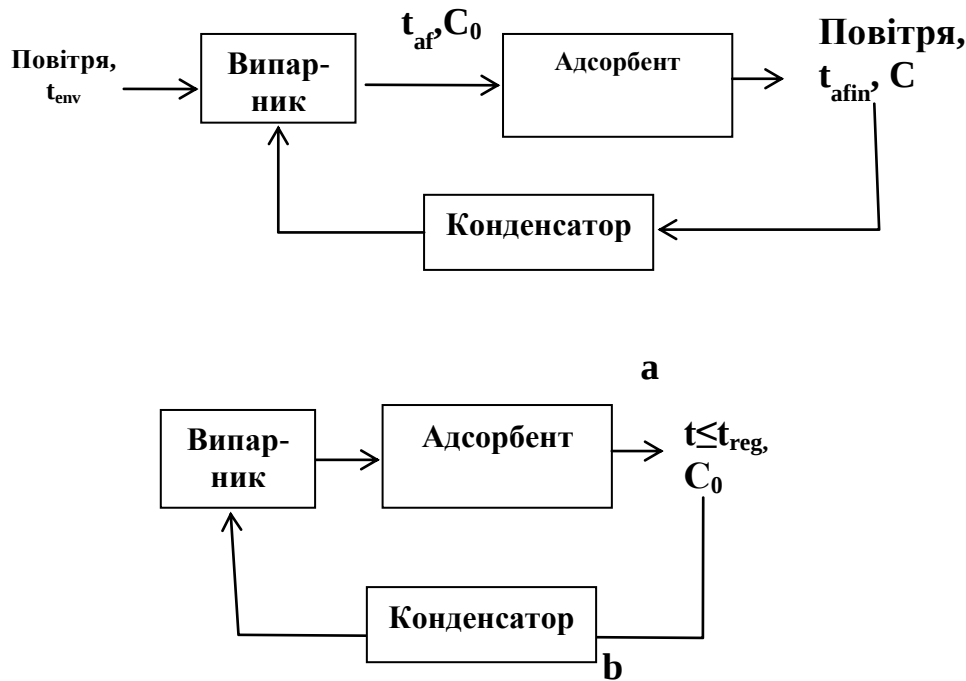


Рис. 6.6. Процеси розряду (а) та заряду (b) адсорбційного теплового насоса

Ексергія, яка підводиться, розраховується як сума ексергії десорбції, випаровування та нагрівання потоку повітря, адсорбенту та гідравлічного контура [207]

$$E_{sup} = Q_{des} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) + Q_{ev} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + V_{air} \cdot C' \cdot \left(T_3 - T_1 - T_0 \cdot \ln \frac{T_3}{T_1}\right) + (M_{ads} \cdot C_{ads} + M_{cont} \cdot C_{cont} + M_{ads} \cdot A \cdot C_w) \cdot \left(T_3 - T_{airfin} - T_0 \cdot \ln \frac{T_3}{T_{airfin}}\right) \quad (6.4)$$

де Q_{des} і Q_{ev} – теплоти десорбції і випаровування відповідно, кДж,

V_{air} – об'єм повітря, який пройшов через шар адсорбенту, м³,

C' – об'ємна теплопровідність повітря, кДж/м³·К,

C_{ads} , C_{cont} та C_w – питома теплоємність адсорбенту, адсорбату та контуру, кДж/кг·К,

A – адсорбція, кг/кг;

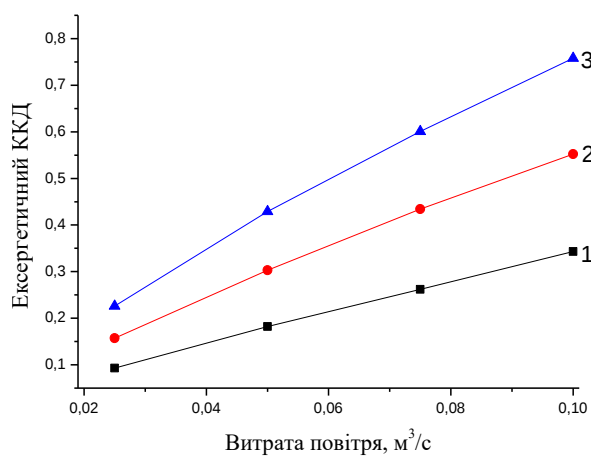
T_1 і T_3 – температури повітряного потоку, що подається в шар адсорбенту, і температури регенерації адсорбенту, К,

T_{airfin} – кінцева температура повітря на виході, К.

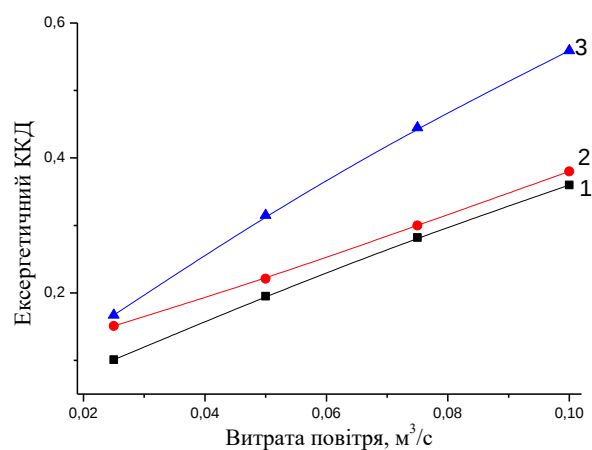
Проаналізовано вплив на ексергетичний коефіцієнт корисної дії параметрів процесу експлуатації адсорбційного теплового насосу в умовах традиційної системи опалювання типової трикімнатної квартири (загальна площа 103 м^2 , висота $2,5 \text{ м}$), навантаження на опалення дорівнює $327,9 \text{ МДж}$ на добу. Маса композиту «20 % силікагель – 80 % Na_2SO_4 », яка відповідає цьому тепловому навантаженню, складає 96 кг . Ексергетичний ККД визначали, коли температура композиту дорівнювала температурі регенерації або адсорбція досягала граничного значення.

Вочевидь, ексергетичний ККД залежить від абсолютної вологості та витрати потоку повітря, який поступає до шару адсорбенту (рис. 6.7). Подібні закономірності є результатом підвищення адсорбції води, теплоти адсорбції, і, отже, відновленої ексергії. В той же час, ця залежність ускладнюється тим, що підвищення витрати потоку призводить до зростання адсорбції, теплоти адсорбції, і, отже, температури шару адсорбента, яка досягає значень вище, ніж температура регенерації, більш швидко, тобто за менший час. Отже, тривалість стадії розряду скорочується, що відповідає значенням адсорбції 10 – 20 % від граничних значень, що призводить до зниження ексергетичного коефіцієнта корисної дії. Найбільш помітно це при абсолютній вологості більш, ніж $0,04 \text{ кг/м}^3$ та температурах потоку вологого повітря більш ніж 40°C , коли адсорбента нагрівається до температури регенерації протягом декількох годин [205, 207].

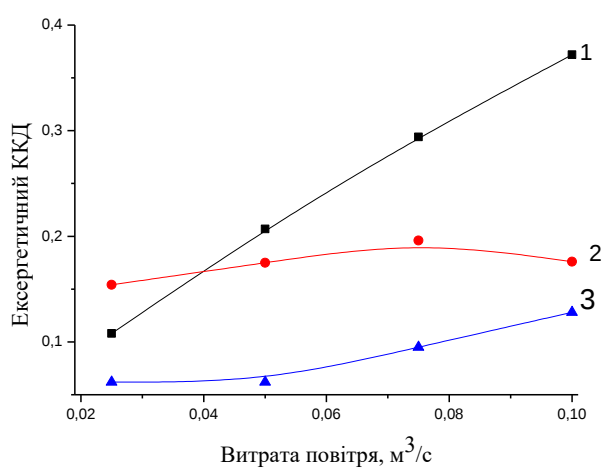
Далі було порівняно ефективність адсорбційного теплового насосу при паровому та ультразвуковому зволоженні (рис. 6.8). Вочевидь, до ключових витрат при експлуатації адсорбційного теплового насосу відносяться витрати на випаровування та десорбцію.



а

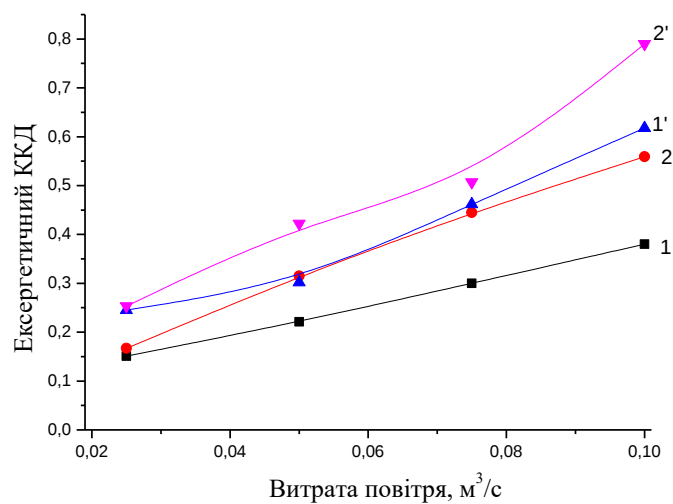


б

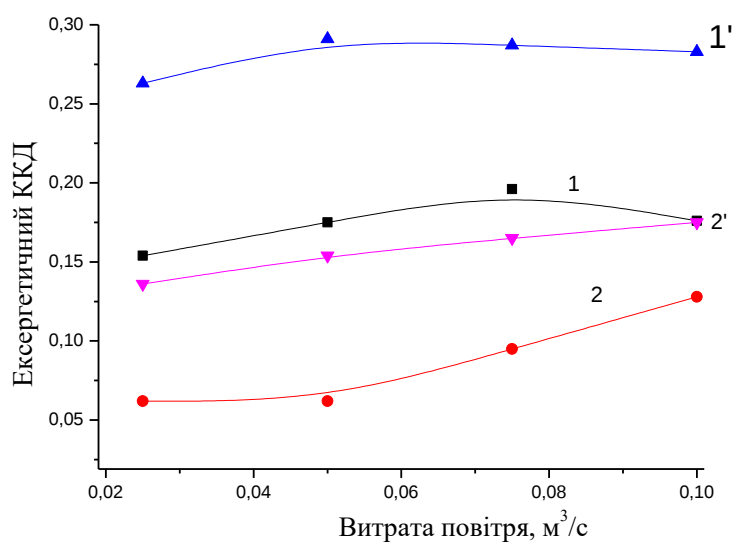


в

Рис. 6.7. Вплив на ексергетичний ККД витрати повітря. Температура потоку вологого повітря, $^{\circ}\text{C}$: 20(а), 30 (б), 40 (с). Абсолютна вологість, $\text{кг}/\text{м}^3$: а – 0,02; б – 0,03; в – 0,04.



а



б

Рис. 6.8. Вплив швидкості потоку повітря на ексергетичний ККД. Зволоження повітря: парове (а) і ультразвукове (б). Абсолютна вологість повітряного потоку 0,03 (1, 1') і 0,04 (2, 2'). Температура потоку вологого повітря, °C: 20 (а) і 30 (б)

Показано, що ультразвукове зволоження сприяє підвищенню ексергетичного коефіцієнта корисної дії адсорбційного теплового насосу не менш, ніж в два рази в порівнянні з паровим зволоженням.

6.4 Утилізація теплової енергії при експлуатації адсорбційного теплового насосу

Після регенерації сухий композитний адсорбент має доволі високу високу температуру. Для композита «силікагель – натрій сульфат» вона, як відомо, складає, не менш за 90°C. Охолодження композитного матеріалу може здійснюватись, перш за все, шляхом подачі холодної води – звичайним шляхом (тобто проточну), або шляхом циркуляції по гідравлічному контуру. Алгоритм розрахунку процесу нагріву води передбачає наступні стадії (рис. 6.9).

- 1) Обчислення середню логарифмічну температуру води $\Delta t_{cp}, ^\circ\text{C}$ [259]

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (6.5)$$

де $\Delta t_6 = t_{cr}^{per} - t_{вх}$;

$$\Delta t_m = 0,5 \times \Delta t_6;$$

t_{cr}^{per} – температура регенерації адсорбента, °C;

$t_{cr}^{кін}$ – кінцева температура силікагелю, °C;

$t_{вих}$ – температура води на виході з змієвика, °C;

$t_{вх}$ – температура води на вході в гідравлічний контур, °C;

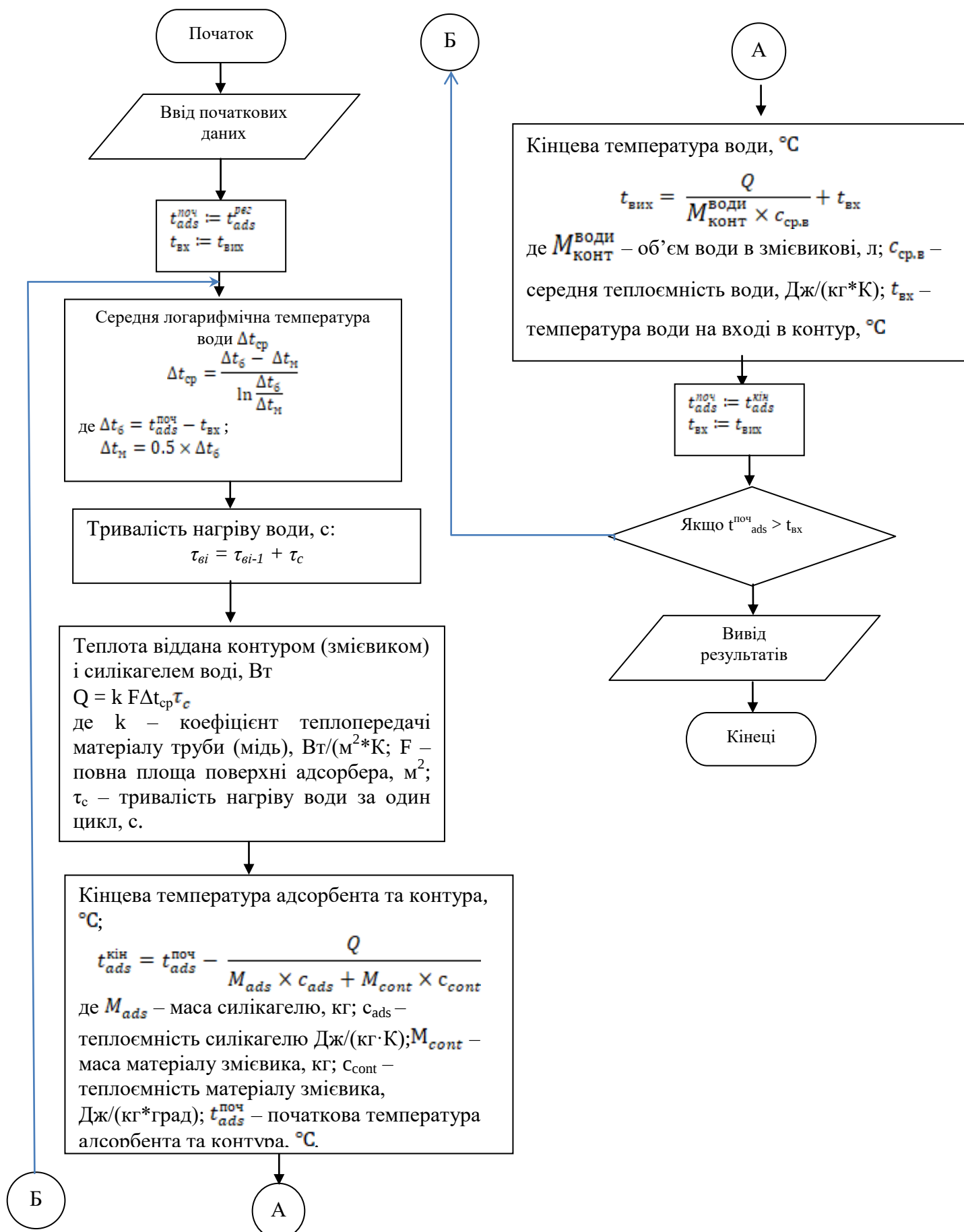


Рис. 6.9. Блок-схема алгоритма розрахунку

Відношення $\frac{\Delta t}{\Delta t_{\tau=0}} = 0,5$ обрано згідно [259] у відповідності з часом проходження води через гідравлічний контур.

Визначається тривалість нагріву води, с:

$$\tau_{\text{в}} = \tau_{\text{с}} \times n, \quad (6.6)$$

де n - кількість циклів;

τ - тривалість нагріву води за 1 цикл, с

Теплота, яка віддана контуром та адсорбентом воді, Вт

$$Q = k F \Delta t_{\text{ср}} \tau_{\text{с}} \quad (6.7)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі матеріалу труби (мідь), Вт/(м²*К);

F – повна площа перерізу поверхні адсорбера, м²;

$\tau_{\text{в}}$ – тривалість нагріву води, с.

Для визначення температури адсорбента та контура використовують рівняння теплового балансу,

$$Q = M_{\text{адс}} \times c_{\text{адс}} \times (t_{\text{сг}}^{\text{рег}} - t_{\text{сг}}^{\text{кін}}) + M_{\text{конт}} \times c_{\text{конт}} \times (t_{\text{адс}}^{\text{рег}} - t_{\text{адс}}^{\text{кін}})$$

$$t_{\text{адс}}^{\text{кін}} = t_{\text{адс}}^{\text{рег}} - \frac{Q}{M_{\text{адс}} \times c_{\text{адс}} + M_{\text{адс}} \times c_{\text{конт}}} \quad (6.8)$$

де $M_{\text{адс}}$ – маса адсорбенту, кг;

$c_{\text{адс}}$ – теплоємність силікагелю Дж/(кг*К);

$M_{\text{конт}}$ – маса матеріалу контура, кг;

$c_{\text{зм}}$ – теплоємність матеріалу контура, Дж/(кг*град);

Визначають кінцеву температуру води, °С. Використовуємо рівняння теплового балансу,

$$Q = M_{\text{конт}}^{\text{води}} \times c_{\text{ср.в}} \times (t_{\text{вих}} - t_{\text{в}}^{\text{поч}})$$

$$t_{\text{вих}} = \frac{Q}{M_{\text{конт}}^{\text{води}} \times c_{\text{ср.в}}} + t_{\text{в}}^{\text{поч}} \quad (6.9)$$

де $M_{\text{конт}}^{\text{води}}$ – об'єм води в контурі, л;

$c_{\text{ср.в}}$ – середня теплоємність води, Дж/(кг·К).

Розрахунок повторюють, починаючи з пункту 1 доти, поки температура води на виході з контуру не буде дорівнювати температурі адсорбента (початкові дані при цьому залишаються кінцевими для попереднього циклу). Результати розрахунку наведені на рис. 6.10. Показано, що швидкість охолодження визначається перш за все об'ємом води, яка нагрівається в гідравлічному контурі. Найменший час близько 10 хвилин відповідає 160 л води, яка циркулює в гідравлічному контурі (Рис. 6.10б). Температура води при цьому складає від 14°C до 17°C в залежності від температури регенерації, яка змінюється в інтервалі 90 – 110°C (рис. 6.10). При підвищенні об'єму води, яка циркулює в контурі, час охолодження адсорбенту знижується, а температура води до 20 – 30°C (рис. 6.10а). Отриманий теплоносій можна використовувати для гарячого водопостачання або для підігріву води в випарнику.

При використанні за першим варіантом корисну теплоту можна розрахувати як:

$$Q_{\text{кор}} = M_{\text{ads}} \cdot \Delta H_{\text{ads}} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta H_{\text{cond}} + M_{\text{конт}}^{\text{води}} \times c_{\text{ср.в}} \times (t_{\text{вих}} - t_{\text{в}}^{\text{поч}}) \quad (6.8)$$

В цих умовах коефіцієнт перетворення теплоти при підвищенні витрати повітря та його абсолютної вологості також досягає максимальних значень при абсолютній вологості близько 0,04 кг/м³ та витраті повітря в інтервалі 0,075 – 0,1 м³/с (рис. 6.11).

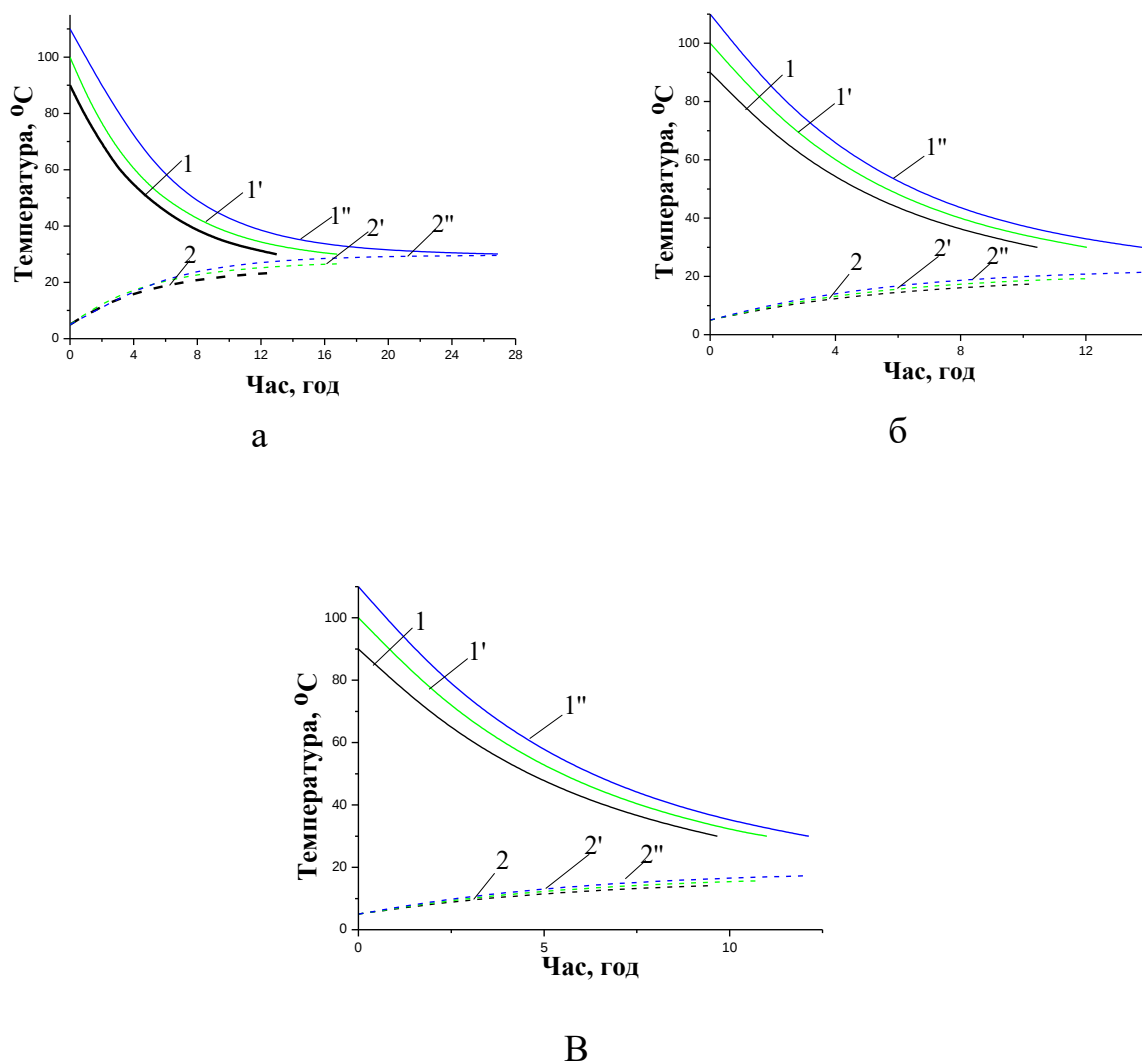


Рис. 6.10. Залежність температура – час для композиту «силікагель – натрій сульфат» (1, 1', 1'' та 1''') та води (2, 2', 2'' та 2''') при охолодженні адсорбента після регенерації при експлуатації адсорбційного теплового насоса. Об'єм води в контурі, л: 1 та 2 – 25, 1' та 2' – 50, 1'' та 2'' – 75; 1''' та 2''' – 100. Температура регенерації, °C: 90 (а), 100 (б), 110 (в).

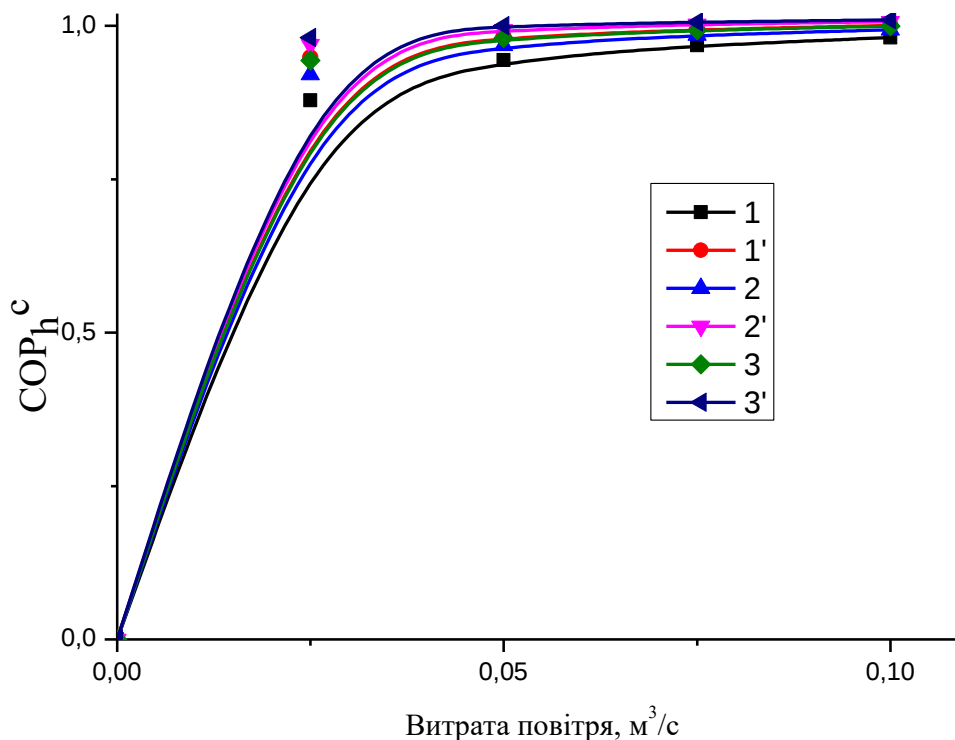


Рис. 6.11. Залежність COP_h^c від витрати повітря за умови парового зволоження повітря (1, 2, 3) та з утилізацією теплоти від охолодження адсорбента після регенерації (1', 2' та 3'). Абсолютна вологість повітря, кг/м^3 : 1, 1' – 0.02; 2, 2' – 0.03; 3, 3' – 0.04.

Власне кількість теплоти, яка отримана при підігріві води незначна в порівнянні з теплою адсорбції та конденсації. І, отже, величина коефіцієнта перетворення теплоти при цьому підвищується лише на 1 %.

6.5 Висновки до розділу 6

1. Запропонована конструкція адсорбційного теплового насоса. Проаналізовано основні фактори, що впливають на ефективність його роботи. Порівняно процеси експлуатації адсорбційних теплових насосів та адсорбційних акумуляторів теплової енергії.

2. Вперше запропоновано алгоритм розрахунку основних експлуатаційних характеристик адсорбційного теплового насосу в системах

теплопостачання. Порівняно критерії оцінки ефективності адсорбційних теплових насосів та теплоакумуючих пристроїв. Показано, що тотожність параметрів режимів експлуатації адсорбційного теплового насоса та адсорбційного акумулятора теплової енергії – витрата повітря $0,08 - 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ та абсолютна вологості повітря $0,03 - 0,04 \text{ кг}/\text{м}^3$, які дозволяють здійснювати процес експлуатації найбільш ефективно. Температуру потоку вологого повітря, який направляється до шару адсорбента можна підтримувати на рівні $20 - 40^\circ\text{C}$.

3. Порівняно ефективність основних заходів з підвищення ефективності адсорбційного теплового насосу. Показано, що використання ультразвукового зволоження повітря дозволяє підвищити коефіцієнт адсорбційного перетворювання теплової енергії майже в 2 рази в порівнянні з паровим зволоженням.

4. Проаналізовано можливість утилізації теплоти при охолодженні адсорбента після регенерації. Запропоновано алгоритм розрахунку температури води та адсорбента при охолодженні. Показано основні фактори, які впливають на швидкість охолодження та кінцеву температуру води. Виявлено оптимальний об'єм води в гідравлічному контурі для охолодження. Оцінено підвищення ефективності адсорбційного теплового насосу в результаті використання запропонованого заходу – 1 %.

5. Виявлено сезонну залежність експлуатаційного коефіцієнта перетворення теплоти адсорбційного теплового насоса на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Встановлено кореляцію коефіцієнтів перетворення теплоти для адсорбційного теплового насоса та властивостей використаних сорбентів (сорбційної ємності та температури регенерації). Показано перспективність його використання в системах теплопостачання, яка обумовлена його незалежністю від традиційних джерел енергії та екологічними перевагами.

Результати роботи, представлені в розділі 6, опубліковані в фахових та наукометричних виданнях [193, 194, 196, 201, 258], представлені на міжнародних та Всеукраїнських конференціях [198, 199, 200, 205], а також монографіях, виданих в закордонних видавництвах [174, 175].

7. ЗОЛЬ-ГЕЛЬ СИНТЕЗ КОМПОЗИТНИХ АДСОРБЕНТІВ ТИПУ «КРЕМНЕКИСНЕВА МАТРИЦЯ – СІЛЬ»

Попередньо було показано, що впровадження адсорбційних трансформаторів теплової енергії вимагає адсорбентів з адсорбційною ємністю не менш за 0,5 кг/кг, що вимагає значного вмісту солі, яка утворює кристалогідрати, в адсорбенті. Але традиційні методи синтезу композитів «поринна матриця – сіль», тобто сухого або вологого імпрегнування, не лише вимагають значної кількості тривалих та складних операцій, а і не дозволяють отримати композити зі значним вмістом солі, а отже і підвищити адсорбційну ємність до необхідних значень.

7.1 Технологічні рішення промислового виробництва інноваційних композитних матеріалів

Хімічне модифікування кремнеземів широко застосовується для надання поверхні специфічності до відповідних адсорбатів. Дослідження останніх років підтвердили перспективність та широкі можливості використання модифікованих кремнеземних матриць для твердофазної екстракції, розділення та сорбційного концентрування іонів і молекул. Імобілізація на поверхні кремнеземів різноманітних лігандів та важливих аналітичних реагентів дала також суттєвий поштовх розробці гібридних (комбінованих з сорбційним передконцентруванням) та тест-методів аналізу. Найбільшого поширення набуло застосування хімічно модифікованих кремнеземів для концентрування мікрокількостей іонів з водних розчинів. Зокрема, були створені ефективні та достатньо специфічні адсорбенти для концентрування катіонів. Розробці кремнеземних адсорбентів для твердофазної екстракції аніонів приділялась значно менша увага. Разом із тим досить часто, особливо в техногенних розчинах, відповідні метали та деякі токсичні елементи, що визначаються або вилучаються, містяться в аніонній формі.

Кремнезем, як відомо, є слабким катіонообмінником, а адсорбція

аніонів на його поверхні з водних розчинів відбувається в незначній мірі, або практично відсутня. Модифікація кремнеземів органічними реагентами та полімерами, що містять четвертинний атом азоту, суттєво підвищує активність поверхні щодо адсорбції аніонів. В цьому відношенні, з метою створення високоємних адсорбентів із задовільною кінетикою адсорбції аніонів, значний інтерес викликає застосування для модифікації поверхні кремнезему водорозчинних катіонних поліелектролітів і особливо полііоненів, що містять четвертинний атом азоту в основному ланцюзі. Імобілізація полііоненів на поверхні кремнеземів та сорбційні характеристики таких модифікованих кремнеземів до цих пір практично не вивчалися. При цьому особливий інтерес з наукової і практичної точки зору викликає можливість здійснення онієвої полімеризації (послідовної реакції Меншуткіна) за участі третинних заміщених діамінів і дигалогенідів безпосередньо в поверхневому шарі кремнеземів. Тому дослідження нового типу поверхневих реакцій та створення на цій основі нових видів модифікованих кремнеземних адсорбентів є важливою і актуальною задачею.

Темплатний синтез силікатів з контрольованим ступенем пористості та морфологією часток інтенсивно досліджується останнім часом для технологій розділення, каталізу та сенсорики. Одним з найбільш ефективних шляхів створення впорядкованих пористих силікатів є темплатний синтез.

Кремнеземи типу MCM-41 з упорядкованою структурою однорідних гексагональних пор із середнім діаметром 2-10 нм і великою питомою поверхнею інтенсивно досліджують для створення нового покоління адсорбентів і носіїв каталізаторів. При цьому основна частина досліджень спрямована на розробку матеріалів з контрольованою морфологією нанопор. Традиційні методики синтезу дозволяють одержати матеріали MCM-41, що складаються з розрізнених агломератів невизначеної форми. Однак для рішення практичних завдань важливо при синтезі однорідномезопористих матриць контролювати морфологію на макроскопічному рівні. Зокрема, сферична форма часток зручна для використання MCM-41 у

хроматографічних методах поділу, а також для створення нанореакторів з біологічно активними речовинами й лікарськими препаратами.

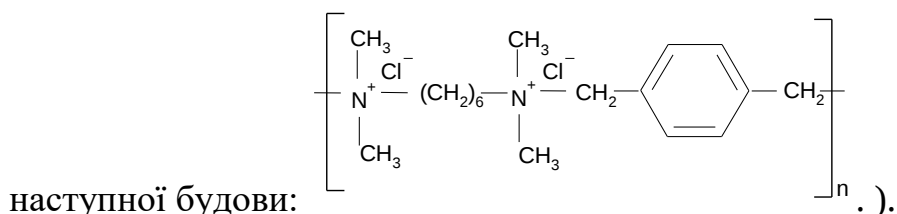
Методи синтезу сферичних кремнеземних матриць ґрунтуються на класичному синтезі Штобера, що полягає у проведенні реакції гідролізу алкоксисиланів у спиртово-основному середовищі. При цьому утворюються непористі кремнеземи зі сферичною грануляцією часток розміром від 0,05 до 2 мкм (залежно від природи спирту й співвідношення компонентів).

Для створення кремнеземів зі сферичною морфологією часток і впорядкованою структурою мезопор необхідно використовувати міцелярні темплати. Синтез проводили з використанням тетраметоксисилана й алкилтриметиламоній-бромідів з різною довжиною алкільного радикалу (C_{12} - C_{16}) у середовищі метанолу та NaOH, в результаті чого одержували сферичні частки розміром 0,1-0,5 мкм. До недоліків використаного методу відноситься забруднення зразків іонами Na^+ , а також токсичність метанолу й кремнеземного прекурсору. Завдяки використанню тетраетоксисилана (TEOS) і цетилтриметиламонійброміда ($C_{16}TMABr$) ці обмеження були частково усунуті, однак отримані сферичні кремнеземи MCM-41 мали невисоку питому поверхню (600—800 m^2/g). Сферичні мезопористі кремнеземи синтезували не тільки в спиртово-основних середовищах, а й у системі TEOS- $C_{16}TMABr$ або з використанням нейтрального темплата "Triton X100" і силікату натрію в кислих середовищах.

Іонні темплати найбільш придатні для формування мезопористої структури через можливість збиратися в самовпорядковані заряджені міцели. Кремнійорганічний "каркас" формується при поліконденсації продуктів гідролізу TEOS на поверхні цих міцел в результаті взаємодії між неорганічними аніонами та катіонами органічних темплатів. Пориста структура формується в результаті видалення органічного темплату в процесі прокалювання.

Значний інтерес викликає використання полімерів з високою густиною заряду вздовж полімерного ланцюга у якості темплата для формування високоорганізованої мезопористої структури.

Гідроліз силікатного прекурсору – тетраетоксисилану проводили за модифікованим методом Штобера в спиртово-аміачному середовищі з наступним мольним співвідношенням компонентів: 1ТЭОС:0,3Х:11NH₃:144H₂O:58C₂H₅ОН, де Х – темплатний агент (як темплатний агент використовували (а) – цетилтриметиламонійбромід (C₁₆TMABr), (b) – суміш C₁₆TMABr та полііонену, (c) – полііонен I-4Me-Ph

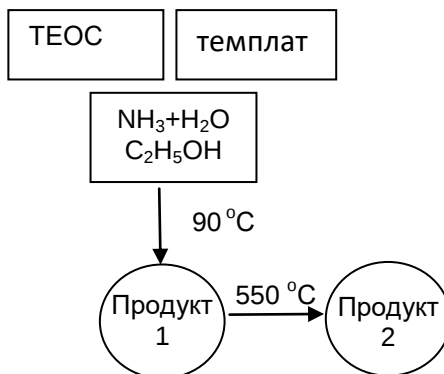


Співвідношення ТЕОС: темплатний агент було постійним для всієї серії дослідів. Темплатний синтез полягає у взаємодії силікат-аніонів та амонієвих катіонів, тому враховували той факт, що молекула C₁₆TMABr містить один четвертинний атом азоту, а елементарна ланка полііонена два. У таблиці 7.1 наведені склади темплатних агентів.

Таблиця 7.1 - Склад темплатних агентів, які використовувалися під час синтезу

Темплатний агент	Мольне спів- відношення ТЕОС/ темплат- ний агент	Вміст полііонену в темплатному агенті, мол. %
C ₁₆ TMABr	0.3	-
C ₁₆ TMABr + I-4Me-Ph	0.3	1
C ₁₆ TMABr + I-4Me-Ph	0.3	10
C ₁₆ TMABr + I-4Me-Ph	0.3	33
I-4Me-Ph	0.3	100

Схема синтезу наведена нижче на схемі:

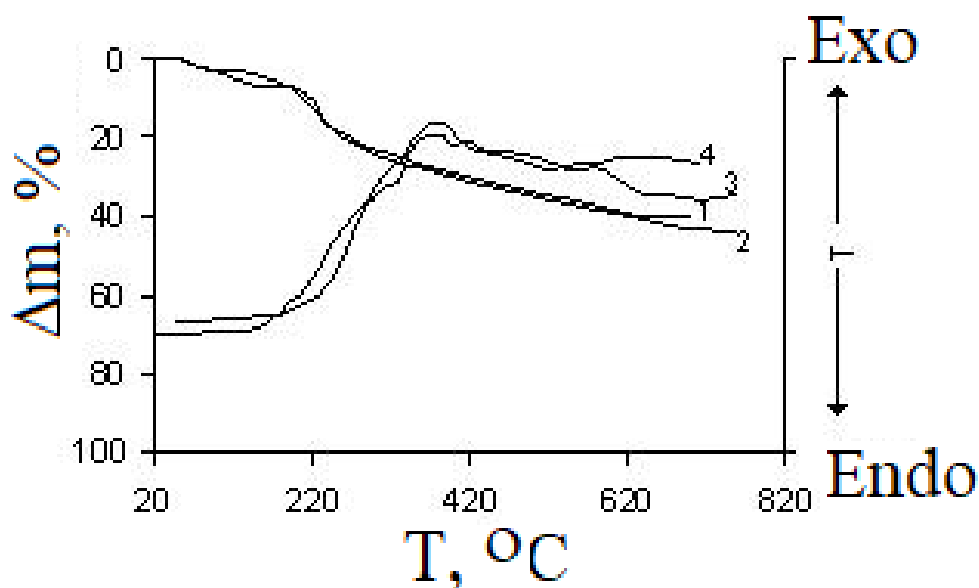


Розчиняли 0,007 моль темплатного агенту у 50 мл дистильованої води. До розчиненого темплату додавали 20 мл розчину аміаку (25%, 0,2 моль) і 80 мл етанолу (96%, 1,3 моль). Розчин перемішували за допомогою магнітної мішалки (250 об/хв) протягом 15 хв., потім додавали 5 мл ТЕОС (0,022 моль). Гель перемішували дві години, білий осад відфільтровували та промивали в 100 мл дистильованої води та 100 мл етанолу. Для видалення води, спирту й аміаку зразок висушували протягом 5 год при 363 К. Прожарювання органічного темплата проводили при 823 К протягом ще 5 год.

7.2 Структурні параметри та адсорбційні властивості отриманих матеріалів

Зразки досліджували методом диференційно-термічного аналізу, програмованої адсорбції азоту при 77 К ("Quantachrome Instruments"). По ізотермах адсорбції азоту визначили питому поверхню, об'єм пор і розподіл пор за розмірами. Структуру зразків вивчили за допомогою рентгенівського дифрактометра ДРОН 4-07 у малокутовій області. Методом скануючої електронної мікроскопії за допомогою рентгенівського мікроаналізатора "Superprobe-733" (JEOL) визначили форму й розмір отриманих частинок.

Результати диференційно-термічного аналізу нанокompозитів з вмістом полііонену у якості темплатного агенту у кількості 33 та 100% представлені на рис. 7.1.



1 – кількість темплатного агенту 33 %

2 – кількість темплатного агенту 100 %

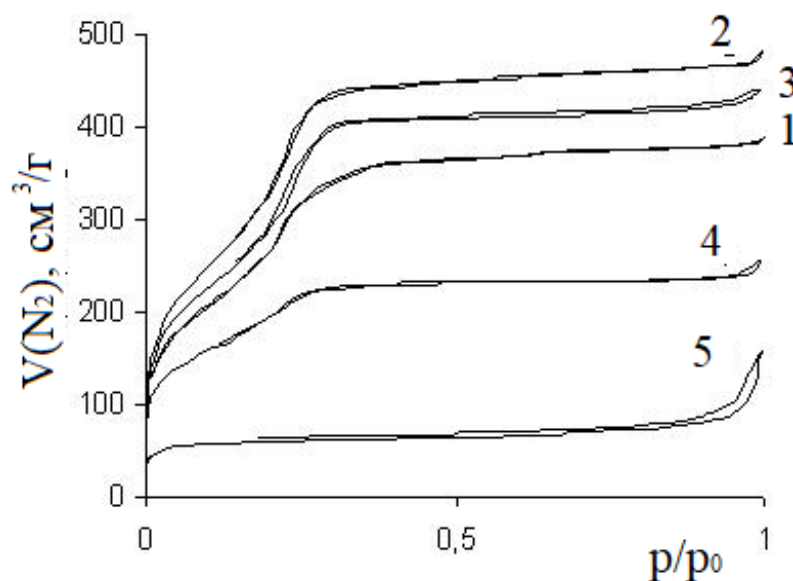
3 – кількість темплатного агенту 33 %

4 – кількість темплатного агенту 100 %

Рисунок 7.1 - TG-(1, 2) та ДТА-криві (3, 4) для нанокompозитів з вмістом полііонену у якості темплатного агенту у кількості 33 (1, 3) та 100% (2, 4)

TG та ДТА-криві демонструють типовий профіль розкладу з початковою втратою маси приблизно 5 % при температурі менше 100°C , що пов'язано з видаленням залишкової води, спирту та аміаку. Головна втрата маси (приблизно 35 %) з екзотермічними ефектами спостерігається у діапазоні $200\text{--}700^\circ\text{C}$ та пов'язана з розкладом темплатного агенту. В діапазоні температур $200\text{--}250^\circ\text{C}$ спостерігається стрімка втрата маси (20 %), яка уповільнюється в діапазоні $250\text{--}700^\circ\text{C}$, що можна пояснити взаємодією між поверхнею силікату та продуктами розкладу органічних темплатів.

Ізотерми адсорбції азоту синтезованих нанокompозитів представлені на рисунку 7.2.



- 1 – вміст полііонену у темплатному агенті 0 %
- 2 – вміст полііонену у темплатному агенті 1 %
- 3 – вміст полііонену у темплатному агенті 10 %
- 4 – вміст полііонену у темплатному агенті 33 %
- 5 – вміст полііонену у темплатному агенті 100 %

Рисунок 7.2 – Ізотерми адсорбції азоту синтезованих нанокompозитів з різним вмістом полііонену у темплатному агенті

Як і для інших мезопористих кремнеземів типу MCM-41, на ізотермах нанокompозитів з вмістом полііонену у темплатній складовій від 1 до 10% можна виділити три характерні області. В області I при малому відносному тиску азоту (p/p_0) відбувається адсорбція на всій доступній зовнішній поверхні зразка. Особливість області II — досить крутий підйом в інтервалі $p/p_0 = 0,15-0,27$, що може бути пояснено початком капілярної конденсації всередині мезопор. Незначна ширина області II свідчить про однорідність пор за розмірами. При більших значеннях p/p_0 починається область III, де адсорбція виходить на насичення. Криві десорбції на ізотермах практично збігаються з адсорбційними кривими і вираженої петлі гістерезису не

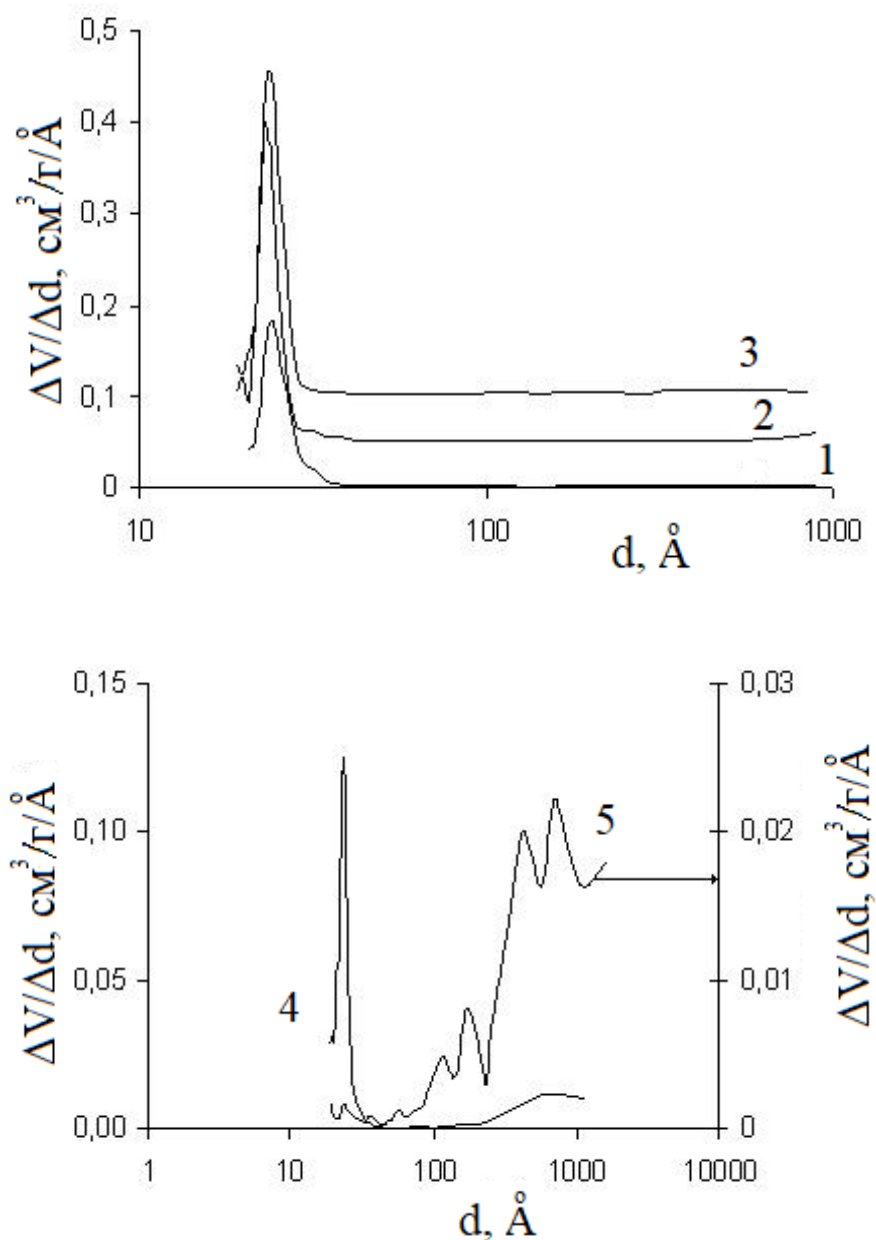
спостерігається. Розраховані за рівнянням BET питомі поверхні зразків складають 800-1200 м²/г, розміри пор зразків знаходяться в межах 23-25 Å.

Подальше збільшення вмісту полііонену у темплатній складовій до 33 % супроводжується зменшенням питомої поверхні зразків до 700 м²/г, розміри пор зменшуються до 21 Å, при цьому з'являється широкий пік у діапазоні 500-1000 Å. Область капілярного ущільнення стала слабо вираженою, і це може бути пояснено зменшенням мезопор.

Адсорбційні ізотерми нанокompозиту, синтезованого з використанням полііонену у якості темплатного агенту свідчать про низьку питому поверхню зразка (240 м²/г) та широкий розподіл пор за розмірами в діапазоні 100-1000Å.

На рис. 7.3 представлені криві розсіювання рентгенівських променів в діапазоні кутів від 0 до 10 °. Для зразків синтезованих з малим вмістом полііонену у темплатній складовій (до 10 %) наявні три рефлекси в діапазоні 2.5-7.0°, що відповідають індексації (100), (110) і (200) і характеризують упорядковану гексагональну структуру пор. Використовуючи значення d_{100} , по формулі $a_0 = 2d_{100}/3^{0.5}$ розраховали параметр решітки (відстань між центрами пор), що складає 4 нм.

З огляду на те, що подібні кремнеземні матриці мають товщину стінок близько 1 нм, діаметр пор синтезованого зразка дорівнює 3 нм, що узгоджується з розрахунками розмірів пор, наведеними вище. На дифрактограмі зразка з вмістом полііонену в темплатному агенті 33% наявний лише один слабкий пік, а для зразка, де використовувався виключно полііонен, як темплат піки взагалі відсутні, що свідчить про аморфний характер ближньої структури.



- 1 – вміст полііонену у темплатному агенті 0 %
- 2 – вміст полііонену у темплатному агенті 1 %
- 3 – вміст полііонену у темплатному агенті 10 %
- 4 – вміст полііонену у темплатному агенті 33 %
- 5 – вміст полііонену у темплатному агенті 100 %

Рисунок 7.3 - Розподіл пор за розмірами для синтезованих нанокмполіітів з різним вмістом полііонену у темплатній складовій. Криві (1, 2, 3) зміщені вгору з величиною 0.01, 0.05 и 0.10 відповідно

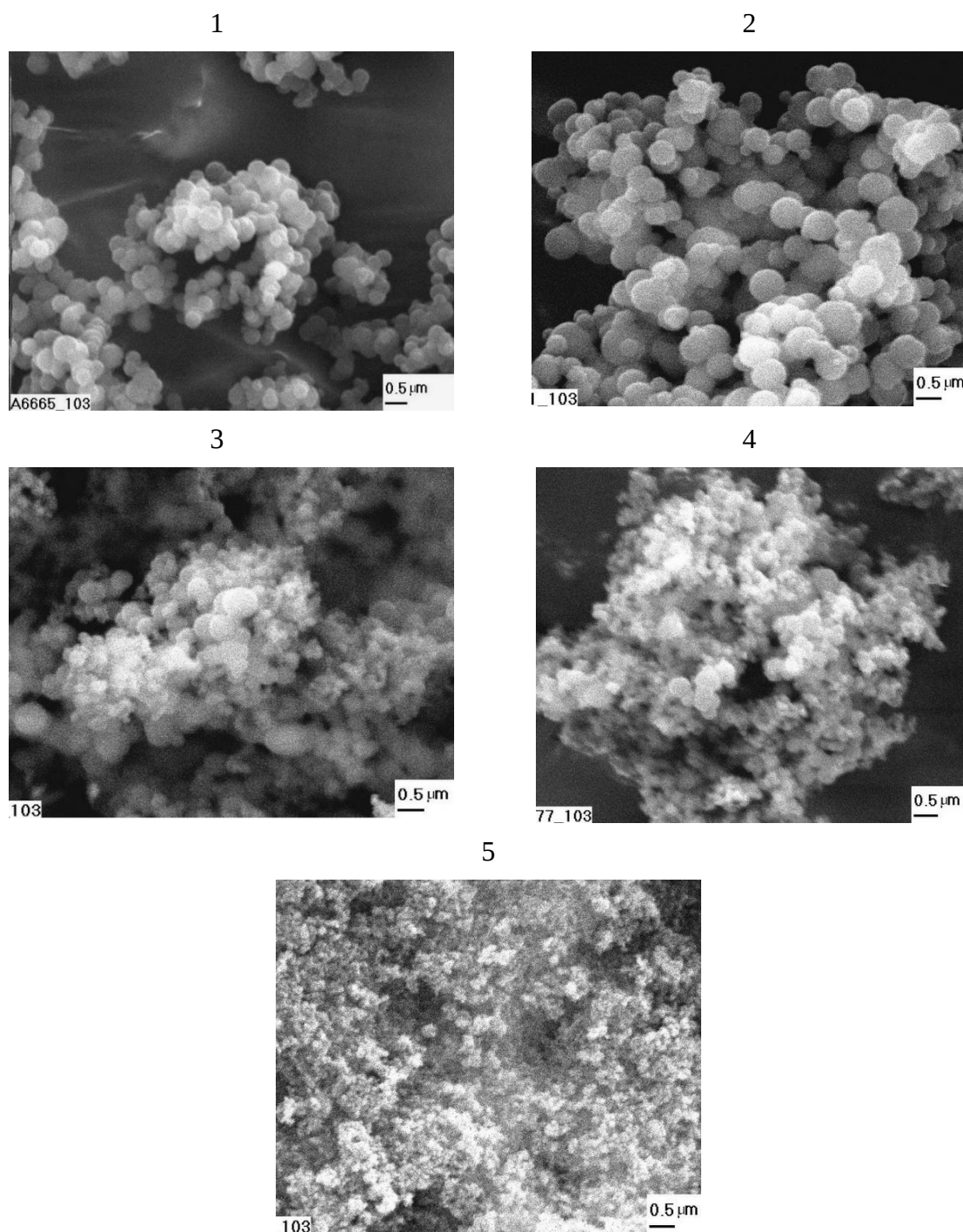
Структурні параметри синтезованих нанокompозитів представлені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 - Структурні параметри синтезованих нанокompозитів

Вміст полііонену в темплатному агенті, мол. %	Середній діаметр пор, Å	Питома площа поверхні, м ² /г	Параметр решітки a_0 , Å	Структура пор
-	25	800	39	гексагональна організована
1	23	1234	38	гексагональна організована
10	25	1055	39	гексагональна організована
33	21	702	39	слабо організована
100		239	-	не упорядкована

Мікрофотографії часток синтезованих нанокompозитів, отримані за допомогою скануючої електронної мікроскопії, представлені на рисунку 7.4.

Можна бачити, що зразки з низьким вмістом полііонену у темплатній складовій утворені з досить однорідних часток правильної сферичної форми із середнім діаметром 0,5 мкм. Підвищення вмісту полііонену у темплатній складовій приводить до зменшення діаметру пор та утворенню нерегулярної аморфної структури. Як відомо, при синтезі кремнеземних матриць у спиртово-аміачному середовищі спирт виступає розчинником алкоксисиланів, а аміак - каталізатором гелеутворення. Вплив концентрації аміаку, води, спирту й тетраалкоксисилана на розмір і форму непористих часток, що утворюються, було раніше вивчене для системи тетраетоксисилан-етанол. Показано, що швидкість конденсації продуктів гідролізу залежить від вмісту води в системі, і під час відсутності аміаку полікремнієва кислота конденсується в частки довільної форми.



1 – вміст полііонену у темплатному агенті 0 %; 2 – вміст полііонену у темплатному агенті 1 %; 3 – вміст полііонену у темплатному агенті 10 %; 4 – вміст полііонену у темплатному агенті 33 %; 5 – вміст полііонену у темплатному агенті 100 %

Рисунок 7.4 - СЕМ-мікрофотографії синтезованих нанокомпозитів з різним вмістом полііонену у темплатній складовій: 0 % (a), 1 % (b), 10 % (c), 33 % (d), и 100 % (e)

Змінюючи співвідношення концентрації аміаку і води, вдається синтезувати сфери розміром до 1 мкм. Одержання часток більших розмірів (до 2 мкм) можливо при використанні алкоксисиланів з більшою довжиною радикала.

Формування мезопористої структури зв'язують із визначальною роллю супрамолекулярних темплатів.

При досягненні критичної концентрації міцелоутворення молекули поверхнево-активної речовини само впорядковуються в міцели, форма яких може змінюватися залежно від концентрації й структури молекул ПАР. Складання силікатних іонів на поверхні міцел звичайно здійснюються внаслідок комплементарних електростатичних взаємодій між неорганічними іонами й зарядженими групами ПАР. Регулярна структура пор синтезованих нанокомпозитів формується внаслідок взаємодії позитивно заряджених четвертинних атомів азоту з негативно зарядженими макроаніонами полікремнієвої кислоти, що утворилася в результаті каталітичного гідролізу тетраетоксисилана.

Відомо, що структура MCM-41 складається з гексагонально упакованих мезопор циліндричної або гексагональної конфігурації. Якщо перерізи всіх мезопор зразка однакові й не змінюються по всій довжині, то структуру такого матеріалу можна вважати ідеальною.

Ступінь наближення структури досліджуваних зразків до ідеальної визначає ряд критеріїв. По-перше, високий ступінь упорядкованості структури означає сталість параметра решітки a_0 , що для мезофазних систем визначається наявністю рефлексів строго в малокутовій області. По-друге, сталість діаметра всіх мезопор по довжині означає, що, принаймні, в області розмірів пор менше 4,5 нм адсорбційна й десорбційна гілки ізотерми низькомолекулярної адсорбції азоту збігаються. По-третє, розкид по величині діаметра між різними мезопорами відсутній через те, що область зміни відносного тиску, у межах якої відбувається капілярна конденсація, є дуже вузькою. Відповідно до перерахованих критеріїв, синтезовані зразки

нанокомпозитів з вмістом полііонену у темплатному агенті до 10 % характеризуються однорідною морфологією часток і мають досить регулярну структуру мезопор.

Таким чином, на основі модифікованого методу Штобера з використанням цетилтриметиламонійброміда та полііонена у якості темплатних агентів розроблена методика синтезу однорідномезопористих кремнеземних матриць на основі тетраетоксисилану з упорядкованою гексагональною структурою пор, високим значенням питомої поверхні й однорідною сферичною грануляцією часток.

7.3 Висновки до розділу 7

1. Розроблено технологічні принципи отримання композитів «силікагель – сіль» золь – гель методом. Показано основні ключеві фактори, які впливають на процес росту часток та формування мезопоринної структури.
2. Запропоновано заходи з регулювання розміру частинок золю, шляхом зміни вмісту полііонена в темплатному агенті та довжини радикалу в алкоксисилані.
3. Показано, що впроваджені заходи сприяють підвищенню виходу цільового продукту до 95 % та зростанню збільшенню діаметру гранул отриманого композиту до 3 – 5 мм.

Результати дослідження опубліковані в статтях в фахових журналах [179, 212] та в монографіях [174, 175], які видано в закордонних видавництвах, представлено на міжнародних конференціях [240, 241]. За результатами дослідження отримано патент України [211].

ВИСНОВКИ

1. Розглянуто основні принципи створення та експлуатації адсорбційних трансформаторів теплової енергії для систем тепlopостачання, вентиляції та кондиціонування. Розроблено загальні принципи та алгоритми підбору робочих пар «адсорбент – адсорбат» для адсорбційних трансформаторів теплової енергії типу “силікагель-кристалогідрат”. Обґрунтовано, що основними критеріями підбору робочих пар є призначення теплотрансформатора (тепlopостачання, підігрів або охолодження припливного повітря, відведення теплоти від охолоджуваного середовища), вид та потенціал джерела теплоти для регенерації адсорбента, наявність контакту людини, адсорбента та адсорбата при експлуатації теплотрансформатора, яка обумовлює необхідність використання нетоксичних та неагресивних речовин та обмежує температуру регенерації адсорбента до 90°C. Показано, що головним чинником при підборі робочих пар для теплотрансформаторів є теплове навантаження та адсорбційна ємність адсорбента, яка визначає теплоту адсорбції, і, отже, масу та об’єм адсорбента, яка необхідна для компенсації необхідного теплового навантаження, що, в свою чергу, визначає габаритні розміри адсорбційного модуля.

2. Проаналізовано кореляцію теплового навантаження та теплоти адсорбції і маси та об’єму адсорбента, які необхідні для його компенсації. Доведена гранична ефективність використання адсорбентів з вологопоглинанням не менш за 0,5 – 1,0 кг/кг для компенсації теплових навантажень потужністю 300 – 400 МДж/добу, які зазвичай і є типовими при опалюванні та вентиляції житлових та складських приміщень. Доведено, що найбільш перспективними матеріалами, які задовольняють цим вимогам є синтезовані композити силікагель-кристалогідрат. Показано, що ключовими факторами, які впливають на властивості подібних матеріалів є сіль, яка

утворює кристалогідрат, її вміст в композиті, що визначається методом його синтезу має бути не менше 60%. Підтверджені перспективність та переваги золь – гель методів отримання композитних адсорбентів перед вологим та сухим імпрегнуванням.

3. Розроблено метод темплатного золь-гель синтезу композитних матеріалів типу “силікагель-кристалогідрат”, який передбачає гідроліз силікатних прекурсорів – тетраетоксисилану або силікатів натрію у кислотних середовищах з одночасним утворенням солей сульфату або ацетату натрію і кремній-кисневої матриці. В якості темплатних агентів – структуроутворюючих добавок використовувалися полімерні четвертинні амонієві солі. Проаналізовано вплив співвідношення води, кислоти та силікатних прекурсорів, вмісту полііонена на розподіл пор в синтезованому нанокompозиті за рахунок взаємодії позитивно заряджених четвертинних атомів азоту з негативно зарядженими макроаніонами полікремнієвої кислоти, що утворюється в результаті каталітичного гідролізу силікатних прекурсорів з утворенням композитних адсорбентів типу “силікагель-кристалогідрат” . Розроблено технологія синтезу композитних адсорбентів типу “силікагель-кристалогідрат” з вмістом кристалогідрату від 40 до 80% з розміром гранул від 0,5 до 3,0 мм для використання у теплотрансформаторах різного призначення.

4. Встановлено основні фактори, які впливають на ефективність роботи адсорбційного теплоакumuлюючого модуля: конструкція приладу, швидкість потоку повітря, температура та вологість потоку припливного повітря, а саме абсолютна вологість припливного повітря має бути не меншою за $0,03 \text{ кг/м}^3$, швидкість повітряного потоку 0,4-0,6 м/с, температура 20 – 30°C. В цих умовах кінцеві температури 65 – 80°C досягаються протягом 6 – 7 годин, що відповідає максимальним значенням коефіцієнтів корисної дії 45 – 70 %. Запропоновано інше технічне рішення – скорочення періодів заряду та розряду в 5 разів, що дозволить подавати потік теплого повітря до вентильованих приміщень відповідно до санітарних правил та норм.

Показано, що запропонований режим експлуатації теплоакumuлюючого пристрою відповідає максимальним значенням, як коефіцієнта корисної дії, так і ексергетичного коефіцієнта корисної дії.

5. Встановлено, що ключовими статтями витрат на експлуатацію адсорбційного модуля є випаровування води та десорбція (регенерація сорбента після використання), які складають 43% та 48%, відповідно. Досліджено підвищення ефективності експлуатації адсорбційного теплотрансформатора відкритого типу при використанні ультразвукового зволоження не менш, ніж на 25 % за рахунок зниження витрат на зволоження повітря.

6. Спроековано, виготовлено та досліджено роботу адсорбційних регенераторів тепла та вологи на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Проведена симуляція процесів експлуатації адсорбційних регенераторів теплоти і вологи на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат» в умовах типової системи вентиляції житлових приміщень. Встановлена залежність величини коефіцієнта регенерації тепла від швидкості повітряного потоку та часу перемикання потоків. Оптимальними значеннями часу перемикання потоків і швидкості повітряного потоку, які відповідали максимальним значенням коефіцієнта регенерації тепла та ексергетичного коефіцієнта корисної дії встановлені не більше 5 хв. і 0,12 – 0,22 м/с.

7. Проведено дослідження процесів експлуатації адсорбційних геліокондиціонерів та адсорбційної холодильної геліоустановки на основі композитних адсорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». Визначено основні фактори, які впливають на холодильний коефіцієнт циклу: склад адсорбенту (вміст солі), а також різниця між температурами адсорбента після адсорбції та температурою регенерації. Показано збільшення холодильного коефіцієнту циклу при зростанні вмісту натрій сульфату в композиті. Підтверджено кореляцію режиму процесу

регенерації композита та холодильним коефіцієнтом установки. Встановлено зростання величини холодильного коефіцієнту при зменшенні різниці температур адсорбенту та температури регенерації ΔT_1 . Максимальні значення холодильного коефіцієнта спостерігалися відповідають $\Delta T_1 = 55^\circ\text{C}$ для композитів, які містять близько, мас. %: силікагель – 20 та натрій сульфат – 80.

8. Запропоновано використання теплоти адсорбції для підігріву теплоносія (води) який використовується для підігріву адсорбента при регенерації. Розроблено схему утилізації теплоти адсорбції. Показана можливість підігріву води за рахунок теплоти адсорбції до $50 - 90^\circ\text{C}$ при цьому маса води дорівнює $187,92 - 766,64$ кг при холодопродуктивності $89,5 - 358$ МДж/добу, і, отже масам адсорбента «силікагель 20 % – натрій сульфат 80%» $53,91 - 217,56$ відповідно. Встановлено, що використання акумульованої теплоти близько $6,5 - 53,9$ МДж на регенерацію та підігрів адсорбента дозволяє знизити площу сонячного колектора близько на 2 м^2 , що сприяє підвищенню експлуатаційного холодильного коефіцієнта на $0,05 - 1,5$ %.

9. Показано підвищення ефективності процесів утилізації низько-потенційної теплової енергії при експлуатації парових компресійних холодильних установок. Запропонована схема парової компресійної холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем. Оцінено холодопродуктивність адсорбційного холодильного модуля в умовах експлуатації типової парокомпресійної холодильної установки. Показано, що холодопродуктивність та холодильний коефіцієнт адсорбційного холодильного модуля визначаються тепловим навантаженням на конденсатор, і, отже, масою води, яка десорбується та випаровується.

10. Визначено основні фактори, які впливають на ефективність його роботи адсорбційного теплового насоса. Показано тотожність параметрів режимів експлуатації адсорбційного теплового насоса та адсорбційного акумулятора теплової енергії – витрата повітря $0,08 - 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ та абсолютна

вологості повітря $0,03 - 0,04 \text{ кг/м}^3$, які дозволяють здійснювати процес експлуатації найбільш ефективно. Температуру потоку вологого повітря, який направляється до шару адсорбента можна підтримувати на рівні $20 - 40^\circ\text{C}$. Показано, що використання ультразвукового зволоження повітря дозволяє підвищити коефіцієнт адсорбційного перетворювання теплової енергії майже в 2 рази в порівнянні з паровим зволоженням.

12. Впроваджено розроблені адсорбційні пристрої на підприємствах України (регенератори, теплові насоси, теплові акумулятори). Показано, що впровадження дозволяє знизити вартість однієї Гкал теплової енергії в 2-3 рази порівняно з тепловою енергією, отриманою при спалюванні газу або вугілля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Hadj Ammar, M.A., Benhaoua, B., Bouras, F. (2016). Thermodynamic analysis and performance of an adsorption refrigeration system driven by solar collector, *Applied Thermal Engineering*, 112, 1289 – 1296. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.11>
2. Kato, Y. (2007). Chemical energy conversion technologies for efficient energy use, *Thermal energy storage for sustainable energy consumption*. Netherlands: Springer, 377 – 391.
3. Koohi-Fayegh, S., Rosen, M.A. (2020). A review of energy storage types, applications and recent developments, *Journal of Energy Storage*. 27, 101047. <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101047>
4. Sarbu, I., Sebarchievici, C. (2018). A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage, *Sustainability*, 10, 191. doi:10.3390/su10010191
5. 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
6. Sharma, A., Tyagi, V.V, Chen, C.R, Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(2), 318 – 345.
7. Nielsen, K. (2003). Thermal energy storage—a state-of-the-art. A report within the research program Smart Energy-Efficient Buildings at the Norwegian University of Science and Technology and SINTEF, Norwegian University of Science and Technology and SINTEF, 123
8. Lanahan, M., Tabares-Velasco, P.C. (2017). Seasonal Thermal-Energy Storage: A Critical Review on BTES Systems, Modeling, and System Design for Higher System Efficiency, *Energies*, 10(6), 743 – 767
9. N'Tsoukpoe K.E, Liu H., Le Pierres N., et al. (2009). A review on long/term sorption solar energy storage, *Renew Sustain Energ Rev.*, 13(23), 85 – 96.

10. Zalba, B., Marrin, J.M., Cabeza, L.F., Mehling, H. (2003). Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23, 251 – 283.
11. Mastronardo, E., Bonaccorsi, L., Kato, Y., Piperopoulos, E., Lanza, M., Milone, C. (2017). Strategies for the enhancement of heat storage materials performances for $\text{MgO}/\text{H}_2\text{O}/\text{Mg}(\text{OH})_2$ thermochemical storage system, *Applied Thermal Engineering*, 120, 626 – 634. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.004>
12. Pardo, P., Deydier, A., Anxionnaz-Minvielle, Z., Rougé, S., Cabassud, M., Cognet, P. (2014). A review on high temperature thermochemical heat energy storage, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 32, 591 – 610. doi:10.1016/j.rser.2013.12.014.
13. Schmidt, M., Szczukowski, C., Roßkopf, C., Linder, M. (2014). Experimental results of a 10 kW high temperature thermochemical storage reactor based on calcium hydroxide, *Appl. Therm. Eng.*, 62, 553 – 559. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.09.020.
14. Barker, R. (2007). The reactivity of calcium oxide towards carbon dioxide and its use for energy storage, *J. Appl. Chem. Biotechnol.*, 24, 221 – 227. doi:10.1002/jctb.2720240405.
15. Kato Y., Harada, N., Yoshizawa, Y. (1999). Kinetic feasibility of a chemical heat pump for heat utilization of high-temperature processes, *Appl. Therm. Eng.*, 19, 239–254. doi:10.1016/S1359-4311(98)00049-0.
16. Tescari, S., Agrafiotis, C., Breuer, S., De Oliveira, L., Neises-Von Puttkamer, M., Roeb, M., Sattler, C. (2013). Thermochemical solar energy storage via redox oxides: Materials and reactor/heat exchanger concepts, *Energy Procedia*, 49, 1034–1043. doi:10.1016/j.egypro.2014.03.111.
17. Carrillo, A.J., Sastre, D., Serrano, D.P., Pizarro, P., Coronado, J.M. Revisiting the BaO_2/Ba -redox cycle for solar thermochemical energy storage, *Phys. Chem. Chem. Phys.*, 18, 0168039–0168048. doi:10.1039/C5CP07777J.

18. Carrillo, A.J., Serrano, D.P., Pizarro, P., Coronado, J.M. (2016). Manganese oxide-based thermochemical energy storage: Modulating temperatures of redox cycles by Fe-Cu codoping, *J. Energy Storage*. 5 169–176. doi:10.1016/j.est.2015.12.005.
19. Hauer, A. (2007). Sorption theory for thermal energy storage. Thermal energy storage for sustainable energy consumption, Netherlands: Springer, pp. 393–408.
20. Wang, L.W., Wang, R.Z., Oliveira, R.G. (2009). A review on adsorption working pairs for refrigeration, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(3), 518 – 534.
21. Gordeeva, L.G., Aristov, Yu.I. (2018). Adsorptive heat storage and amplification: new cycles and adsorbents, *Energy*, 167, 440 – 453. doi: 10.1016/j.energy.2018.10.132
22. Schreiber, H., Lanzerath, F., Bardow, A. (2018). Predicting performance of adsorption thermal energy storage: from experiments to validated dynamic models, *Applied Thermal Engineering*, 141, 548 – 557. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.094>
23. Demir, H., Mobedi, M., Ulku, S. (2008). A review on adsorption heat pump: problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 2381 – 403.
24. Коломієць, О.В., Сухий, К.М. (2016). Акумуляування тепла, Всеукр. наук./практ. конф. «Проблеми енергоресурсозбереження промисловому регіоні. Наука і практика»: Зб.тез допов. Маріуполь, ДВНЗ «ПДТУ», 48 – 49.
25. Mugnier, D, Goetz, V. (2001). Energy storage comparison of sorption systems for cooling and refrigeration, *Solar Energy*; 71, 47 – 56.
26. Visscher, K. , Veldhuis, J.B.J. (2005). Comparison of candidate materials for seasonal storage of solar heat through dynamic simulation of building and renewable energy system, *Proceedings of the ninth international building performance simulation association*. 785 p.

27. Ferchaud, C. J., Scherpenborg, R. A. A., Zondag, H. A., de Boer, R. (2014). Thermochemical seasonal solar heat storage in salt hydrates for residential applications - Influence of the water vapor pressure on the desorption kinetics of $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$, *Energy Procedia*, 57, 2436 – 2440
28. Andersson, J., Azoulay, M., De Pablo J. (1983), Kinetic investigation of the sorption of water by barium chloride monohydrate, *Thermochimica Acta*, 70, 291-302.
29. Y. Hirata, K. Fujioka, S. Fujiki, Preparation of fine particles of calcium chloride with expanded graphite for enhancement of the driving reaction for chemical heat pumps. *J.Chem. Eng. Japan*, 36, n 7, 2003, 827-832.
30. Jong, A. J., Trausela, F., Fincka, C., van Vlieta, L., Cuypers, R. (2014). Thermochemical heat storage – system design issues, *Energy Procedia*, 48, 309 – 319
31. Bales, C. (2008). Final report of Subtask B Chemical and Sorption Storage“ the overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23 – 28.
32. Boer, R.D., Haije, W., Veldhuis, J, Smeding, S., et al (2004). Solid sorption cooling with integrated storage: the SWEAT prototype. *3rd international heat powered cycles conference – HPC 2004*, 687 – 689.
33. Donkers, P.A.J., Sögütöglü L.C., Huinink H.P., Fischer H.R., Adan O.C.G. (2017). A review of salt hydrates for seasonal heat storage in domestic applications, *Applied Energy*, 199, 45–68
34. Hauer, A. (2002). Thermal energy storage with zeolite for heating and cooling applications, *Proceedings of 3rd workshop of annex 17 ECES IA/IEA*, 258 – 267.
35. Jaehnig, D., Hausner, R., Wagner, W., Isaksson, C. (2006). Thermochemical storage for solar space heating in single-family house, *ECOSTOCK conference*, 4, 58 – 63.
36. Alghoul, M.A., Sulaiman, M.Y., Azmi, B.Z., Wahab, M.A. (2007). Advances on multi/purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating, *Applied Thermal Engineering*, 27(5/6), 813

– 822.

37. Pantos, E. J., West, B., Dokter, W. H., Van Garderen, H. F., Beelen, T. P. M., Van Santen, R. A. (1994). Growth and aging phenomena in silica gels, *Journal of Sol-Gel Science and Technology*, 2, 273 – 276
38. Wang, D., Zhang, J., Xia, Y., Han, Y., Wang, S. (2012). Investigation of adsorption performance deterioration in silica gel–water adsorption refrigeration, *Energy Convers Manag.*, 58, 157 – 162.
39. Patent WO 02/066910 A1. Adsorption heat pump and use of adsorption material as adsorption material for adsorption heat pump, Kakiuchi, H., Takewaki, T., Takumi, H., Yamazaki, M., Watanabe H., 2003.
40. Kakiuchi, H., Shimooka, S., Iwade, M., Oshima, K., Yamazaki, M., Terada, S., Watanabe, H., Takewaki T. (2005). Water vapor adsorbent FAM-Z02 and its applicability to adsorption heat pump, *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 31(4), 273 – 277.
41. Kakiuchi, H., Shimooka, S., Iwade, M., Oshima, K., Yamazaki, M., Terada, S., Watanabe, H., Takewaki, T. (2005). Novel water vapor adsorbent FAM-Z01 and its applicability to an adsorption heat, *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 31(5), 361–364.
42. Sapienza, A., Freni, A., Vasta, S., Restuccia, G., Cacciola G. (2007). Performance of a novel Functional Adsorbent Material for automotive adsorption air conditioning, in: *IMPRES – International Symposium on Innovative Materials for Processes in Energy Systems*, Kyoto, Japan, October 28–31, 2007.
43. Kayal, S., Baichuan, S., Saha, B.B. (2016). Adsorption characteristics of AQSOA zeolites and water for adsorption chillers, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 92, 1120 – 1127.
44. 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

45. Patent US6973963 B2. (2005). *Adsorber generator for use in sorption heat pump processes*, S.R. Dunne, S.A. Bradley
46. Dawoud, B. (2014). On the development of an innovative gas-fired heating appliance based on a zeolite-water adsorption heat pump; System description and seasonal gas utilization efficiency, *Appl. Therm. Eng.*, 72, 323 – 330.
47. Restuccia, G., Freni, A., Russo, F., Vasta, S. (2005). Experimental investigation of a solid adsorption chiller based on a heat exchanger coated with hydrophobic zeolite, *Appl. Therm. Eng.*, 25, 1419–1428.
48. Гордеева Л.Г. Композитные материалы «соль в пористой матрице»: дизайн адсорбентов созданными свойствами // Диссер. на соиск. уч. степ. доктора хим. наук. 347 с.
49. J. H. Kim, J. H. An, Y.S. La, J. S. Jung, H. M. Jeong, S. M. Kim, N. G. Moon, B. W. Lee, Y. H. Yoon, Y. I. Choi. Inorganic-organic hybrid nanoporous materials as adsorbent to remove VOCs. *J. Ind. Eng Chem.*, 14, 2008, 194-201.
50. G. P. Knowles, J. V. Graham, S. W. Delaney, A. L. Chaffee, Aminopropyl-functionalized mesoporous silicas as CO₂ adsorbents. *Fuel Proc. Techn.*, 86, 2005, 1435-1448.
51. Aydin, D., Casey, S. P., Riffat S. (2015). The latest advancements on thermochemical heat storage systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 356 – 367 <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.054>
52. Gordeeva, L. G., Aristov, Yu. I. (2012). Composites “salt inside porous matrix” for adsorption heat transformation: a current state-of-the-art and new trends, *International Journal of Low-Carbon Technologies Advanced Access*, 1 – 15.
53. Hiremath, C. R., Kadoli, R. (2013). Experimental studies on heat and mass transfer in a packed bed of burnt clay impregnated with CaCl₂ liquid desiccant and exploring the use of gas side resistance model, *Applied Thermal Engineering*, 50, 1299 – 1310

54. Whiting, G., Grondin, D., Bennici, S., Auroux, A. (2013). Heats of water sorption studies on zeolite-MgSO₄ composites as potential thermochemical heat storage materials, *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, 112, 112 – 119.
<https://doi.org/10.1016/j.solmat.2013.01.020>
55. Hongois, S., Kuznik, F., Stevens, P., Roux, J.-J. (2011). Development and characterization of a new MgSO₄-zeolite composite for long term thermal energy storage, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 95, 1831–1837.
56. Bandosz, T.J., Petit, C. (2009). On the reactive adsorption of ammonia on activated carbons modified by impregnation with inorganic compounds, *Journal of Colloid and Interface Science*, 338, 329 – 345
57. Sharonov, V., Veselovskaya, J.V., Aristov, Yu.I. (2006). Ammonia sorption on composites ‘CaCl₂ in inorganic host matrix’: isosteric chart and its performance, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 1, 191 – 200.
58. Xue, B., Ye, S., Zhang, L., Wei, X., Nakaso, K., Fukai, J. (2019). High-temperature steam generation from low-grade waste heat from an adsorptive heat transformer with composite zeolite-13X/CaCl₂. *Energy Conversion and Management*. 186, 93 – 102.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.040>
59. Palomba, V., Frazzica, A. (2018). Recent advancements in sorption technology for solar thermal energy storage applications, *Solar Energy*, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.06.102>
60. Zhang, Y.N., Wang, R.Z., Zhao, Y.J., Li, T.X., Riffat, S.B., Wajid, N.M. (2016). Development and thermochemical characterizations of vermiculite/SrBr₂ composite sorbents for low-temperature heat storage, *Energy*, 115, 120 – 128
61. Veselovskaya, J. V., Tokarev, M. M. (2011). Novel ammonia sorbents “porous matrix modified by active salt” for adsorptive heat transformation: 4. Dynamics of quasi-isobaric ammonia sorption and desorption on BaCl₂/vermiculite, *Applied Thermal Engineering*, 31, 566 – 572

62. Sapienza, A., Glaznev, I. S., Santamaria, S., Freni, A., Aristov Yu.I. (2012). Adsorption chilling driven by low temperature heat: New adsorbent and cycle optimization, *Applied Thermal Engineering*, 32, 141 – 146.
63. Simonova, I.A., Freni, A., Restuccia, G., Aristov, Y.I. (2009). Water sorption on composite “silica modified by calcium nitrate”, *Microporous Mesoporous Mater.*, 122, 223–228.
64. Aristov, Y.I., Gordeeva, L.G., Pankratiev, Y.D., Plyasova, L.M., Bikova, I.V., Freni, A., Restuccia, G. (2007). Sorption equilibrium of methanol on new composite sorbents “CaCl₂/silica gel”, *Adsorption*, 13, 121 – 127.
65. Gordeeva, L., Aristov, Yu. (2010). Novel sorbents of ethanol —salt confined to porous matrix for adsorptive cooling, *Energy*, 35, 2703 – 2708.
66. Courbon, E., D'Ans, P., Permyakova, A., Skrylnyk, O., Steunou, N., Degrez, M., Frère, M. (2017). Further improvement of the synthesis of silica gel and CaCl₂ composites: Enhancement of energy storage density and stability over cycles for solar heat storage coupled with space heating applications, *Solar Energy*, 157, 532–541
67. 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
68. Дзисько, В.А. (1983). Основы методов приготовления катализаторов, Новосибирск: Химия, 264 с.
69. Дзисько, В.А., Карнаухов, А.П., Тарасова, Д.В. (1978). Физико-химические основы синтеза окисных катализаторов, Новосибирск, Наука, Сиб. Отд-ние, 384 с.
70. Боресков, Г.К. (1988). Гетерогенный катализ, Москва, Наука, 304 с.
71. Bourikas, K., Kordulis, C., Lycourghiotis, A. (2006). The Role of the Liquid - Solid Interface in the Preparation of Supported Catalysts. *Catal. Rev.*, 48, 363-444.

72. Neimark, A.V., Kheifez, L.I., Fenelonov, V.B. (1981). Theory of preparation of supported catalysts. *Ind. Eng. Chem. Prod. Res. Dev.*, 20, 439 – 450.
73. Jang, H.M., Fuerstenau, D.W. (1986). The specific adsorption of alkaline-earth cations at the rutile/water interface. *Colloids Surfaces*, 21, 235 – 257.
74. Brinker, C.J., Keefer, K.D., Scafer, D.W., Assink, R.A., Kay, B.D., Ashley, C. (1984). Sol-gel transition in simple silicates II. *J. Non-Cryst. Solids*, 63, 45 – 59.
75. Vasta, S., Brancato, V., La Rosa, D., Palomba, V., Restuccia, G., Sapienza, A., Frazzica, A. (2018). Adsorption Heat Storage: State-of-the-Art and Future Perspectives, *Nanomaterials*, 8, 522 – 535
76. Hauer, A. (2007). Adsorption systems for TES/design and demonstration projects, *Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption*, 409 – 27.
77. Mette, B., Kerskes, H., Drück, H., Müller-Steinhagen, H. (2013). New highly efficient regeneration process for thermochemical energy storage, *Applied Energy*, 109, 352 – 359
78. Stritih U., Bombač A. (2014). Description and Analysis of Adsorption Heat Storage Device, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 60, 619 – 628. DOI:10.5545/sv-jme.2014.1814
79. Girnik, 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 doi:10.3390/en13061386
80. Nagel, T., Beckert, S., Böttcher, N., Gläser, R., Kolditz O. (2015). The impact of adsorbate density models on the simulation of water sorption on nanoporous materials for heat storage, *Energy Procedia*, 75, 2106 – 2112
81. 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
- 82.Hauer, A. (2002). *Beurteilung fester Adsorbentien in offenen Sorptionssystemen für energetische Anwendungen*. PhD thesis, Fakultät III - Prozesswissenschaften, Technische Universität Berlin, 152
- 83.Mugele, J. (2005). Optimierung von Speichermaterialien für den Einsatz in geschlossenen thermochemischen Wärmespeichern für gebäudetechnische Anwendungen. VDI Verlag.
- 84.Michel, B., Neveu, P., Mazet, N. (2014). Comparison of closed and open thermochemical processes, for long-term thermal energy storage applications, *Energy*, 72, 702 – 716. 10.1016/j.energy.2014.05.097.
- 85.Mazet, N., Amouroux, M., Spinner, B. (1991). Analysis and experimental study of the transformation of a non-isothermal solid/gas reacting medium, *Chemical Engineering Communications*, 99, 155 – 174.
- 86.Farcot, L., Le Pierres N., Michel, B., Fourmigue, J.-F., Papillon, P. (2018). Numerical investigations of a continuous thermochemical heat storage reactor, *Journal of Energy Storage*, 20, 109 – 119
- 87.Gaeini, 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
- 88.Delgado, A. (2006). A critical review of dispersion in packed beds, *Heat Mass Transfer*, 42, 279 – 310.
- 89.Kandula, M. (2011). On the effective thermal conductivity of porous packed beds with uniform spherical particles, *J. Porous Media*, 14, 919 – 926.
- 90.Ahn, H., Kim, M.-B., Lee, C.-H. (2004). Effects of heat-transfer coefficients on thermal dynamics in a near-adiabatic fixed bed, *Sep. Sci. Technol.*, 39, 2627 – 2654.

91. Glueckauf, E. (1955). Theory of chromatography. Part 10. Formula for diffusion into spheres and their application to chromatography, *Trans. Faraday Soc.*, 51, 1540 – 1551.
92. Ruthven, D.M. (1984). Principles of Adsorption and Adsorption Processes, John Wiley & Sons, 433.
93. Wakao, N., Funazkri, T. (1978). Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid mass transfer coefficients in packed beds: correlation of Sherwood numbers, *Chem. Eng. Sci.*, 33, 1375–1384.
94. Thomas, W.J., Crittenden, B.D. (1998). Adsorption Technology and Design, Butterworth-Heinemann, 288.
95. Chapman, S., Cowling, T. (1970). *The Mathematical Theory of Non-uniform Gases: An Account of the Kinetic Theory of Viscosity, Thermal Conduction and Diffusion in Gases*, Cambridge University Press, 431.
96. J. Crank et al., *The Mathematics of Diffusion*, vol. 2, Clarendon press Oxford, 1975, 408.
97. Semprini, S., Asenbeck, S., Kerskes, S., Drück, H. (2017). Experimental and numerical investigations of an adsorption water zeolite heat storage for refrigeration applications, *Energy Procedia*, 135, 513 – 521
98. Do, D. D. (1998). Adsorption Analysis: Equilibria and Kinetics, London: Imperial College Press, 916.
99. Sircar, S. (1983). Linear-driving-force model for non-isothermal gas adsorption kinetics, *J. Chem. Soc., Faraday Trans. 1: Phys. Chem. Condens. Phases*, 79, 785 – 796.
100. Mette, B. (2014). Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Reaktionsführung thermochemischer Energiespeicher, Stuttgart, 140.
101. Vučelic, V., Vučelic, D. (1985). "Heat capacities of water on zeolites," in *Studies in Surface Science and Catalysis: Zeolites Synthesis, Structure, Technology and Application: Proceedings*, 475 – 480.

102. Abohamzeh, E., Frey, G. (2022). Numerical Investigation of the Adsorption Process of Zeolite/Water in a Thermochemical Reactor for Seasonal Heat Storage. *Energies*. 15, 5944.
103. Kant, K., Shukla, A., Smeulders, D.M.J., Rindt, C.C.M. (2020). Analysis and optimization of the closed-adsorption heat storage bed performance. *Journal of Energy Storage*. 32, 101896
104. Partridge, G.P., Lehman, D.M., Huebner R.S., Scott Huebner, R. (1999). Modeling the reduction of vapor phase emissions from surface soils due to soil matrix effects: Porosity/tortuosity concepts. *Journal of the Air and Waste Management Association*. 49, 412–423
105. Hsu, C.T., Cheng, P., Wong, K.W. (1994). Modified Zehner-Schlunder models for stagnant thermal conductivity of porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 37, 2751–2759
106. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Lavine, A.S. (2011). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. NY: John Wiley & Sons, 1069 pp.
107. Solmuş, İ., Yamalı, C., Yıldırım, C., Bilen, K. (2015). Transient behavior of a cylindrical adsorbent bed during the adsorption process. *Applied Energy*. 142, 115–124
108. Çağlar, A., Yamalı, C., Baker, D.K. (2013). Two dimensional transient coupled analysis of a finned tube adsorbent bed for a thermal wave cycle. *International Journal of Thermal Sciences*. 73, 58–68
109. Wu, J.W., Biggs, M.J., Hu, E.J. (2014). Dynamic model for the optimisation of adsorption-based desalination processes. *Applied Thermal Engineering*. 66, 464–473
110. Mitra, S., Muttakin, M., Thu, K., Saha, B.B. (2018). Study on the influence of adsorbent particle size and heat exchanger aspect ratio on dynamic adsorption characteristics. *Applied Thermal Engineering*. 133, 764 – 773

111. Rupam, T., Islam, M.D., Pal, A., Uddin, K., Thu, K., Saha, B (2018). Thermodynamic Property Fields for Various Adsorbent/Adsorbate Pairs // Conference: 20th Cross Straits Symposium on Energy and Environmental Science and Technology At: Haeundae, Busan, Korea.
112. Chua, H.T., Ng, K.C., Chakraborty, A. N.M. (2003). Thermodynamic Property Fields of an Adsorbate-Adsorbent System, *Langmuir*. 19 2254–2259.
113. Belyanovskaya, E.A., Lytovchenko, R.D., Sukhyu, K.M., Prokopenko O.M., Yeromin, O.O., Sukha, I.V. (2019). Choice criteria of adsorbents for heat energy converters in ventilation systems. *Наукові праці Одеської Національної академії харчових технологій*. 83, 3 – 9.
- ^{114.} Belyanovskaya, E.A., Lytovchenko, R.D., Sukhyu, K.M., Prokopenko, E.M., Yeromin, O.O., Sukhyu, M.P. (2020). Improving the Performance of Open-Type Adsorptive Converters of Heat Energy for Heating Inflow Air. In: *Wissenschaft für den modernen menschen: technik und technologie, informatik, sicherheit. Book 1. Part 1 / [team of authors: Choporov O.N., Lvovich I.Y., Osadchuk A.V., Preobrazhenskiy A.P., Romanyuk O.N., Sukhyu K.M. and etc.]*. Karlsruhe: NetAkhatAV, 34 – 51
115. Беляновська, О.А., Пустовой, Г.М., Суха, І.В., Губинський, М.В., Литовченко, Р.Д., Сухий, К.М. (2018). Композитні матеріали для адсорбційних холодильних геліоустановок. *Збірник праць XVII Міжнародній науковій конференції «Удосконалення процесів і обладнання харчових та хімічних виробництв» (Одеса, 3 – 8 вересня 2018 р.)*. Одеса: ОНАХТ, 106 – 110
116. Беляновська, О. А., Литовченко, Р. Д., Сухий, К. М., Губинський, М. В. (2018). Алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій сульфат». *Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції «Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем» (Дніпро, 1-2 листопада 2018 року)*. Дніпро: Баланс-клуб, 40 – 43

117. Rimar, M., Sukhyy, K., Belyanovskaya, E., Yeromin, O., Prokopenko, E., Kulikov, A., Fedak, M., Frolova, L., Pustovoy, G., Kulikova, O., Savko, V. (2022). Selection Criteria of Working Pairs Adsorbent – Adsorbate for Thermal Energy Transformers. *MM Science Journal*. 12, 6246 – 6250.
118. Беляновська, О.А., Сухий, К.М., Пустовой, Г.М., Єрьомін, А.О., Сухий, М.К., Фролова, Л.А. (2022). Критерії підбору робочих пар для адсорбційних холодильних пристроїв. *Вчені записки Таврійського Національного університету. Сер. Технічні науки*. 6, 136 – 140.
119. Сухий, К.М., Козлов, Я.М., Беляновська, О.А., Прокопенко, О.М., Суха, І.В., Дорошенко, О.М. (2018). Експлуатаційні характеристики полімерних сонячних колекторів для адсорбційних холодильних геліоустановок. *Холодильна техніка і технологія*. 54(1), 9 – 15 (DOI 10.15673/ret.v54i1.984)
120. Aristov, Yu.I. (2017). Adsorptive transformation of ambient heat. *Applied Thermal Energy*. 124, 521 – 524
121. Ulku, S. (1987). Solar adsorption heat pumps, solar energy utilization: fundamentals and applications. The Netherlands: Martinus Nijhoff Publishers, 342 p.
122. Gui, Y.B., Wang, R.Z., Wang, W., Wu, J.Y., Xu, Y.X. (2002). Performance modeling and testing on a heat-regenerative adsorptive reversible heat pump. *Applied Thermal Engineering*. 22, 309 – 20.
123. Poyelle, F., Guilleminot, J.J, Meunier, F. (1999). Experimental tests and predictive model of an adsorptive airconditioning unit. *Ind Eng Chem Res*. 38, 298 – 309.
124. Strong, C., Carrier, Y., Handan Tezel, F. (2022). Experimental optimization of operating conditions for an open bulk-scale silica gel/water vapour adsorption energy storage system. *Applied Energy*. 312, 118533
125. Cerkvėnik, B., Poredos, A., Ziegler, F. (2001). Influence of adsorption cycle limitations on the system performance. *Int J. Refrig*. 24, 475 – 85.
126. Hamamoto, Y., Alam, K.C.A., Saha, B.B., Koyama, S., Akisawa, A.,

- Kashiwagi, T. (2006). Study on adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon fibers. Part 1. Adsorption characteristics. *Int J. Refrig.* 29, 305 – 314.
127. Tatlier, M., Erdem-Senatarlar, A., Tatlier, M. (2004). Polymeric heat exchangers to increase the COP values of adsorption heat pumps utilizing zeolite coatings. *Appl. Therm Eng.* 24, 69 – 78.
 128. Meunier, F. (1985). Second law analysis of a solid adsorption heat pump operating on reversible cascade cycles: application to the zeolite–water pair. *J. Heat Recovery Syst.* 5, 133 – 141.
 129. Bonaccorsi, L., Freni, A., Proverbio, E., Restuccia, G., Russo, F. (2006). Zeolite coated copper foams for heat pumping applications. *Microporous Mesoporous Mater.* 91, 7 – 14.
 130. Lambert, M.A. (2007) Design of solar powered adsorption heat pump with ice storage. *Appl. Therm Eng.* 27, 1612 – 1628.
 131. Aittomäki, A., Härkönen, M. (1986). Zeolite heat pump — adsorption of methanol in synthetic zeolites 13X, 4A and 5A. *International Journal of Refrigeration.* 9, 240–244.
 132. Sumathy, K. (2002). An energy efficient solar ice-maker. *Proceedings of the 8th international symposium on renewable energy education (ISREE8).* 8, 256 – 260.
 133. Wu, J.Y., Wang, R.Z., Xu, Y.X. (2002). Dynamic analysis of heat recovery process for a continuous heat recovery adsorption heat pump. *Energy Conversion and Management.* 43, 2201 – 2211.
 134. Mande, Sanjay & Ghosh, & Kishore, V.V.N. & Oertel, Kai & Sprengel, U. (1996). Development of an Advanced Solar-hybrid Adsorption Cooling System for Decentralized Storage of Agricultural Products in India. India : DLR-TERI joint project report. The Commission of the European Communities, DG-XII, 1996. 128.
 135. Henning, H.M., Wiemken, E. (2003). Solar assisted air conditioning of buildings overview on technologies and state of the art. *Proceedings of*

- ISES Solar World Congress*. Gothenburg, Sweden., 128 – 131.
136. Metcalf, J.S. (2005). Simulation of the effect of generator heat transfer parameters on power density and efficiency in multiple-bed regenerative carbon–ammon sorption heat pumps. *Proceedings of the international sorption heat pump conference, Denver, USA*. 1, 123 – 127.
 137. Nunez, T., Mittelbach, W., Henning, M.H. (2005). Development of a small capacity adsorption system for heating and cooling applications. *Proceedings the international sorption heat pump conference*. Denver, USA. 1, 342 – 346.
 138. Telto, T.Z. (2005). Compact sorption generator prototype. *Proceedings the international sorption heat pump conference*. Denver, USA. 1, 215 – 219.
 139. Wang, Z.R., Kong, Q.X., Wu, Y.J., Huangfu, Y., Wu, W.D. (2005). Performance research of a micro cchp system with adsorption chiller. *Proceedings of the international sorption heat pump conference*. Denver, USA. 1, 413 – 418.
 140. Restuccia, G., Vasta, S., Freni, A., Russo, F., Aristov, I.Y. (2005). An advanced solid sorption chiller using SWS-1L: performance analysis and hydrothermal cycling stability of the sorbent bed. *Proceedings of the international sorption heat pump conference*. Denver, USA. 1, 413 – 418.
 141. Ziegler, F. (2002). State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies. *Int. J. Refrig.* 25, 450–459.
 142. Wittstadt, U., Földner, G., Vasta, S., Volmer, R., Bendix, P., Schnabel, L., Mittelbach, W. (2017). Adsorption heat pumps and chillers: Recent developments for materials and components. *In: Proceedings of the 12th International Energy Agency Heat Pump Conference*. Rotterdam, The Netherlands, 15–18 May 2017
 143. Critoph, R.E., Metcalf, S.J. (2004). Specific cooling power intensification limits in ammonia–carbon adsorption refrigeration systems. *Appl. Therm. Eng.* 24, 661–678.

144. Goetz, V., Elie, F., Spinner, B. (1993). The structure and performance of single effect solid-gas chemical heat pumps. *Heat Recover. Syst. CHP.* 13, 79–96.
145. Neveu, P. Performances d'un pilote de pompe à chaleur chimique solide/gaz de 20/50 Kw : analyse des flux engendrés par la thermicité de telles réactions. Ph.D. Thesis, Université Perpignan, Perpignan, France, 1990.
146. Douss, N., Meunier, F.E., Sun, L.M. (1988). Predictive model and experimental results for a two-adsorber solid adsorption heat pump. *Ind. Eng. Chem. Res.* 27, 310 – 316.
147. Li, T.X., Wang, R.Z., Kiplagat, J.K., Wang, L.W., Oliveira, R.G. (2009). A conceptual design and performance analysis of a triple-effect solid-gas thermochemical sorption refrigeration system with internal heat recovery. *Chem. Eng. Sci.* 64, 3376–3384.
148. Paul, B.K., Lee, K., Wang, H. (2018). Improving the Energy Efficiency of Adsorption Chillers by Intensifying Thermal Management Systems in Sorbent Beds. *J. Manuf. Sci. Eng. Trans. ASME* 140.
149. Gluesenkamp, K.R. Development and Analysis of Micro Polygeneration Systems and Adsorption Chillers. Ph.D. Thesis, University of Maryland, College Park, MD, USA, 2012.
150. Zhu, C., Gluesenkamp, K.R., Yang, Z., Blackman, C. (2019). Unified thermodynamic model to calculate COP of diverse sorption heat pump cycles: Adsorption, absorption, resorption, and multistep crystalline reactions. *Int. J. Refrig.* 2019, 99, 382 – 392.
151. Gluesenkamp, K.R., Frazzica, A., Velte, A., Metcalf, S., Yang, Zh., Rouhani, M., Corey, B., Ming, Q., Laurenz E., Rivero-Pacho A., Sam, H., Critoph, R., Bahrami, M., Földner, G., Hallin, I. (2020). Experimentally Measured Thermal Masses of Adsorption Heat Exchangers. *Energies.* 13, 1150

152. Sharafian, A., Mahdi, S., Mehr, N., Thimmaiah, C., Huttema, W., Bahrami, M. (2016). Effects of adsorbent mass and number of adsorber beds on the performance of a waste heat-driven adsorption cooling system for vehicle air conditioning applications. *Energy*. 112, 481-493
153. Sharafian, A., Bahrami, M. (2014). Assessment of adsorber bed designs in waste-heat driven adsorption cooling systems for vehicle air conditioning and refrigeration. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 30, 440 – 451.
154. Qian, S., Gluesenkamp, K., Hwang, Y., Radermacher, R., Chun, H.-H. (2013). Cyclic steady state performance of adsorption chiller with low regeneration temperature zeolite. *Energy*. 60, 517 – 526
155. Rouhani, M. Sorption Thermal Energy Storage for Sustainable Heating and Cooling. Ph.D. Thesis, Simon Fraser University, Vancouver, Canada, 2019.
156. Lepinasse, E., Goetz, V., Crosat, G. (1994). Modelling and experimental investigation of a new type of thermochemical transformer based on the coupling of two solid-gas reactions. *Chem. Eng. Process.* 33, 125 – 134.
157. Xu, J., Oliveira, R.G., Wang, R.Z. (2011). Resorption system with simultaneous heat and cold production. *Int. J. Refrig.* 34, 1262–1267
158. Bao, H.S., Oliveira, R.G., Wang, R.Z., Wang, L.W., Ma, Z.W. (2011) Working pairs for resorption refrigerator. *Appl. Therm. Eng.* 31, 3015–3021.
159. Tamainot-Telto, Z., Critoph, R.E. (2000). Thermophysical properties of monolithic carbon. *Int. J. Heat Mass Transf.* 43, 2053–2058.
160. Perry, R.H., Green, D.W., Maloney, J.O. (1997). Perry's Chemical Engineers'; Handbook; McGraw-Hill: New York, NY, USA.
161. Ullmann, F. Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, 6th ed.; Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2001.
162. Földner, G. Storetransport und Adsorptionskinetik in Porösen Adsorbenskompositen für Wärmetransformationsanwendungen. Ph.D. Thesis, University of Freiburg, Breisgau, Germany, 2015.

163. Domalski, E.S., Hearing, E.D. Condensed Phase Heat Capacity Data. In NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69; Linstrom, P.J., Mallard, W.G., Eds.; National Institute of Standards and Technology: Gaithersburg, MD, USA, 2005.
164. Santori, G., Frazzica, A., Freni, A., Galieni, M., Bonaccorsi, L., Polonara, F., Restuccia, G. (2013). Optimization and testing on an adsorption dishwasher. *Energy*. 50, 170–176.
165. Kakiuchi, H., Iwade, M., Shimooka, S., Ooshima, K., Yamazaki, M., Takewaki, T. (2004) Novel zeolite adsorbents and their application for AHP and Desiccant system. IEA-Annex, 17, 6.
166. Julabo. (2015). The Thermal Bath Fluids; Julabo: Seelbach, Germany.
167. Brancato, V., Frazzica, A., Sapienza, A., Gordeeva, L., Freni, A. (2015). Ethanol adsorption onto carbonaceous and composite adsorbents for adsorptive cooling system. *Energy*. 84, 177–185.
168. Freni, A., Bonaccorsi, L., Calabrese, L., Capri, A., Frazzica, A., Sapienza, A. (2016). SAPO-34 coated adsorbent heat exchanger for adsorption chillers. *Appl. Therm. Eng.* 82, 1–7.
169. Kim, C.S. (1975). Thermophysical Properties of Stainless Steels Argonne National Laboratory No. ANL-75-55 Argonne National Laboratory: Lemont, IL, USA.
170. Марочник сталей и сплавов /Под общ. ред. А.С. Зубченко 2-е издание доп. и испр. Москва: Машиностроение, 2003. 784 с.
171. Sukhyy, K.M., Kolomiyets, O.V., Prokopenko, O.M., Gavrillo, A.V., Belyanovska O.A. (2017). Algoritm rozrakhunku obyemu adsobtsiynogo tepolovogo akkumulyatora dlya systemy detcentralizovanogo opalyuvannya. Kompyuterne modeluvannya, analiz, upravlinnya, optimizatsiya. Zbirnyk naukovykh prats, 72 – 76 (in Ukrainian)
172. State Standard 3956-76. Silica gel for industrial use. Specifications. M., Publishing Office of State Standards, 13.

173. Ng, K.C., Chua, N.T., Chung, C.Y., Loke, C.H., Kasiwagi, T., Akisawa, A., Saha, B.B. (2001). Experimental investigation of silica gel water adsorption isotherm characteristics. *Applied Thermal Engineering*. 21, 1631 – 1642
174. 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.
175. Sukhyu, K.M., Belyanovskaya, E.A., Sukhyu M.P. (2020). Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 328 p.
176. Бебяновська, О.А., Пустовой, Г.М., Складенко, О.І., Сухий, М.П., Сухий, К.М., Єрьомін, О.О., Прокопенко, О.М. (2020). Алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик парової компресійної холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем. *Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація*. 2(8), 3-9.
177. Сергієнко, Я.О., Бебяновська, О.А., Сухий, К.М., Коломієць, О.В., Сухий, М.П. (2019). Критерії вибору кристалогідратів для композитних адсорбентів із високою густиною запасання енергії. *Інноваційні енерготехнології-2019: Збірник тез доп. VII Міжнар. наук.-практ. конф.(Одеса, 9 – 13 вересня 2019 р.)*. Одеса: ОНАХТ, 23 – 24.
178. Бебяновська, О.А., Литовченко, Р.Д., Сухий, К.М., Губинський, М.В., Прокопенко, О.М., Єрьомін, О.О. (2019). Розрахунок конструктивних характеристик адсорбційного перетворювача теплової енергії для систем вентиляції. *Комп'ютерне моделювання та оптимізація складних систем (КМОС-2019): матеріали V Міжнар. наук.-техн.їконф. (Дніпро, 6 – 8 листопада 2019 року)*. Дніпро: Баланс-клуб, 20 – 21
179. Sukhyu, K., Belyanovskaya, E., Kovalenko, V., Kotok, V., Sukhyu, M., Kolomiyets, E., Gubynskyi, M., Yeromin, O., Prokopenko, O. (2018).

- The study of properties of composite adsorptive materials “silica gel – crystalline hydrate” for heat storage devices. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 91, 52 – 58. (DOI: 10.15587/1729-4061.2018.123896)
180. Sukhyy, K.M., Belyanovskaya, E.A., Kozlov, Ya.N., Kolomiyets, E.V., Sukhyy M.P. (2014). Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method. *Applied Thermal Engineering*. 64, 408 – 412. (DOI 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.013)
 181. Тимофеев, Д.П. (1962). Кинетика адсорбции. Москва: АН СССР, 252 с.
 182. Сухий, К.М., Коломієць, О.В., Прокопенко, О.М., Гаврилко, А.В., Бесяновська, О.А. (2017). Алгоритм розрахунку об’єму адсорбційного теплового акумулятора для системи децентралізованого опалювання. *Комп’ютерне моделювання, аналіз, управління, оптимізація. Збірник наукових праць*. 72 – 76
 183. Бесяновська, О.А., Сухий, К.М., Литовченко, Р.Д., Суша, І.В., Сергієнко, Я.О. (2021). Термічні маси адсорбційних теплоакумуючих пристроїв на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2, 44 – 48.
 184. Sur, A., Das, R.K. (2010). Review on solar adsorption refrigeration cycle. *J. Mech Eng. Technol.* 1(1), 190 – 226.
 185. Riffel D.B., Belo, F.A., Leite, A.P.F. (2007). Ar condicionado solar por adsorção: Fundamentos e estado da arte. *I CBENS – I Congresso Brasileiro de Energia. Solar; Fortaleza, Brazil (8–11 April. Portuguese)*. 257 – 262.
 186. Girnik, I., Tokarev, M., Aristov, Yu. (2020). Thermodynamic Analysis of Working Fluids for a New “Heat from Cold” Cycle. *Entropy*. 22, 808

187. Nakamura, M., Ohba, T., Branton, P., Kanoh, H., Kaneko, K. (2010). Equilibration-time and pore-width dependent hysteresis of water adsorption isotherm on hydrophobic microporous carbons. *Carbon*. 48, 305–308.
188. El-Sharkawy, I.I., Hassan, M., Saha, B.B., Koyama, S., Nasr, M.M. (2009). Study on adsorption of methanol onto carbon based adsorbents. *Int. J. Refrig.* 32, 1579–1586.
189. Tamainot-Telto, Z., Metcalf, S.J., Critoph, R.E., Zhong, Y., Thorpe, R. (2009). Carbon–ammonia pairs for adsorption refrigeration applications: Ice making, air conditioning and heat pumping. *Int. J. Refrig.* 32, 1212–1229.
190. Askalany, A.A., Saha, B.B., Uddin, K., Miyzaki, T., Koyama, S., Srinivasan, K., Ismail, I.M. (2013). Adsorption Isotherms and Heat of Adsorption of Difluoromethane on Activated Carbons. *J. Chem. Eng. Data*. 58, 2828–2834.
191. Gordeeva, L.G., Tokarev, M.M., Aristov, Y.I. (2018). New adsorption cycle for upgrading the ambient heat. *Russ. Theor. Found. Chem. Eng.* 52, 195–205. [
192. Odesola, I.F., Adebayo, J. (2010). Solar adsorption technologies for ice/making and recent developments in solar technologies: a review. *J. Adv Eng. Technol.* 1(3), 284 – 303.
193. Belyanovskaya, E., Sukhyy, K., Kolomiyets, E., Gubinskyi, M. (2019). Operating characteristics of heat conversion units in heat supply system. *The Actual Problems of the World Today*. Vol. 2. London: Sciemcee Publishing, 207 – 219
194. Сухой, К.М., Коломиец, Е.В., Бебяновская, Е.А. (2016). Алгоритм расчета эксплуатационных характеристик адсорбционного аккумулятора тепловой энергии для системы децентрализованного отопления. *Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація : збірник наукових праць*. 1(1), 65 – 69.

195. Matveykin, V. G., Pogonin, V. A., Putin, S. B. Skvortsov, S. A. (2007). *Matematicheskoye modelirovaniye i upravleniye processom korotkotsyklovoy beznagrevnoy adsorbtsiyi*. Moskva: Mashinostroyeniye-1, 140 (in Russian)
196. Belyanovskaya, E. A., Sukhyu, K.M., Kolomiyets, O.V., Sukhyu, M.P. (2017). Operating processes parameters of open-type heat storage devices in heat supply systems. Наукові праці ОНАХТ. Т. 81, вип. 1, 4 – 9.
197. Коломієць О.В., Сотник В.В., Беляновська О.А., Сухий К.М., Козлов Я.М., Сухий М.П. (2015). Дослідження впливу швидкості парогазової суміші на експлуатаційних характеристик композитного матеріалу «силікагель/ Na_2SO_4 ». *Наукова Україна. Збірник матеріалів Всеукраїнської студентської наукової конференції з міжнародною участю 25 травня 2015 р.* Дніпропетровськ: «SeKum Software», 353 – 355
198. Belyanovskaya, E.A., Sukhyu, K.M., Lytovchenko, R.D., Sukhyu, M.P., Yeromin, O.O., Prokopenko, E.M., Pissis, P. (2017). Energy-efficient operational processes of adsorptive heat energy storage devices for warming of inflowing air. *Теплотехніка, енергетика та екологія в металургії: колективна монографія . У двох книгах. – Книга перша / Під заг. ред. д.т.н., проф.. Ю.С. Продайка.* Дніпро: Нова ідеологія, 4 – 8.
199. Беляновська, О.А., Михайлов, А.Г., Плахтієв, К.Ю., Губинський, М.В., Прокопенко, О.М. (2018). Експлуатаційні характеристики адсорбційного теплоаккумулятора відкритого типу. *Збірник статей учасників двадцять четвертої всеукраїнської практично-пізнавальної конференції "Наукова думка сучасності і майбутнього" (24 - 30 листопада 2018р.).* Дніпро: Видавництво НМ, 64 – 67
200. Беляновська, О.А., Литовченко, Р.Д., Бузов, А.Є., Сухий, М.П. (2020). Процеси експлуатації адсорбційного акумулятора теплової енергії відкритого типу. *Збірник статей учасників тридцять*

- четвертої всеукраїнської практично-пізнавальної конференції «Наукова думка сучасності і майбутнього» (27 грудня 2019 - 9 січня 2020) Дніпро, С. 9 – 14
201. Беляновська, О.А., Литовченко, Р.Д., Михайлов, А.Г., Сухий, К.М., Суха, І.В. (2019). Алгоритм розрахунку конструктивних та експлуатаційних характеристик адсорбційного акумулятора теплової енергії відкритого типу на основі композитних адсорбентів. *Комп'ютерне моделювання, аналіз, управління та оптимізація*. 1, 3-8
 202. Беляновська, О.А., Литовченко, Р.Д., Сухий, К.М., Бузов, А.Є., Сухий, М.П. (2019). Енергоефективні процеси експлуатації адсорбційного акумулятора теплової енергії на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат». *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова*. 3, 27 – 34
 203. Пат. 141142 UA. МПК F24H 7/04 (2006.01) Адсорбційний акумулятор теплової енергії / Сергієнко Я.О.; Беляновська О.А.; Сухий К.М.; Коломієць О.В., Суха І.В.; Сухий М.К., ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», заявка № u201908840, заявл. 22.07.2019., опубл. 25.03.2020, бюл. № 6. 4 с.
 204. Belyanovskaya, E., Lytovchenko, R., Sukhyu, K., Serhiienko, Y., Sukhyu, M., Sukha I. (2021). Thermal conditions of adsorptive heat storage device operating in open-mode for heating inflowing air. *Scientific Works*. 85(1), 15 – 19.
 205. Беляновська, О.А., Сухий, К.М., Сергієнко, Я.О., Сухий, М.П., Пустовой, Г.М., Суха, І.В. (2022). Ексергетичний аналіз адсорбційного трансформатора теплової енергії відкритого типу на основі композиту «силікагель – натрій сульфат». *Збірник тез доповідей XIX Міжнародної наукової конференції «Удосконалення процесів та обладнання харчових та хімічних виробництв» 12-16 вересня 2022 р. Одеський Національний Технологічний Університет*, 42 – 43.

206. Alami, A., Makhlouf, M., Lousdad, A., Khalfi, A., Benzaama, M.-H. (2016). Energetic and exergetic analyses of adsorption heat transformer ameliorated by ejector. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 38. 10.1007/s40430-016-0593-8.
207. Belyanovskaya, E., Sukhyy, K., Serhiienko, Y., Sukhyy, M., Pustovoy, G., Sukha, I. (2022). Exergy Analysis of an Open-Mode Adsorptive Heat Storage Unit based on Composite Adsorbent ‘Silica Gel – Crystalline Hydrate’. *Scientific Works*. 86(1), 51 – 56.
208. Belyanovskaya E.A., Sukhyy K.M., Lytovchenko R.D., Gubinskyi M. V., Prokopenko E.M., Yeromin O.O. (2018). Performance of Adsorptive Heat Energy Converters for Heat Supply Systems. *Advances in Thermal Processes and Energy Transformation*. 1, 55 – 16
209. Пат 119167 Україна, МПК (2017.09) F24H 7/02. Акумулятор теплової енергії / Беляновська О. А., Литовченко Р.Д., Сухий К. М., Суха І.В., Сухий М. П. (Україна) ; заявник та патентовласник держ. вищ. навч. заклад „Укр. держ. хім.-технол. ун-т”. № у 2017 03884; заявл. 19.04.17 ; опубл. 11.09.17, Бюл. № 27. 5 с.
210. Патент 141143 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Регенератор теплоти та вологи [Текст] / Литовченко Р.Д., Беляновська О.А., Сухий К.М., Коломієць О.В., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад “Український державний хіміко-технологічний університет”. № у 201908841; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. 4 с.
211. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беляновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад “Український державний хіміко-технологічний університет”. № у 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. 4 с.

212. Serhiienko, Ya. O., Sukhyu, K. M., Belyanovskaya, E. A., Kolomiyets, E. V., Gubynskiy, M. V., Tkalya O. I., Sukha, I. V., Zaichuk O. V. (2019). Technology of obtaining new materials for adsorptive heat energy transformation type «silica gel – crystalline hydrate». *J. Chem. and Chem. Technology*. 2019. 27, 239 – 246.
213. Коломієць, О. В., Сухий, К. М., Беляновська, О. А., Томіло В. І., Сухий М. П. (2016). Технологія регенерації низькопотенційного тепла та вологи композитним сорбентом «Силікагель/натрій сульфат». *Вопр. химии и хим. технологии*. 5 – 6 (109), 68 – 73.
214. Kolomiyets, O. V., Sukhyu, K. M., Belyanovskaya, E. A., Tomilo, V. I., Prokopenko, O. M. (2016). Operating characteristics of adsorptive regenerator of low-potential heat and moisture based on composite sorbents ‘silica gel – sodium sulphate and silica gel – sodium acetate’ synthesized by sol – gel method. *Наукові праці ОНАХТ*. 80(1), 108 – 113.
215. Прокопенко, Е. М., Еремін, А. О., Коломієць, Е. В., Беляновская, Е. А., Гаврилко, А. В., Сухой, К. М. (2016). Сорбционный регенератор тепла для систем вентиляции. *Экология и промышленность*. 2016. 2, 19 – 23.
216. Belyanovskaya, E., Lytovchenko, R., Sukhyu, K., Yeremin, O., Sukha, I., Prokopenko, E. (2019). Operating Regime of Adsorptive Heat-Moisture Regenerators Based on Composites «Silica Gel – Sodium Sulphate» and «Silica Gel – Sodium Acetate». *Journal of Chemistry and Technologies*. 27, 158-168.
217. 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.
218. Беляновська, О. А., Литовченко, Р. Д., Сухий К. М., Єрємін О. О., Сухий М. П., Губинський М. В., Суха І. В. (2020). Процеси експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій сульфат». *Збірник*

наукових праць Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова. 2, 48 – 57

219. Belyanovskaya, E. A., Rimár, M., Lytovchenko R. D., Variny M. V., Sukhyu K. M., Yeromin O. O., Sykhyu M. P, Prokopenko E. M., , Sukha I. V., Gubinskyi M. V., Kizek, J. (2020). Performance of Adsorptive Heat-Moisture Regenerator Based on Composites 'Silica Gel – Sodium Sulphate'. *Sustainability*. 12, 5611.
220. Беляновська, О. А., Литовченко, Р. Д., Сухий К. М., Сухий М. П., Прокопенко О. М. (2017). Моделювання процесів експлуатації сорбційного регенератора в системах вентиляції. *Збірник статей учасників чотирнадцятої всеукраїнської практично-пізнавальної інтернет-конференції «Наукова думка сучасності і майбутнього», (28 жовтня - 6 листопада 2017р.)*. Дніпро: Видавництво НМ, 13 – 15.
221. Литовченко, Р. Д., Беляновська, О. А., Сухий, К. М., Сухий, М. П. (2019). Енергоефективні режими експлуатації адсорбційних регенераторів теплоти та вологи на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат». *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VI Всеукр. наук.-техн. конф. (м. Суми, 16–19 квітня 2019 р.)* / редкол.: О. Г. Гусак, І. В. Павленко. Суми : Сумський державний університет, 339.
222. Kim, H., Cho, H. J., Narayanan, S., Yang, S., Furukawa, H., Schiffres, S., Li, X., Zhang, Y. B., Jiang, J., Yaghi, O. M., Wang, E. N. (2016). Characterization of Adsorption Enthalpy of Novel Water-Stable Zeolites and Metal-Organic Frameworks. *Scientific Reports*, 6, 19097.
223. Heat engineering of lumping of iron ore raw materials. Ed. Bratchikov S.G. M.: Metallurgia, 1970. 344 pp.
224. Sanitary Regulations 2.04.05-91. 1997. Heat Supply, Ventilation and Conditioning. Moscow, 74 pp. (in Russian). Available online: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294854/4294854695.pdf>. Accessed 13/01/2020.

225. Belyanovskaya, E. A., Lytovchenko, R. D., Sukhyu, K. M., Sukhyu, M. P., Gubynskiy, M. V., Sukha, I. V. (2020). Performance of adsorptive heat-moisture regenerator. *Наукові праці*. 84(1), 99 – 104.
226. Беляновська, О. А., Литовченко, Р. Д., Сухий, К. М., Прокопенко, О. М., Єрьомін, О. О., Суха І. В. (2019). Критерії вибору адсорбентів для перетворювачів теплової енергії в системах вентиляції. *Інноваційні енерготехнології-2019: Збірник праць VII Міжнар. наук.-практ. конф. (Одеса, 9 – 13 вересня 2019 р.)*. Одеса: ОНАХТ, 179 – 184.
227. Беляновська, О. А., Литовченко, Р. Д., Сухий, К. М., Скляренко, А. І., Сухий М. П. (2020). Адсорбційні регенератори теплової енергії на основі полімерних композитних матеріалів "силікагель – натрій сульфат" та "силікагель – натрій ацетат". *Advanced Polymer Materials and Technologies : conference proceedings of the III International scientific conference, dedicated to the 90th anniversary of KNUTD, Kyiv, 14-15 April 2020 / red.: V. P. Plavan, I. O. Liashok, M. K. Koliada*. Kyiv : KNUTD, 12 – 15.
228. Belyanovskaya, E. A., Lytovchenko, R. D., Sukhyu, K. M., Sukhyu, M. P. (2020). Evaluation of Design and Performance of Adsorptive Heat-Moisture Regenerators Based on Composite ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’ *Organization of scientific research in modern conditions ‘2020: conference proceedings*. Seattle: KindleDP, 44 – 47
229. Ananyev V.A., Baluyeva L.N. et al. Systems of ventilation and conditioning. Theory and practice. Moskau: Evroklimat, 2001. 416 pp.
230. Патент 141150 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Пристрій для підігріву припливного повітря [Текст] / Беляновська О.А., Литовченко Р.Д., Сухий К.М., Коломієць О.В., Сухий М.П., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна); заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад “Український державний хіміко-технологічний університет”. № и 201908869; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. 4 с.

231. Sukhyy, K. M., Belyanovskaya, E. A., Sukha, I. V., Kolomiyets, E. V., Gavrillko, A. V., Sukhyy, M. P. (2015). Solar Adsorptive Chiller based on Composite Sorbent 'Silica Gel – Sodium Acetate', synthesized by Sol – Gel Method. *Voprosy khimii i khimicheskoy technologii*. 6(104), 80 – 86.
232. Kolomiyets, O. V., Kozlov, Ya. M, Belyanovskaya, E. A., Sukhyy, M. P., Sukhyy, K. M. (2014). Doslidzhennya roboti sonyachnogo adsorbtsijnogo kholodil'nika na osnovi kompozitnogo sorbentu silikagel'/Na₂SO₄. *Integrovani tekhnologii ta energozberezhennya*, 4, 86 – 88 (in Ukrainian)
233. Belyanovskaya, E. A., Pustovoy, G. N., Sukhyy, K. M., Sergiyenko, Ya. O., Yeromin, O. O., Prokopenko, E. M. , Gubinskyi, M. V., Kizek, J., Lukáč, L. (2019). Adsorptive solar refrigerators based on composite adsorbents 'silica gel – sodium sulphate'. *Civil and environmental engineering reports*. 30(3), 200 – 208.
234. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование. К. : КиевЗНИИЭП, 1996. 89 с.
235. Belyanovskaya E., Pustovoy G., Sukhyy, M., Sukhyy, K., Litovchenko, R. (2019). Performance evaluation of adsorptive refrigerators based on composite adsorbents "silica gel – sodium sulphate" and "silica gel – sodium acetate". *Наукові праці ОНАХТ*. 83(2), 96-101. <https://doi.org/10.15673/swonaft.v2i83.1514>
236. Беляновська, О. А., Пустовой, Г. М., Сухий, К. М., Губинський, М. В., Сухий, М. П., Дорошенко, О. В., Сергієнко, Я. О. (2019) Експлуатація адсорбційних холодильних установок на основі композитів «силікагель – натрій сульфат» для зберігання сільськогосподарської продукції. *Холодильна техніка та технологія*. 55(3), 165 – 171.
237. Беляновська, О. А., Пустовой, Г. М., Скляренко, О. І., Сухий, М. П., Сухий К. М., Єрємін О. О., Прокопенко О. М. (2020). Алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик парової компресійної

- холодильної установки з адсорбційним холодильним модулем. *Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація*. 2(8), 3 – 9.
238. Коломієць, О. В., Бебяновська О. А., Сухий К. М., Сухий М. П., Козлов Я. М. (2015). Експлуатаційні характеристики сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного сорбенту «силікагель/ CH_3COONa ». VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми технології неорганічних речовин та енергозбереження». 30 вересня – 2 жовтня 2015 р. Збірник матеріалів. 120.
239. Коломієць, О. В., Сухий, К. М., Прокопенко, І. М., Томіло, В. І., Бебяновська, О. А. (2015). Адсорбційний сонячний холодильник на основі композитного матеріалу «силікагель/кристалогідрат». *Актуальные научные исследования в современном мире: VIII Междунар.научн.-практ. инт.-конф., 22-23 декабря 2015 г., Переяслав-Хмельницкий. Сб. научных статей*. Переяслав-Хмельницкий, 8(6), 60 – 63.
240. Бебяновська О. А., Пустовой Г. М., Суха І. В., Губинський М. В., Литовченко Р. Д., Сухий К. М. (2018). Композитні матеріали для адсорбційних холодильних геліоустановок. Збірник праць XVII Міжнародній науковій конференції «Удосконалення процесів і обладнання харчових та хімічних виробництв» (Одеса, 3 – 8 вересня 2018 р.). Одеса: ОНАХТ, 106 – 110
241. Sukhyu, K. M., Belyanovskaya, E. A., Pustovoy, G. M., Lytovchenko, R. D., Gubinskyi, M. V. (2018). Polymer-Inorganic Nano-Dispersed Composite Materials for Adsorptive Solar Refrigerators. *Тези доповідей XIV Української конференції з високомолекулярних сполук*. Київ, Україна, 15-18 жовтня 2018, 285 – 287.
242. Fernandes, M. S., Brites, G. J. V. N., Costa, J. J., Gaspar, A. R., Costa, V. A. F. (2014). Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 39, 102 – 123.

243. Бебяновская Е. А., Пустовой Г. Н., Сухой К. М., Коломиец Е.В., Сухой М. П. (2018). Адсорбционные холодильные установки на основе композитных адсорбентов «силикагель – сульфат натрия». *Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія*. 39(1315), 38 – 42.
244. Teplovoj raschet promyshlennyh parogeneratorov (1980). /pod red. CHastuhina V.I., Kiev: Vysshaya shkola, 181. (in Russian)
245. Khattab, N. M. (2004). A novel solar powered adsorption refrigeration module. *Applied Thermal Engineering*. 24, 2747– 2760.
246. Kanoğlu, M., Çarpınlioğlu, M. Ö., Yıldırım, M. (2004). Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system. *Applied Thermal Engineering*. 24(5 – 6), 919 – 932.
247. Song, F.P., Gong, L.X., Wang, L.W., Wang, R. Z. (2004). Study on gradient thermal driven adsorption cycle with freezing and cooling output for food storage. *Applied Thermal Engineering*. 70, 231 – 239.
248. Bao, H. S., Wang, R. Z., Wang, L. W. (2011). A resorption refrigerator driven by low grade thermal energy. *Energy Conversion and Management*, 52, 2339 – 2344.
249. Zhong, Y., Critoph, R.E., Thorpe, R. N., Telto, Z. T., Aristov Yu. I. (2007). Isothermal sorption characteristics of the $\text{BaCl}_2\text{--NH}_3$ pair in a vermiculite host matrix. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2455 – 2462.
250. Li, S. L., Xia, Z. Z., Wu, J. Y., Li, J., Wang, R. Z., Wang L.W. (2010). Experimental study of a novel CaCl_2 /expanded graphite/ NH_3 adsorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 33, 61 – 69
251. Maggio, G., Gordeeva, L. G., Freni, A., Aristov, Yu. I., Santori, G., Polonara, F., Restuccia G. (2009). Simulation of a solid sorption ice/maker based on the novel composite sorbent —lithium chloride in silica gel pores. *Applied Thermal Engineering*. 29, 1714 – 1720.

252. Askalany, A. A., Salem, A. A. M., Ismael, I. M., Ali, A. H. H., Morsy, M. G., Saha, B. B. (2013). An overview on adsorption pairs for cooling. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 19, 565–572
253. Belyanovskaya, E. A., Pustovoy, G. N., Sergiyenko, Ya. O., Sukhyy, K. M., Yeromin, O. O., Prokopenko, E. M., Gubinskyi, M. V., Kizek, J. (2019). Performance of the Adsorptive Solar Refrigerators Based on Composite Adsorbents 'Silica Gel – Sodium Sulphate'. *Advances in Thermal Processes and Energy Transformation*. 2, 19 – 23
254. Pat. 86227 Ukraine, MPK F 25 V 17/00. Adsorbtsijnij kholodil'nik / Sukhyy, K.M., Sukhyy, M.P., Kolomiyets, O.V. [ta in.]; zayavnik i patentovlasnik Derzhavnij vishhij avchal'nij zaklad 'Ukraïns'kij derzhavnij khimiko-tehnologichnij universitet', № u 2013 05136; zayavl. 22.04.2013 opubl. 25.12.2013, Byul. № 24, 4 (in Ukrainian).
255. Ostrov, M. (1999). Rukovodstvo po raschetu teplovogo balansa kholodilnykh kamer i vyboru osnovnykh proektnykh parametrov kholodylnykh ustanovok, (in Russian)
256. Бе́ляновська, О. А., Пустовой Г. М., Суха І. В., Скляренко О. І., Сухий М. П., Губинський М. В., Сухий К. М. (2020). Експлуатаційні характеристики адсорбційного холодильного модуля парової компресійної холодильної установки. *Вісник Таврійського Національного університету. Сер. Технічні науки*. 4, 136 – 140.
257. Belyanovskaya, E. A., Pustovoy G. M., Sukhyy K. M., Sklyarenko A. I., Sukhyy M. P. (2020). Performance of Adsorptive Chilling Unit of Vapor Compression Refrigerator. *The 1st International scientific and practical conference "The world of science and innovation" (August 19-21, 2020)*. Cognum Publishing House, London, United Kingdom, 14 – 20.
258. Kolomiyets, O. V., Belyanovskaya, E. A., Sukha, I. V., Sukhyy, M. P., Sukhyy, K. M., Prokopenko, O. M. (2017). Operating properties of composite materials "silica gel – sodium sulphate" and «silica gel – sodium

acetate» for solar adsorptive heat pumps. *Вісник Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету*. 2, 83 – 86.

259. Кошкин, В. К., Калинин, Э. К., Дрейцер, Г. А., Ярхо, С. А. (1973). Нестационарный теплообмен. Москва: Машиностроение, 328.

ДОДАТОК А

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на розробку пристроїв
адсорбційної трансформації теплової енергії
для автономних систем опалення,
вентиляції та кондиціонування

ЗМІСТ

1.	Загальні відомості.....	3
1.1.	Призначення пристроїв	3
1.2.	Умовні позначення.....	3
2.	Призначення та цілі розробки пристроїв	3
2.1	Передумови необхідності пристроїв	3
2.2	Мета створення пристроїв	4
2.3	Очікувані результати	4
3.	Основні вимоги до пристроїв	5
4.	Додаткові параметри пристроїв	5

1. Загальні відомості

1.1 Призначення пристрою

Пристрої призначено для підтримання необхідного температурного режиму в приміщенні в протягом опалювального періоду, зокрема, під час пікових навантажень.

Експлуатація пристроїв має забезпечити досягнення наступних цілей:

- підігрів теплоносія – води або припливного повітря – до необхідних температур;
- простота в експлуатації для споживача;
- можливість вбудувати до будь-якої типової системи автономного теплопостачання.

1.2 Умовні призначення

Повне найменування – адсорбційний модуль трансформації теплової енергії.

Умовне позначення – АМТТ.

2. Призначення і цілі розробки

2.1 Передумови необхідності пристроїв

Зростання вартості первинного палива призводить як до систематичного зростання тарифів на енергоносії, так і зниження нормативних значень температур в житлових приміщеннях. В цих умовах стає необхідним не лише максимально повне використання всіх наявних енергоресурсів, але й розробка модульних пристроїв для індивідуального опалення. Комерційно доступні гріючі пристрої, зокрема, масляні та інфракрасні обігрівачі, тепловентилятори, кондиціонери в режимі підігріву дозволяють локально підтримувати температуру в приміщенні на потрібному рівні, але при цьому знижують вологість повітря, що призводить до

загострення респіраторних захворювань, і вимагає використовувати додаткові доволі дорогі пристрої для зволоження повітря.

В зв'язку з цим існує запит на розробку пристроїв, які дозволяють підтримувати необхідний рівень температури та вологості в житловому приміщенні.

2.2 Мета створення пристроїв АМТТ

Метою створення АМТТ є надання споживачам можливість підтримувати необхідний для них рівень температури та вологості в житловому приміщенні, в тому числі в пікові періоди.

Пристрій повинен надавати можливість регулювати в приміщенні:

- температуру;
- вологість повітря.

2.3 Очікувані результати

Результатом має стати адсорбційний модуль (АМТТ), який дозволяє підтримувати температуру припливного повітря на рівні 20 – 50°C, а відносну вологість 20 – 30 %, або підігрівати теплоносії (воду) на 30 – 40°C. Пристрій має бути компактним, легким до приєднання до діючих систем автономного опалення та зручним для експлуатації в побутових умовах.

3. Основні вимоги до пристроїв

АМТТ повинен

- бути простим в експлуатації;
- використовувати нетоксичні речовини;
- робоча речовина має бути доступною та нетоксичною;
- бути компактним;

Пристрій повинен компенсувати споживання теплової енергії:

- до 30 кВт-год;
- 30 – 55 кВт-год;

– 55 – 110 кВт-год.

Це має компенсувати теплове навантаження (відповідно), кВт:

– до 3,75;

– 3,75 – 6,88;

– 6,88 – 13,75.

4. Додаткові параметри пристроїв

АМТТ повинен компенсувати задане значення споживання теплової енергії протягом 8 – 10 годин. Температури регенерації адсорбенту не перевищували 100°C, за умови, якщо передбачений контакт робочої рідини зі споживачом. Маса та об'єм АМТТ не повинні перевищувати 100 – 120 кг та 0,08 – 0,12 м³ відповідно.

Для АМТТ встановлення стабільного режиму роботи не повинно перевищувати 2 – 3 годин.

Додаток Б

Акт впровадження результатів
дисертації в навчальний процес

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. проректора з науково-педагогічної роботи
Українського державного університету науки і технологій
д-р техн. наук, проф.



О.В. Зайчук

Акт

впровадження результатів дисертаційного дослідження
**«Розвиток наукових основ створення адсорбційних
теплотрансформаторів для систем тепlopостачання та
кондиціонування»**

Беляновської О.А.

на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю
05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» в практику
навчального процесу Українського державного університету науки і
технологій

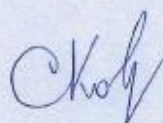
Цим актом засвідчується, що впровадження результатів дисертаційної роботи Олена Анатоліївни Беляновської «Розвиток наукових основ створення адсорбційних теплотрансформаторів для систем тепlopостачання та кондиціонування» здійснювалось впродовж 2018 – 2023 рр. на кафедрі енергетики Державного вищого навчального закладу ННІ «Український державний хіміко-технологічний університет» Українського державного університету науки і технологій в практику навчального процесу студентів спеціальності «144 Теплоенергетика» шляхом доповнення та розширення

елементів дисципліни «Методологія та організація наукових досліджень» другого (магістерського) рівня в межах навчального навантаження.

Теоретична цінність результатів дисертаційних досліджень та їх використання при викладанні зазначених дисциплін розширює знання майбутніх інженерів-теплоенергетиків. Практичне значення полягає в удосконаленні професійних компетентностей студентів в контексті можливостей методологічних аспектів розробки пристроїв для утилізації низько-потенційних енергоресурсів.

Апробація результатів дисертаційного дослідження О.А. Беяновської підтверджує його високий теоретико-методологічний рівень та доцільність їх впровадження їх в теорію та практику професійної підготовки магістрів.

Гарант освітньої програми,
зав. каф. енергетики,
канд. хім. наук, доц.



С.В. Ковальов

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. проректора з науково-педагогічної роботи
Українського державного університету науки і технологій
д-р техн. наук, проф.



Акт

впровадження результатів дисертаційного дослідження
**«Розвиток наукових основ створення адсорбційних
теплотрансформаторів для систем теплопостачання та
кондиціонування»**

Беляновської О.А.

на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю
05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» в практику
навчального процесу Українського державного університету науки і
технологій

В дисертаційній роботі Олени Анатоліївни Беляновської «Розвиток наукових основ створення адсорбційних теплотрансформаторів для систем теплопостачання та кондиціонування» обґрунтовані наукові основи та уявлення про експлуатацію адсорбційних теплотрансформаторів для підігріву теплоносіїв – води або припливного повітря – в системах теплопостачання та вентиляції або кондиціонування повітря в житлових або складських приміщеннях.

Теоретичні та практичні результати дисертаційних досліджень О.А. Беляновської впроваджено в навчальний процес кафедри енергетики ННІ

«Український державний хіміко-технологічний університет» Українського державного університету науки і технологій за спеціальністю «144 Теплоенергетика» за першим (бакалаврським) рівнем освіти шляхом розширення та доповнення дисциплін «Теплотехнологічні процеси та установки», «Технічна термодинаміка» та «Джерела теплопостачання та теплові мережі».

Використання результатів дисертаційного дослідження О.А. Беляновської сприяє оновленню навчального процесу підготовки фахівців у галузі теплоенергетики зі врахуванням сучасного досвіду їх практичного впровадження.

Гарант освітньої програми
канд. техн. наук, проф.,
проф. каф. енергетики



М.П. Сухий

Додаток В

Акти про впровадження матеріалів і технологій, наукових положень та висновків докторської дисертації

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «Інтерфлекс»
Перепелиця В.С.

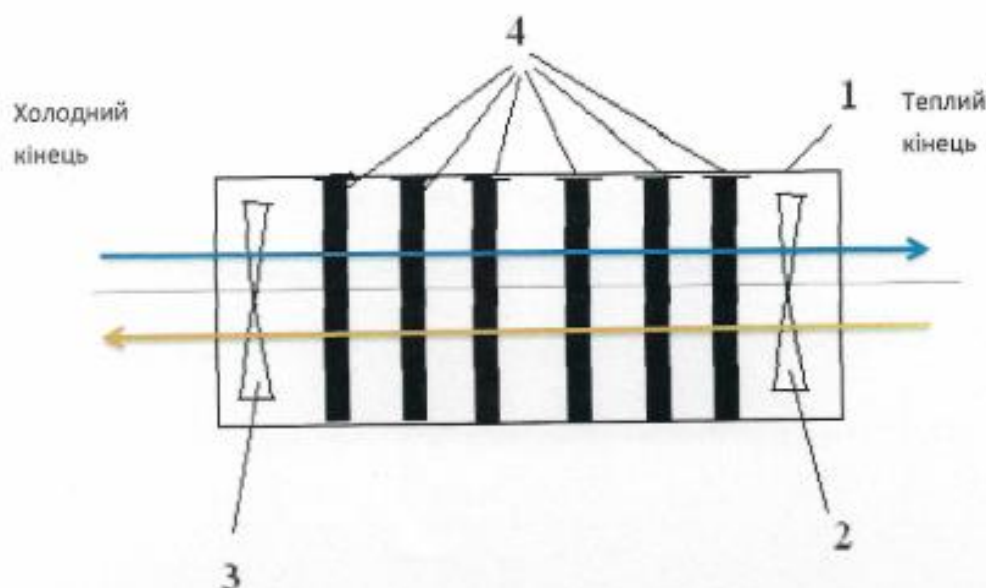
Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «Інтерфлекс» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Беспалова С.П., головного технолога Котика Ю.А. та провідного інженера Северина К.О. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та професором Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «Інтерфлекс» разом з Державним вищим навчальним закладом Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка адсорбційних пристроїв для підігріву припливного повітря на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено адсорбційний регенератор теплоти та вологи, який експлуатували в системі вентиляції на ТОВ «Інтерфлекс» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Адсорбційний регенератор теплоти та вологи включає наступні основні блоки: циліндричний корпус (1), зовнішній (2) та внутрішній (3) вентилятори,

касети (4), заповнені адсорбційним теплоакумуючим матеріалом. Сумарна товщина касет в прототипу регенератора – 0,6 м.



1 – корпус; 2 – вентилятор для подачі; 3 – вентилятор для викиду; 4 – касети з теплоакумуючим матеріалом.

Рис. Адсорбційний регенератор теплоти та вологи

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беляновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Патент 141143 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Регенератор теплоти та вологи [Текст] / Литовченко Р.Д., Беляновська О.А., Сухий К.М., Коломієць О.В., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № u 201908841; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyy K.M., Prokopenko E.M., Yeromin O.O., Sukhyy M.P. Improving the Performance of Open-Type Adsorptive Converters of Heat Energy for Heating Inflow Air // Wissenschaft für den modernen menschen: technik und technologie, informatik, sicherheit. Book 1. Part 1 / [team of authors: Choporov O.N., Lvovich I.Y., Osadchuk A.V., Preobrazhenskiy A.P., Romanyuk O.N., Sukhyy K.M. and etc.]. – Karlsruhe: NetAkhatAV, 2020 – P. 34 – 51
2. Sukhyy, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyy, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyy. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
3. Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
4. Прокопенко, Е. М. Сорбционный регенератор тепла для систем вентиляции [Текст] / Е. М. Прокопенко, А. О. Еремин, Е. В. Коломиец, Е. А. Беляновская, А. В. Гаврилко, К. М. Сухой // Экология и промышленность. – 2016. – № 2. – С. 19 – 23.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об'єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(C_6 - C_n) + E_n \times (K_{\text{еб}} - K_{\text{пн}})] \times B, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

C_b, C_n - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

$K_{пб}, K_{пн}$ - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

V_n - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Бебяновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Адсорбційний регенератор теплоти та вологи
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10400
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	45,3
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 45,3) + 0,2 \times (18889 - 10400)] \times 461,92 = 814\,318,768 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беляновською О.А. матеріалів та технологій складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 814 318,768 грн. (вісімсот чотринадцять тисяч шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний регенератор теплоти та вологи можна ефективно використовувати на ТОВ «Інтерфлекс» для підігріву припливного повітря, що дозволить скоротити витрати на теплопостачання.

Товариство з обмеженою відповідальністю
«Інтерфлекс»

Юридична адреса:

Україна, 49000, Дніпропетровська обл.,
місто Дніпро, ВУЛИЦЯ ЧИЧЕРІНА,
будинок 74

Фактична (почтова) адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.36
р/р UA753052990000026004050280802
в ПАТ КБ "ПРИВАТБАНК"

МФО 305299, ЄДРПОУ 36962377

ПІН 369623704662, № св-ва 100274277

Директор Парендзія В.С.



Представники ТОВ «Інтерфлекс»

Головний технолог Котик Ю.А.

Головний економіст Москаленко Т.М.

Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Беляновська 

К.М. Сухий



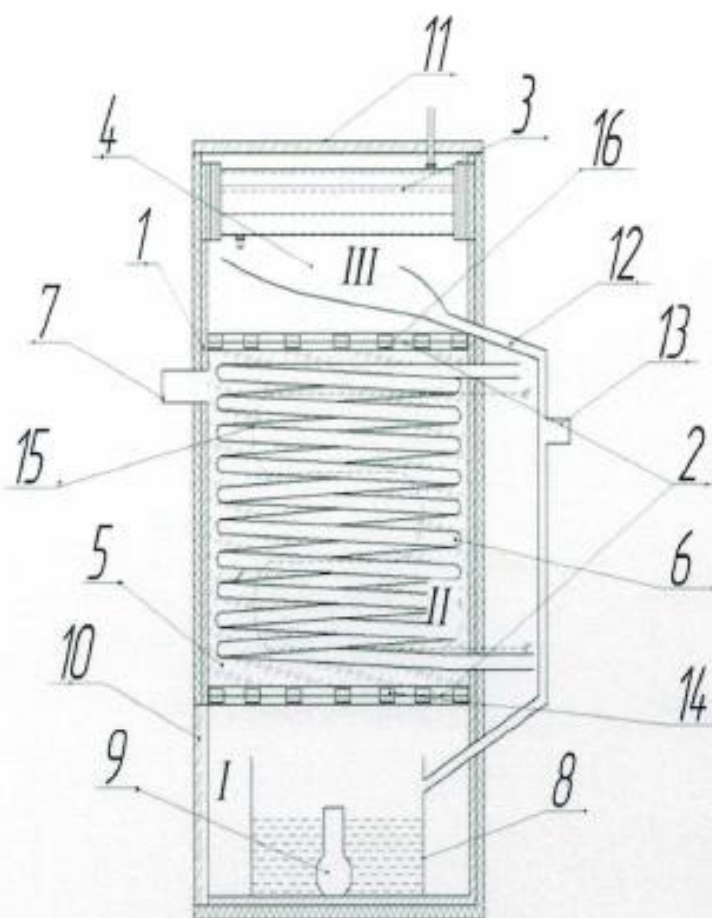
ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «Інтерфлекс»
Перепелиця В.С.

Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «Інтерфлекс» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Беспалова С.П., головного технолога Котика Ю.А. та провідного інженера Северина К.О. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування теплоакumuлюючого пристрою закритого типу для підігріву води на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та проф. Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «Інтерфлекс» разом з Державним вищим навчальним закладом «Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка теплоакumuлюючих пристроїв для підігріву теплоносіїв на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено теплоакumuлюючий пристрій, який експлуатували в системі теплопостачання на ТОВ «Інтерфлекс» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Основними конструктивними елементами адсорбційного теплового акумулятора закритого типу є корпус (1), сітчасті перегородки (2), конденсатор (3), адсорбційно-десорбційний реактор (5) та гідравлічний контур (6).



Лабораторний прототип теплоакумуючого пристрою закритого типу. 1 - теплоізований корпус; 2 - сітчасті перегородки; 3 - конденсатор; 4 - тарілка для збору конденсату; 5 - адсорбційно-десорбційний реактор; 6 - гідравлічний контур; 7 - патрубок; 8 - резервуар з водою; 9 - випарник; 10, 11 - кришки; 12 - трубка; 13 - патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі

патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беляновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет". – № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.

2. Пат. 83436 U. F 27 Н 7/00. Тепловий акумулятор / Сухий К.М., Сухий М.П., Беляновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201303474.. Заявл. 21.03.13. Опубл. 10.09.13. Бюл. № 17. – 5 с. с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Sukhyu, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyu, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyu. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
2. Kostyantyn M. Sukhyu, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyu. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
3. Сухой, К. М. Алгоритм расчета эксплуатационных характеристик адсорбционного аккумулятора тепловой энергии для системы децентрализованного отопления [Текст] / К. М. Сухой, Е. В. Коломиец, Е. А. Беляновская // Комп’ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація : збірник наукових праць. – 2016. – № 1 (1). – С. 65 – 69.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об’єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(C_b - C_n) + E_n \times (K_{eb} - K_{pn})] \times B, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

C_b, C_n - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беляновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Тепловий акумулятор закритого типу
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10500
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	46,2
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 46,2) + 0,2 \times (18889 - 10500)] \times 461,92 = 804664,64 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беляновською О.А. матеріалів та технологій

складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 804664,64 грн. (вісімсот чотири тисячі шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний теплоакумуючий пристрій закритого типу можна ефективно використовувати на ТОВ «Інтерфлекс» для підігріву теплоносія, що дозволить скоротити витрати на теплопостачання.

Товариство з обмеженою відповідальністю
«Інтерфлекс»

Юридична адреса:

Україна, 49000, Дніпропетровська обл.,
місто Дніпро, ВУЛИЦЯ ЧИЧЕРІНА,
будинки 74

Фактична (почтова) адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.36

р/р UA753052990000026004050280802

в ПАТ КБ "ПРИВАТБАНК"

МФО 305299, ЄДРПОУ 36962377

ІПН 369623704662, № св-ва 100274277

Директор-Передовий В.С.



Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Беляновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «Інтерфлекс»

Головний технолог

Котик Ю.А.

Головний економіст

Москаленко Т.М.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «Інтерфлекс»
Перепелиця В.С.

Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «Інтерфлекс» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Беспалова С.П., головного технолога Котика Ю.А. та провідного інженера Северина К.О. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування адсорбційного теплового насосу на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та проф. Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «Інтерфлекс» разом з Державним вищим навчальним закладом «Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка теплоакумуюючих пристроїв для систем теплопостачання та вентиляції на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено адсорбційний тепловий насос, який експлуатували в системі опалення на ТОВ «Інтерфлекс» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Основними конструктивними елементами адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу є адсорбційно-десорбційний реактор (1), гідравлічний контур (2), конденсатор (5) та випарник (7).

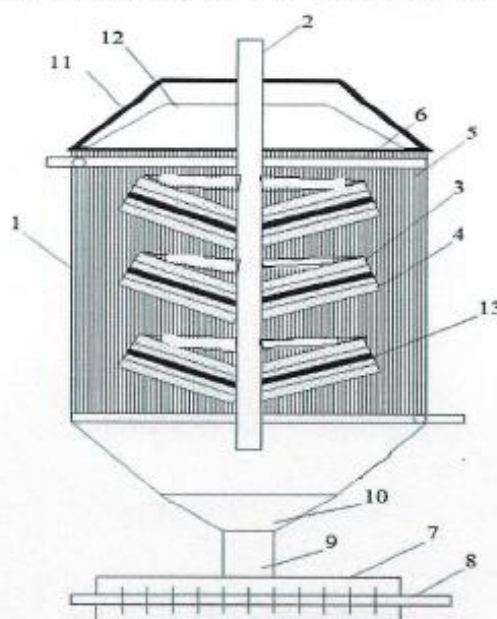


Рис. Лабораторний прототип адсорбційного теплового насосу

1 – реактор адсорбційно-десорбційного типу; 2 – гідравлічний контур;
3 – ребра; 4 – сорбент; 5 – конденсатор; 6 – циліндричні кільця;
7 – випарник; 8 – нагрівач; 9 – горло, яке звужується; 10 – розподільна насадка;
11 – кришка; 12 – тарілка для збору конденсату; 13 – штирі

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беяновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Патент 138450 України, МПК (2006) F25B 30/00, F25B 17/00. Адсорбційний тепловий насос [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Беяновська О.А.(Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний

університет”.– № u 201905753; заявл. 27.05.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22. – 4 с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Sukhyu, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyu, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyu. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
2. Kostyantyn M. Sukhyu, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyu. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
3. Belyanovskaya, E. Performance of Heat Pump Based on Composite Adsorbent ‘Silica Gel –Crystalline Hydrate’ [Text] / E. Belyanovskaya, K. Sukhyu, Y. Serhiienko, M. Sukhyu, I. Sukha // Scientific Works. – 2023. – Vol. 87, №1. – P. 81 – 86.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об’єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(\text{Сб} - \text{Сн}) + \text{Ен} \times (\text{Кеб} - \text{Кпн})] \times \text{В}, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

Сб, Сн - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беяновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Адсорбційний тепловий насос
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10500
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	46,2
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 46,2) + 0,2 \times (18889 - 10500)] \times 461,92 = 804664,64 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беяновською О.А. матеріалів та технологій складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 804664,64 грн. (вісімсот чотири тисячі шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний тепловий насос можна ефективно використовувати на ТОВ «Інтерфлекс» для підігріву теплоносія, що дозволить скоротити витрати на опалення.

Товариство з обмеженою відповідальністю
«Інтерфлекс»

Юридична адреса:

Україна, 49000, Дніпропетровська обл.,
місто Дніпро, ВУЛИЦЯ ЧИЧЕРІНА,
будинки 74

Фактична (почтова) адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.36

р/р UA753052990000026004050280802

в ПАТ КБ "ПРИВАТБАНК"

МФО 305299, ЄДРПОУ 36962377

ПІН 369623704662, № св-ва 100274277

Директор ~~Березюк В.С.~~



Представники ДВНЗ УЛХТУ

О.А. Беляновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «Інтерфлекс»

Головний технолог

Корик Ю.А.

Головний економіст

Москаленко Т.М.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ»
Замула В.Д.

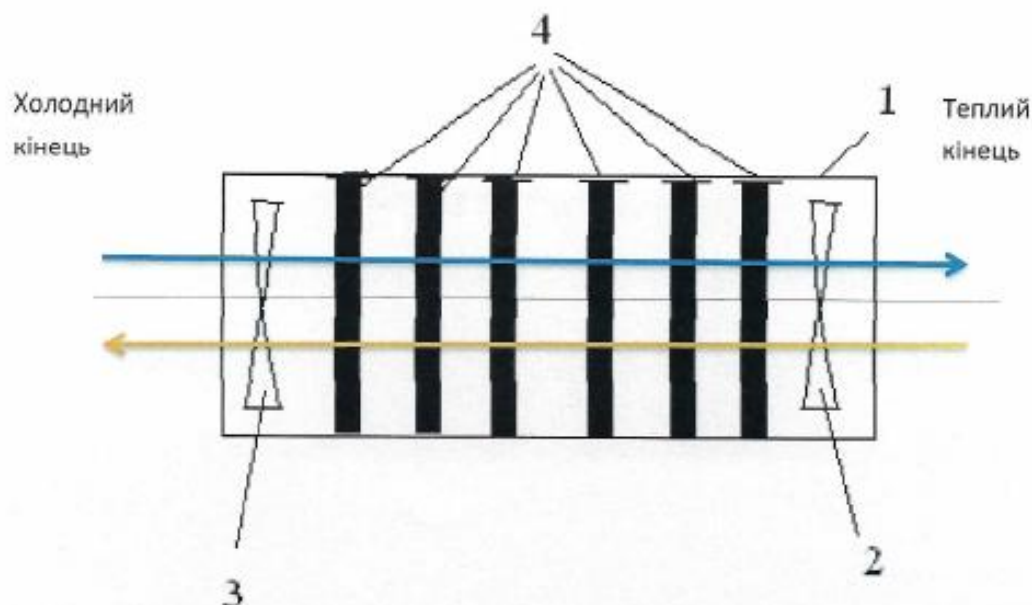
Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Лозової О.О., головного технолога Судніцина В.В. та провідного інженера Стояк А.В. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та професором Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» разом з Державним вищим навчальним закладом Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка адсорбційних пристроїв для підігріву припливного повітря на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено адсорбційний регенератор теплоти та вологи, який експлуатували в системі вентиляції на ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Адсорбційний регенератор теплоти та вологи включає наступні основні блоки: циліндричний корпус (1), зовнішній (2) та внутрішній (3) вентилятори,

касети (4), заповнені адсорбційним теплоакумуючим матеріалом. Сумарна товщина касет в прототипу регенератора – 0,6 м.



1 – корпус; 2 – вентилятор для подачі; 3 – вентилятор для викиду; 4 – касети з теплоакумуючим матеріалом.

Рис. Адсорбційний регенератор теплоти та вологи

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "сілікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беляновська О.А., Сухий М.К. (Україна); заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет". – № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Патент 141143 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Регенератор теплоти та вологи [Текст] / Литовченко Р.Д., Беляновська О.А., Сухий К.М., Коломієць О.В., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна); заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет". – № u 201908841; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyy K.M., Prokopenko E.M., Yeromin O.O., Sukhyy M.P. Improving the Performance of Open-Type Adsorptive Converters of Heat Energy for Heating Inflow Air // Wissenschaft für den modernen menschen: technik und technologie, informatik, sicherheit. Book 1. Part 1 / [team of authors: Choporov O.N., Lvovich I.Y., Osadchuk A.V., Preobrazhenskiy A.P., Romanyuk O.N., Sukhyy K.M. and etc.]. – Karlsruhe: NetAkhatAV, 2020 – P. 34 – 51
2. Sukhyy, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyy, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyy. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
3. Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
4. Прокопенко, Е. М. Сорбционный регенератор тепла для систем вентиляции [Текст] / Е. М. Прокопенко, А. О. Еремін, Е. В. Коломиец, Е. А. Беляновская, А. В. Гаврилко, К. М. Сухой // Экология и промышленность. – 2016. – № 2. – С. 19 – 23.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об'єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(C_6 - C_n) + E_n \times (K_{e6} - K_{пн})] \times B, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

Сб, Сн - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та
Беляновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Адсорбційний регенератор теплоти та вологи
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10400
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	45,3
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 45,3) + 0,2 \times (18889 - 10400)] \times 461,92 = 814\,318,768 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беяновською О.А. матеріалів та технологій складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 814 318,768 грн. (вісімсот чотринадцять тисяч шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний регенератор теплоти та вологі можна ефективно використовувати на ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» для підігріву припливного повітря, що дозволить скоротити витрати на теплопостачання.

Товариство з обмеженою відповідальністю
«ФЛЕКС.ЮЕЙ»

Юридична адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.37

Поштова адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.36

Р/р UA813510050000026000538876200 в

АТ "УкрСиббанк"

ЄДРПОУ 38528770

ПІН 385287704666, № св-ва 200132899

т/ф.: +380 56 371-23-72

Директор Замула В.Д.



Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Беяновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ»

Головний технолог

Лозова О.О.

Головний економіст

Семенова Т.Г.

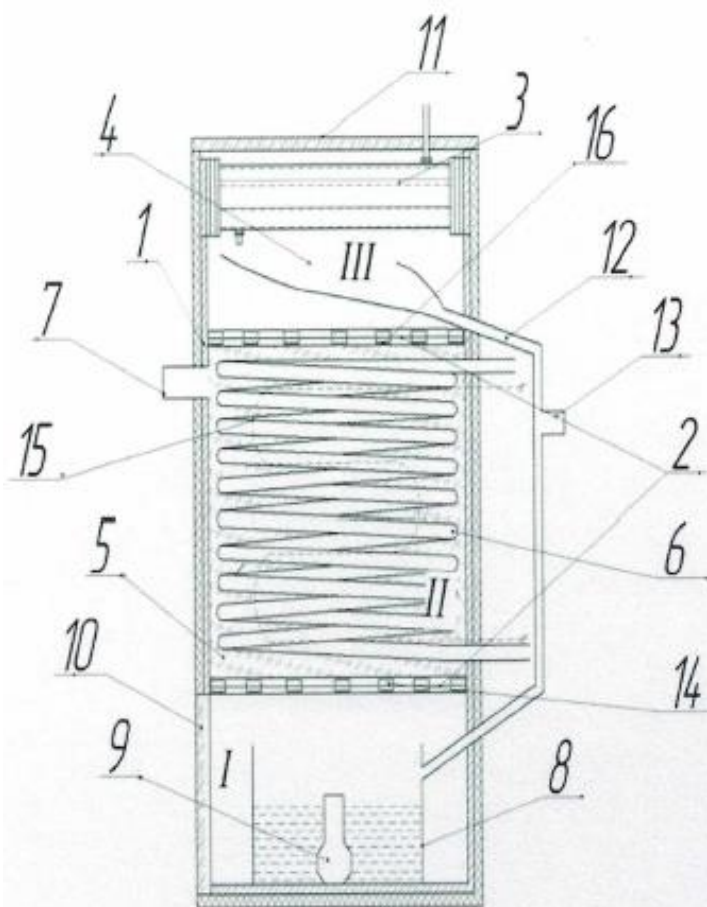
ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ»
Замула В.Д.

Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Лозової О.О., головного технолога Судніцина В.В. та провідного інженера Стояк А.В. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування теплоакумуючого пристрою закритого типу для підігріву води на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та проф. Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» разом з Державним вищим навчальним закладом «Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка теплоакумуючих пристроїв для підігріву теплоносіїв на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено теплоакумуючий пристрій, який експлуатували в системі теплопостачання на ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Основними конструктивними елементами адсорбційного теплового акумулятора закритого типу є корпус (1), сітчасті перегородки (2), конденсатор (3), адсорбційно-десорбційний реактор (5) та гідравлічний контур (6).



Лабораторний прототип теплоакуючого пристрою закритого типу. 1 - теплоізолюваний корпус; 2 - сітчасті перегородки; 3 - конденсатор; 4 - тарілка для збору конденсату; 5 - адсорбційно-десорбційний реактор; 6 - гідравлічний контур; 7 - патрубок; 8 - резервуар з водою; 9 - випарник; 10, 11 - кришки; 12 - трубка; 13 - патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі

патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беяновська О.А., Сухий М.К. (Україна); заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".— № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. — 4 с.

2. Пат. 83436 U. F 27 Н 7/00. Тепловий акумулятор / Сухий К.М., Сухий М.П., Беяновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201303474.. Заявл. 21.03.13. Опубл. 10.09.13. Бюл. № 17. – 5 с. с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Sukhyy, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyy, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyy. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
2. Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
3. Сухой, К. М. Алгоритм расчета эксплуатационных характеристик адсорбционного аккумулятора тепловой энергии для системы децентрализованного отопления [Текст] / К. М. Сухой, Е. В. Коломиец, Е. А. Беяновская // Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація : збірник наукових праць. – 2016. – № 1 (1). – С. 65 – 69.

Для розрахунку економічного ефекту використанні «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об'єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(C_b - C_n) + E_n \times (K_{eb} - K_{pn})] \times B, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

C_b, C_n - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беляновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Тепловий акумулятор закритого типу
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10500
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	46,2
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 46,2) + 0,2 \times (18889 - 10500)] \times 461,92 = 804664,64 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беляновською О.А. матеріалів та технологій

складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 804664,64 грн. (вісімсот чотири тисячі шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний теплоакумуючий пристрій закритого типу можна ефективно використовувати на ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» для підігріву теплоносія, що дозволить скоротити витрати на теплопостачання.

Товариство з обмеженою відповідальністю
«ФЛЕКС.ЮЕЙ»

Юридична адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.37

Поштова адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.36

Р/р UA813510050000026000538876200 в

АТ "УкрСиббанк"

ЄДРПОУ 38528770

ІПН 385287704666, № св-ва 200132899

т/ф.: +380 56 371 23 72

Директор Замула В.Д.

Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Бєляновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ»

Головний технолог Лозова О.О.

Головний економіст Семенова Т.Г.

Директор
ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ»
Замула В.Д.

Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беяновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Лозової О.О., головного технолога Судніцина В.В. та провідного інженера Стояк А.В. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування адсорбційного теплового насосу на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беяновською Оленою Анатоліївною та проф. Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» разом з Державним вищим навчальним закладом «Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка теплоакумуюючих пристроїв для систем теплопостачання та вентиляції на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено адсорбційний тепловий насос, який експлуатували в системі опалення на ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» під керівництвом Олени Анатоліївни Беяновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Основними конструктивними елементами адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу є адсорбційно-десорбційний реактор (1), гідравлічний контур (2), конденсатор (5) та випарник (7).

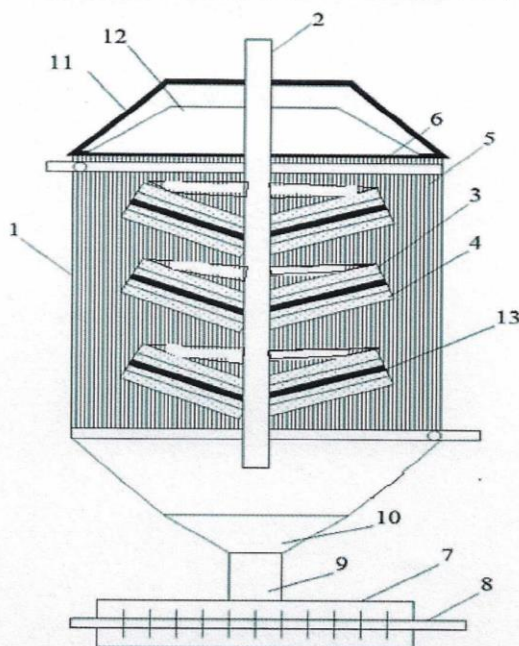


Рис. Лабораторний прототип адсорбційного теплового насосу

1 – реактор адсорбційно-десорбційного типу; 2 – гідравлічний контур;
3 – ребра; 4 – сорбент; 5 – конденсатор; 6 – циліндричні кільця;
7 – випарник; 8 – нагрівач; 9 – горло, яке звужується; 10 – розподільна насадка;
11 – кришка; 12 – тарілка для збору конденсату; 13 – штирі

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беяновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Патент 138450 України, МПК (2006) F25B 30/00, F25B 17/00. Адсорбційний тепловий насос [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Беяновська О.А.(Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний

університет”.– № u 201905753; заявл. 27.05.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22. – 4 с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Sukhyu, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyu, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyu. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
2. Kostyantyn M. Sukhyu, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyu. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
3. Belyanovskaya, E. Performance of Heat Pump Based on Composite Adsorbent ‘Silica Gel –Crystalline Hydrate’ [Text] / E. Belyanovskaya, K. Sukhyu, Y. Serhiienko, M. Sukhyu, I. Sukha // Scientific Works. – 2023. – Vol. 87, №1. – P. 81 – 86.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об'єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(\text{Сб} - \text{Сн}) + \text{Ен} \times (\text{Кеб} - \text{Кпн})] \times \text{В}, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

Сб, Сн - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беяновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Адсорбційний тепловий насос
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10500
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	46,2
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 46,2) + 0,2 \times (18889 - 10500)] \times 461,92 = 804664,64 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беяновською О.А. матеріалів та технологій складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 804664,64 грн. (вісімсот чотири тисячі шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний тепловий насос можна ефективно використовувати на ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ» для підігріву теплоносія, що дозволить скоротити витрати на опалення.

Товариство з обмеженою відповідальністю

«ФЛЕКС.ЮЕЙ»

Юридична адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.37

Поштова адреса:

49008, м. Дніпро, вул. Каверіна, 28 кв.36

Р/р UA813510050000026000538876200 в

АТ "УкрСиббанк"

ЄДРПОУ 38528770

ПН 385287704666, № св-ва 200132899

т/ф.: +380 56 374 23 72

Директор Замула В.Д.



Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Беяновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «ФЛЕКС.ЮЕЙ»

Головний технолог Лозова О.О.

Головний економіст Семенова Т.Г.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ «Друкарські Форми»

Куцовол І.П.

Акт

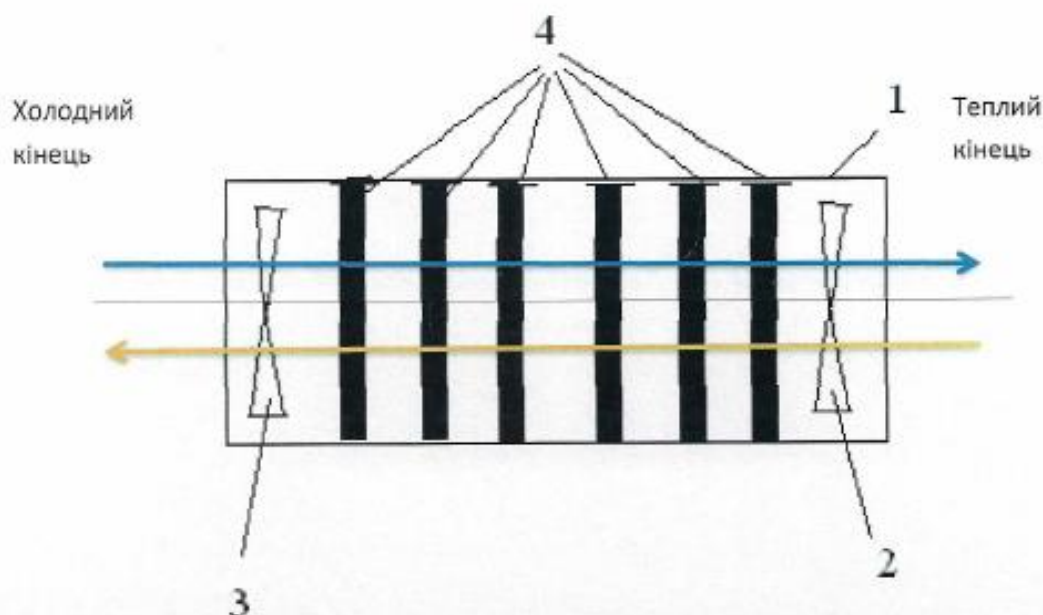
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «Друкарські Форми» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Артеменко О.С., головного технолога Щукіна А.І. та провідного інженера Лиховида С.М. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та професором Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «Друкарські Форми» разом з Державним вищим навчальним закладом Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка адсорбційних пристроїв для підігріву припливного повітря на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено адсорбційний регенератор теплоти та вологи, який експлуатували в системі вентиляції на ТОВ «Друкарські Форми» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Адсорбційний регенератор теплоти та вологи включає наступні основні блоки: циліндричний корпус (1), зовнішній (2) та внутрішній (3) вентилятори,

касети (4), заповнені адсорбційним теплоакумуючим матеріалом. Сумарна товщина касет в прототипу регенератора – 0,6 м.



1 – корпус; 2 – вентилятор для подачі; 3 – вентилятор для викиду; 4 – касети з теплоакумуючим матеріалом.

Рис. Адсорбційний регенератор теплоти та вологи

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беляновська О.А., Сухий М.К. (Україна); заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет". – № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Патент 141143 України, МПК (2006) F24F 7/00, F24F 6/00. Регенератор теплоти та вологи [Текст] / Литовченко Р.Д., Беляновська О.А., Сухий К.М., Коломієць О.В., Суха І.В., Сухий М.К. (Україна); заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет". – № u 201908841; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Belyanovskaya E.A., Lytovchenko R.D., Sukhyy K.M., Prokopenko E.M., Yeromin O.O., Sukhyy M.P. Improving the Performance of Open-Type Adsorptive Converters of Heat Energy for Heating Inflow Air // Wissenschaft für den modernen menschen: technik und technologie, informatik, sicherheit. Book 1. Part 1 / [team of authors: Choporov O.N., Lvovich I.Y., Osadchuk A.V., Preobrazhenskiy A.P., Romanyuk O.N., Sukhyy K.M. and etc.]. – Karlsruhe: NetAkhatAV, 2020 – P. 34 – 51
2. Sukhyy, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyy, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyy. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
3. Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
4. Прокопенко, Е. М. Сорбционный регенератор тепла для систем вентиляции [Текст] / Е. М. Прокопенко, А. О. Еремін, Е. В. Коломиец, Е. А. Беляновская, А. В. Гаврилко, К. М. Сухой // Экология и промышленность. – 2016. – № 2. – С. 19 – 23.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об'єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(Cб - Cн) + Eн \times (Кеб - Кпн)] \times В, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

Сб, Сн - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беляновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Адсорбційний регенератор теплоти та вологи
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10400
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	45,3
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 45,3) + 0,2 \times (18889 - 10400)] \times 461,92 = 814\,318,768 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беяновською О.А. матеріалів та технологій складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 814 318,768 грн. (вісімсот чотринадцять тисяч шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний регенератор теплоти та вологи можна ефективно використовувати на ТОВ «Друкарські Форми» для підігріву припливного повітря, що дозволить скоротити витрати на теплопостачання.

Товариство з обмеженою відповідальністю
«Друкарські Форми»

49033, м. Дніпро,

пр. Богдана Хмельницького, 148а;

р/р UA923052990000026008050308199

у ПАТ КБ «Приватбанк», МФО 305299

ІПН 413224704627

код ЄДРПОУ 41322471

Директор Куцовой

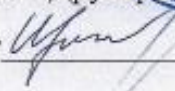


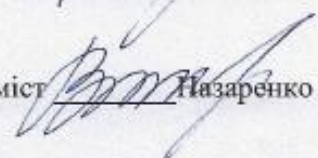
Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Беяновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «Друкарські Форми»

Головний технолог  Шукін А.І.

Головний економіст  Назаренко В.В.

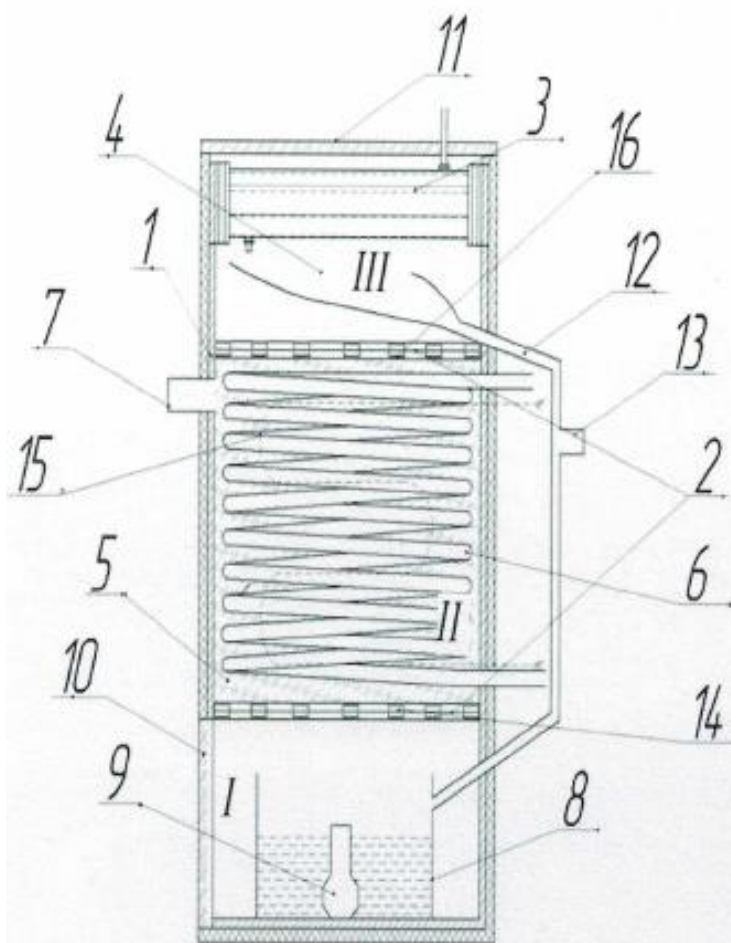
ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «Друкарські Форми»
Куцовол І.П.

Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «Друкарські Форми» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Артеменко О.С., головного технолога Щукіна А.І. та провідного інженера Лиховида С.М. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування теплоакумуючого пристрою закритого типу для підігріву води на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та проф. Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «Друкарські Форми» разом з Державним вищим навчальним закладом «Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка теплоакумуючих пристроїв для підігріву теплоносіїв на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено теплоакумуючий пристрій, який експлуатували в системі теплопостачання на ТОВ «Друкарські Форми» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Основними конструктивними елементами адсорбційного теплового акумулятора закритого типу є корпус (1), сітчасті перегородки (2), конденсатор (3), адсорбційно-десорбційний реактор (5) та гідравлічний контур (6).



Лабораторний прототип теплоакumuлюючого пристрою закритого типу. 1 - теплоізолюваний корпус; 2 - сітчасті перегородки; 3 - конденсатор; 4 - тарілка для збору конденсату; 5 - адсорбційно-десорбційний реактор; 6 - гідравлічний контур; 7 - патрубок; 8 - резервуар з водою; 9 - випарник; 10, 11 - кришки; 12 - трубка; 13 - патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі

патрубок; 14 - сталеві жалюзі; 15 - резистивний нагрівальний елемент; 16 - сталеві жалюзі

Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беяновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".- № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.

2. Пат. 83436 U. F 27 Н 7/00. Тепловий акумулятор / Сухий К.М., Сухий М.П., Беляновська О.А., Коломієць О.В., Козлов Я.М., Аміруллоєв Р.С. – № u201303474.. Заявл. 21.03.13. Опубл. 10.09.13. Бюл. № 17. – 5 с. с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Sukhyy, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyy, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyy. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
2. Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
3. Сухой, К. М. Алгоритм расчета эксплуатационных характеристик адсорбционного аккумулятора тепловой энергии для системы децентрализованного отопления [Текст] / К. М. Сухой, Е. В. Коломиец, Е. А. Беляновская // Комп’ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація : збірник наукових праць. – 2016. – № 1 (1). – С. 65 – 69.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об’єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(C_6 - C_n) + E_n \times (K_{\text{еб}} - K_{\text{пн}})] \times B, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

C_6 , C_n - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

Кпб, Кпн - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беляновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Тепловий акумулятор закритого типу
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10500
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	46,2
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 46,2) + 0,2 \times (18889 - 10500)] \times 461,92 = 804664,64 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беляновською О.А. матеріалів та технологій

складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 804664,64 грн. (вісімсот чотири тисячі шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний теплоакумуючий пристрій закритого типу можна ефективно використовувати на ТОВ «Друкарські Форми» для підігріву теплоносія, що дозволить скоротити витрати на теплопостачання.

Товариство з обмеженою відповідальністю

«Друкарські Форми»

49033, м. Дніпро,

пр. Богдана Хмельницького, 148а;

р/р UA923052990000026008050308199

у ПАТ КБ «Приватбанк», МФО 305299

ІПН 413224704627

код ЄДРПОУ 41322471

Директор Куцовол І.



Представники ДВНЗ УДХТУ

О.А. Беляновська

К.М. Сухий

Представники ТОВ «Друкарські Форми»

Головний технолог Шукін А.І.

Головний економіст Назаренко В.В.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ «Друкарські Форми»
Куцовол І.П.

Акт
про впровадження матеріалів і технологій,
наукових положень та висновків докторської дисертації
Беляновської Олени Анатоліївни

Даним актом підтверджується, що комісія ТОВ «Друкарські Форми» з жовтня 2023 р. по квітень 2024 р. у складі начальника лабораторії Артеменко О.С., головного технолога Щукіна А.І. та провідного інженера Лиховида С.М. спільно з кафедрою технологій палив, полімерних та поліграфічних матеріалів (ТПП та ПМ) та кафедрою енергетики Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» проводили випробування адсорбційного теплового насосу на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», розробленого доцентом Беляновською Оленою Анатоліївною та проф. Сухим Костянтином Михайловичем.

На ТОВ «Друкарські Форми» разом з Державним вищим навчальним закладом «Український державний хіміко-технологічний університет» на кафедрі енергетики під керівництвом проф. Сухого К.М. ведеться розробка теплоакумуючих пристроїв для систем теплопостачання та вентиляції на основі композиту «силікагель – натрій сульфат», який синтезовано на кафедрі ТПП та ПМ. На основі розробленого композиту виготовлено адсорбційний тепловий насос, який експлуатували в системі опалення на ТОВ «Друкарські Форми» під керівництвом Олени Анатоліївни Беляновської та Костянтина Михайловича Сухого.

Основними конструктивними елементами адсорбційного теплового акумулятора відкритого типу є адсорбційно-десорбційний реактор (1), гідравлічний контур (2), конденсатор (5) та випарник (7).

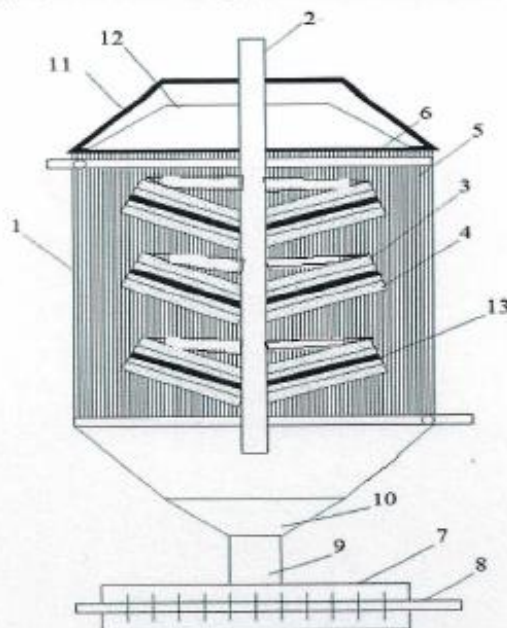


Рис. Лабораторний прототип адсорбційного теплового насосу

- 1 – реактор адсорбційно-десорбційного типу; 2 – гідравлічний контур;
 3 – ребра; 4 – сорбент; 5 – конденсатор; 6 – циліндричні кільця;
 7 – випарник; 8 – нагрівач; 9 – горло, яке звужується; 10 – розподільна насадка;
 11 – кришка; 12 – тарілка для збору конденсату; 13 – штирі
- Матеріали та пристрої захищені патентами України:

1. Патент 142178 України, МПК (2020) B01J 20/02, B01J 2/00. Спосіб отримання композитного сорбенту "силікагель - натрію сульфат" [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Сергієнко Я.О., Беляновська О.А., Сухий М.К. (Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет".– № u 201908838; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Патент 138450 України, МПК (2006) F25B 30/00, F25B 17/00. Адсорбційний тепловий насос [Текст] / Коломієць О.В., Сухий К.М., Беляновська О.А.(Україна).; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний

університет”.– № u 201905753; заявл. 27.05.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22. – 4 с.

а також представлені в наступних публікаціях:

1. Sukhyu, K.M. Technology Development for Adsorptive Heat Energy Converters: Emerging Research and Opportunities. / K.M. Sukhyu, E.A. Belyanovskaya, M.P. Sukhyu. – San Fransisco: IGI-GLOBAL, USA, 2020 – 328 pp.
2. Kostyantyn M. Sukhyu, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyu. Structure and Adsorption Properties of the Composites ‘Silica Gel – Sodium Sulphate’, obtained by Sol – Gel Method // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64, № 1 – 2. – P. 408 – 412.
3. Belyanovskaya, E. Performance of Heat Pump Based on Composite Adsorbent ‘Silica Gel –Crystalline Hydrate’ [Text] / E. Belyanovskaya, K. Sukhyu, Y. Serhiienko, M. Sukhyu, I. Sukha // Scientific Works. – 2023. – Vol. 87, №1. – P. 81 – 86.

Для розрахунку економічного ефекту використані «Методичні рекомендації з визначення прибутку від використання об’єктів промислової власності (Затверджено наказом Держпатенту України № 80 від 26.08.1998). У разі створення нових технологій, засобів механізації та автоматизації виробництва на базі ОПВ приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(C_b - C_n) + E_n \times (K_{eb} - K_{pn})] \times B, \quad (1)$$

де Пр - приріст прибутку, гривень;

C_b, C_n - собівартість одиниці виробу при використанні відповідно базового і нового техпроцесу, гривень;

K_{pb}, K_{pn} - питомі (на одиницю виробу) капітальні вкладення відповідно у базовому і розрахунковому періодах, гривень/нат. од. продукції;

Ен - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (норма дисконту);*

Вн - продуктивність нового техпроцесу у розрахунковому періоді, натуральних одиниць (штуки, тонни, кубічні метри тощо).

Зведені економічні показники експлуатації впроваджених матеріалів та технологій представлені в таблиці.

Таблиця

Зведені економічні показники впроваджених під керівництвом Сухого К.М. та Беяновської О.А.

№	Показники	Одиниця виміру	Опалення приміщення площею 200 м ²	
			Газовий котел Model T 24 kW	Адсорбційний тепловий насос
1	Досліджуваний період	місяць	6	6
2	Капітальні витрати	Грн./рік	18889	10500
3	Собівартість	Грн./ГДж	110,4	46,2
4	Продуктивність за базовий період	ГДж/6 місяців	461,92	461,92
5	Нормативний коефіцієнт		0,2	0,2

Після підстановки результатів в формулу (1), отримано приріст прибутку у розрахунковому періоді визначається за формулою

$$\text{Пр} = [(110,4 - 46,2) + 0,2 \times (18889 - 10500)] \times 461,92 = 804664,64 \text{ грн.}$$

Отже, розмір фактичного економічного ефекту від впровадження розроблених Сухим К.М. та Беяновською О.А. матеріалів та технологій складає з жовтня 2023 по квітень 2024 складає 804664,64 грн. (вісімсот чотири тисячі шістсот шістдесят чотири гривні).

Таким чином, проведеними випробуваннями показано, що розроблений адсорбційний тепловий насос можна ефективно використовувати на ТОВ «Друкарські Форми» для підігріву теплоносія, що дозволить скоротити витрати на опалення.

Товариство з обмеженою відповідальністю

«Друкарські Форми»

49033, м. Дніпро,

пр. Богдана Хмельницького, 148а;

р/р UA923052990000026008050308199

у ПАТ КБ «Приватбанк», МФО 305299

ІПН 413224704627

код ЄДРПОУ 41322471

Директор Куцовол І.П.



Представники ДВНЗ УДХТУ

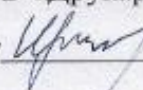
О.А. Беляновська

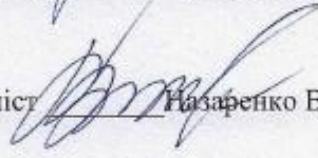
A handwritten signature in blue ink, likely belonging to O.A. Bebyanovska.

К.М. Сухий

A handwritten signature in blue ink, likely belonging to K.M. Sukhyy.

Представники ТОВ «Друкарські Форми»

Головний технолог  Шукін А.І.

Головний економіст  Назаренко В.В.