

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 536.24

Теоретичне та експериментальне дослідження теплообміну в каналі з гранульованою насадкою

І. І. Мукмінов¹, І. Л. Бошкова^{2✉}, Н. В. Волгушева³, Е. І. Альтман⁴, М. Д. Потанов⁵

¹⁻⁵Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

✉ e-mail: ²boshkova.irina@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-3674-9289>; ²<https://orcid.org/0000-0001-5989-9223>; ³<http://orcid.org/0000-0002-9984-6502>; ⁴<https://orcid.org/0000-0002-8934-2036>, ⁵<https://orcid.org/0000-0002-6847-5745>

Досліджується ефективність акумуляції теплоти повітря гранульованою насадкою ґрунтового регенеративного теплообмінника та можливості моделювання процесів розповсюдження теплового фронту по довжині насадки за часом. Розглядається один із додатків застосування регенеративного апарату з щільним шаром, для якого джерелом теплоти є сонячне випромінювання, а самий регенератор розробляється для підтримки необхідного температурного клімату в теплицях. Наведені результати випробування пілотної установки в натурних умовах. Отримані криві розподілу температур за довжиною теплообмінного каналу для різних моментів часу нагрівання гранульованої насадки. Проведено дослідження процесу теплообміну між потоком повітря та часткою щебеню в каналі. Встановлено, що відмінності в температурах стінки та частки незначні, внаслідок чого похибкою вимірювань температури на випромінювання можна знехтувати. Отримано, що акумульована часткою теплота передавалася в навколишнє середовище тривалий час, що свідчить про раціональність застосування щебеню в якості гранульованої насадки для регенеративних теплообмінників. Проведений аналіз ходу кривих температур на поверхні частки та в середині. Визначено, що закон зміни температури для всіх точок частки однаковий. Здійснено комп'ютерне моделювання процесу нагрівання щільного шару часток в теплообмінному каналі. Проведений аналіз розподілу температур по довжині теплообмінного каналу за різні періоди нагрівання. Показано, що комп'ютерне моделювання здатне прогнозувати швидкість розповсюдження теплового фронту для довільних вихідних даних та визначати в залежності від умов використання геометричні характеристики каналу та робочі параметри, такі як температура і витрата повітря, тривалість періодів нагрівання і охолодження.

Ключові слова: Теплота; Акумуляція; Частка щебеню; Пілотна установка; Комп'ютерне моделювання; Температурний фронт

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2206>

© The Author(s) 2021. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Вступ

Необхідність розробок енергоефективних методів для обігріву та охолодження об'єму приміщень зростає з кожним роком. Зусилля багатьох дослідників спрямовано на пошук ефективних акумуляторів сонячної енергії за умов значного добо-

вого перепаду температур. Як акумулююче тіло, доцільно застосовувати щільний шар гранульованих матеріалів. Завдяки розвиненій поверхні теплообміну, якою є сукупна поверхня всіх частинок в апараті, інтенсивність теплообміну суттєво зростає. Одним із випадків застосування регенеративного апарату з гранульованою насадкою

у вигляді щільного шару, для якого джерелом теплоти є сонячне випромінювання, є регенератор для підтримки необхідного температурного рівня в теплицях. Температура в теплиці в середньому повинна становити від +16 до +25 градусів, а вночі спадати не більше ніж на 5-8 градусів. Температура нижче та вище норми для рослин небажана. Відомо, що у весняний період у регіонах з помірним кліматом повітря у теплицях у денний час інтенсивно нагрівається від сонячного випромінювання, а в нічний – через перепад температур суттєво охолоджується. Це визначає раціональність розробки регенератора, здатного акумулювати теплоту вдень та використовувати її для обігріву внутрішнього об'єму теплиці вночі. Актуальність роботи визначається необхідністю економії енергетичних ресурсів на обігрів приміщень, зокрема теплиць.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

У роботі [1] наведено результати дослідження впливу методу нагрівання на тепличний мікроклімат та енергоспоживання. Дані отримані при аналізі трьох способів обігріву теплиць: з використанням гріючих труб безпосередньо на ґрунті, з використанням повітропідігрівачів і комбінований на їх основі. Показано, що використання комбінованої системи є сприятливим, оскільки покращується мікроклімат теплиці та запобігається поява конденсату на пластикових плівках. Однак застосування цих способів вимагає більших витрат енергії на нагрівання. У роботі [2] для зниження енергетичних витрат запропоновано використовувати систему сонячних колекторів. Дослідження показали, що відповідна модернізація традиційних теплиць дозволяє заощадити до 70% енергії. Автори стверджують, що необхідні роботи з математичного моделювання та проектування кращої форми сонячної теплиці для всіх сільськогосподарських районів. Це дозволить отримати максимальну сонячну радіацію та зменшити потребу у викопному паливі. У роботі [3] представлені результати експериментального дослідження енергетичного балансу теплиці без підігріву в умовах жаркого та посушливого клімату. Показано, що тепличний ґрунт є важливим джерелом тепла в нічний час і може забезпечити приблизно до $44,03 \text{ Вт/м}^2$ за використання значної добової ізоляції. У порівнянні з системою штучного опа-

лення, яка вимагає приблизно 78 Вт/м^2 , таке джерело тепла буде достатнім для підтримки температури повітря в теплиці між 15 та 18 °C. Проте наведені результати розрахунків застосовні для умов проведення експериментів, тобто у регіоні Середземноморського басейну. У той же час, результати свідчать, що акумуляція теплоти ґрунтом теплиці здатна істотно знизити енергетичні витрати. Автори роботи [4] підтверджують, що основним енергетичним ресурсом є сонячна енергія. Напрямок їх досліджень пов'язаний із пошуком методу збільшення використання тепла від Сонця при генерації пари. Автори досліджували оптичні властивості сонячних поглиначів та навели опис нанофотонних конструкцій. Проте запропоновані застосування не поширюються на тепличне господарство. В роботі [5] відзначається основна проблема, що гальмує використання всього потенціалу природних та відновлюваних джерел енергії. Застосування сонячної енергії в системах обігріву та охолодження приміщень неможливе без розробки економічно конкурентоспроможних та надійних засобів для акумулювання теплоти. В [6] досліджуються різні методи акумулювання сонячної теплової енергії, при цьому основна увага приділяється насипному та киплячому шару. Встановлено, що щільні шари мають основну перевагу в низькотемпературних системах накопичення енергії. Внаслідок доцільності застосування щільних шарів у якості теплових акумуляторів проводяться дослідження ефективності їх застосування в різних умовах. В [7] на основі тривимірного аналізу потоків газу в шарі алюмінієвих куль встановлено, що зменшення діаметра кульок значно збільшує градієнт тиску, швидкість потоку знижується. Отримані дані дозволяють оптимізувати розміри регенератора із щільним шаром частинок. Дослідження теплоперенесення в щільних шарах [8] дозволили зробити висновок, що при проектуванні шару для накопичення теплової енергії число Біо має бути якомога нижчим. У цьому випадку тепловий опір усередині твердого тіла не є визначальним. При виборі матеріалу для насадки доцільно враховувати цю умову. Важливим є також створення умов для інтенсифікації теплообміну. В роботі [9] вивчені різні модифікації точок контакту для аналізу вимушеного конвективного теплообміну в структурованому ущільненому шарі зі сфер. Виявлено, що вплив форми контакту на перепади тиску є значним, а на числа Нуссельта вплив відносно невеликий. Однак

дані відносяться до шару сферичних частинок, що не дозволяє їх поширити на шар частинок із довільною формою поверхні.

Аналіз літературних даних [6-9] показує, що розробка регенераторів із щільними шарами гранульованих матеріалів є перспективною щодо розвитку енергозберігаючих систем нагрівання та охолодження. У той же час необхідні додаткові знання про особливості конструювання ґрунтового регенератора з урахуванням теплообміну між потоком газу та твердими частинками. Дослідження у цій галузі призначені для створення економічно вигідних та технічно раціональних теплообмінних пристроїв для підтримки необхідного температурного рівня у приміщеннях, зокрема теплицях.

Використання в теплоенергетиці теплоносіїв у вигляді гранульованого матеріалу дозволяє істотно інтенсифікувати процеси тепло- і масообміну [10]. Область досліджень роботи безпосередньо відноситься до оптимізації акумуляторів теплоти регенеративного типу. Нагрітий газ з витяжних пристроїв, наприклад, харчових виробництв, проходячи через щільний шар гранульованого матеріалу, віддає свою теплоту. Акумуляовану теплоту потім можна використовувати в різних цілях. Регенеративні теплообмінники з щільним шаром, що рухається, і нерухомим, характеризуються високою тепловою ефективністю, компактністю, невеликою масою, простотою конструкції, надійністю, що дозволяє забезпечити значну продуктивність [11, 12]. Потенціал застосовності гранульованого матеріалу в якості проміжного теплоносія в акумуляторах і теплоутилізаторах істотний [13].

Це призводить до висновку щодо доцільності використання теплоаккумуляторів і теплоутилізаторів з гранульованою насадкою на виробництвах, які характеризуються відносно невисоким температурним рівнем газів, що відходять. Проте для промислового впровадження недостатньо надійних даних по теплообміну між щільним шаром гранул і газом.

3 Дослідження процесу нагрівання щільного шару часток в теплообмінному каналі ґрунтового регенератора

3.1 Експериментальні дослідження теплообміну між потоком повітря та шаром часток на пілотній установці

Для зручності масштабування ґрунтового теплообмінника створено пілотну установку, яка дозволяє перевірити, наскільки ефективно здійснюється теплообмін між гранульованою насадкою та потоком повітря. Ґрунтовий теплообмінник працює в умовах, що відповідають роботі промислових теплиць. Основний елемент ґрунтового регенератора – ізований теплообмінний канал, заповнений гранульованим матеріалом, заглиблений під ґрунтом. На рис. 1 представлені фото ґрунтового теплообмінника у процесі підготовки до випробувань. Конструктивні розміри виготовленої пілотної установки наступні: діаметр теплообмінного каналу – 10 см, довжина – 1 м, товщина ізоляції – 0,8 см, висота корпусу теплиці – 1,5 м, висота вхідного повітроводу – 1 м, висота вихідного повітроводу 50 см.



а



б

Рисунок 1 – Монтаж ґрунтового теплообмінника:

а – установка теплообмінного каналу в ґрунт, *б* – ґрунтовий теплообмінник, підготовлений до роботи

Ґрунтовий теплообмінник розташовується у покриття, що імітує теплицю. На виході ґрунтового регенератора встановлювався вентилятор.

При його включенні вдень повітря з верхньої точки теплиці подавалося в канали регенератора і нагрівало гранульовану насадку протягом зада-

ного часу. По довжині теплообмінного каналу було встановлено п'ять термопар НК68С True-RMS, показання яких кожні 10 с передавались на комп'ютер. Одночасно фіксувалася температура повітря на вході та виході каналів.

На рис. 2 представлені температурні криві розподілу температур по довжині теплообмінного каналу, отримані для різних моментів часу нагрівання гранульованої насадки.

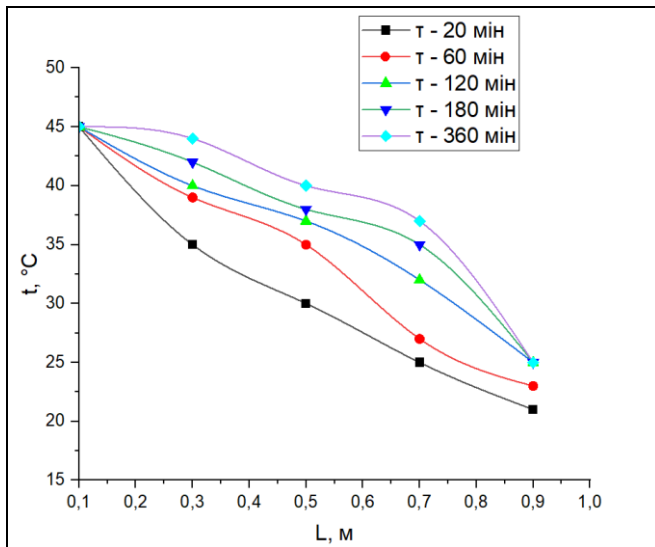


Рисунок 2 – Температурні криві розподілу температур по довжині теплообмінного каналу

Оскільки точно встановити термопару на твердій частинці не уявляло можливості і в похибку визначення її температури вносив потік повітря, рівномірність ходу кривих порушувалася і, безумовно, відрізнялася від реального розподілу. Крім того, п'ять термопар не давали повної картини розподілу температур по довжині гранульованої насадки. У той самий час видно, що з часом температура насадки підвищувалася, причому нагрівання охоплювало наступні шари в ході руху потоку повітря. На часі 360 хв на довжині 0,7 м температура частинок відрізнялася від температури повітря на вході всього на 6 °C, що говорить про істотну акумуляцію теплоти насадкою.

3.2 Дослідження теплообміну між потоком повітря та часткою щебеню

На даний час не виявлені дослідження по теплообміну одиночної частки з потоком газу. Внаслідок цього немає відповіді на питання, як розподілені в часі перша і друга стадії нагріву частинки, що важливо при оцінці впливу тепло-

провідності в твердому матеріалі на розподіл температурного поля і оптимізації розмірів частинок. Це визначає актуальність дослідження нестационарного теплообміну частки з потоком нагрітого повітря.

В аналітичних дослідженнях весь процес нагрівання (охолодження) тіла розділяють на дві стадії: у першій стадії теплота проникає від поверхні всередину тіла, температура змінюється тільки в прогрійтій (охолодженій) зоні, товщина якої збільшується з часом; у другій стадії температура змінюється по всьому обсязі (товщині) тіла. Прогріта (охолоджена) зона в першій стадії називається термічним шаром. Розподіл температур у тілі не знаходять з рішення диференційного рівняння теплопровідності, а задаються їм на основі аналізу літературних даних. Перша стадія закінчується в той момент, коли товщина термічного шару стає рівній половині товщини тіла. Метод виключення змінних [14] дозволяє здобути прості та зручні формули для різних завдань теплопровідності класичних тіл, тіл іншої форми при різних граничних умовах, наявності джерел теплоти, зміні агрегатного стану. У цьому методі використовується єдиний підхід при рішенні різних завдань. Метод дозволив отримати формулу, що визначає закон зміни товщини термічного шару в часі:

$$\delta_m^2 = 2a \cdot \tau \cdot n(n+1); \quad (1)$$

або в безрозмірному вигляді:

$$\Delta_m^2 = 2Fo \cdot n(n+1); \quad (2)$$

де $\Delta_m = \delta_m / l_0$ – безрозмірна товщина термічного шару; $Fo = a\tau / l_0^2$ – число Фур'є.

В [15] для всіх класичних тіл рекомендовані єдині формули.

Перша стадія ($Fo \leq Fo^*$):

$$Fo^* = \frac{C_1}{2n(n+1)}, \quad (3)$$

$$Fo = \frac{C_1 \Delta_m^2}{2n(n+1)}, \quad (4)$$

$$\theta = \frac{t - t_0}{t_n - t_0} = \left(\frac{y}{\delta_m} \right)^n. \quad (5)$$

Друга стадія ($Fo > Fo^*$):

$$\theta = \frac{t - t_n}{t_0 - t_n} = \left[1 - \left(\frac{y}{l_0} \right)^n \right] \exp \left[-C_3 (n + C_3) (Fo - Fo^*) \right]. \quad (6)$$

Значення коефіцієнтів для класичних тіл наведені в [15].

При проведенні розрахункових досліджень у якості частки досліджувалася частка щебеню. Питома теплоємність $c = 770$ Дж/(кг·К), густина $\rho = 2700$ кг/м³, теплопровідність $\lambda = 3,49$ Вт/(м·К), коефіцієнт температуропровідності $a = 1,68 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Розрахунок проведено для умов, відповідних реальним умовам проведення експерименту: площа її поверхні $F = 6,4 \cdot 10^{-5}$ м², температура потоку повітря $t_n = 90$ °С, початкова температура частинки $t_0 = 20$ °С. Час завершення першої стадії $\tau^* = 9,8$ с (при $n = 2$). Отримано, що при часі $\tau = 20$ с температура поверхні складе $t_{\text{пов}} = 29$ °С. У відповідності з залежністю (6), безрозмірна надлишкова температура в центрі частки в цей час буде дорівнювати температурі поверхні. Звідси випливає висновок, що для частинки щебеню температури поверхні і центру вирівнюються протягом короткого часу.

Дослідження процесу теплообміну потоку повітря з часткою реальних розмірів, яка по формі наближається до куба, було проведено експериментально. Схема експериментальної установки наведена на рис. 3.

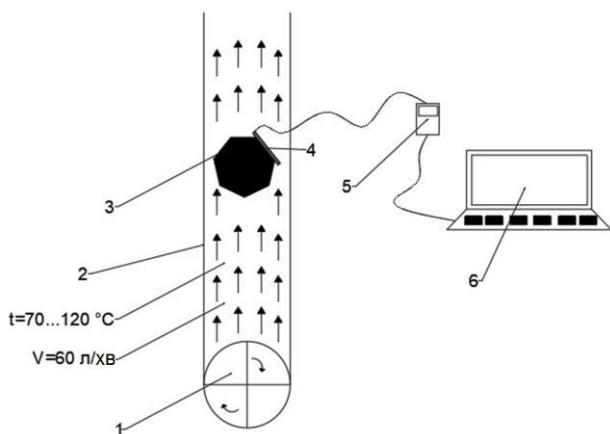


Рисунок 3 – Схема експериментальної установки для дослідження процесу нагрівання частинки в потоці повітря

Методика експерименту полягала в наступному. У вертикальному теплообмінному каналі 2 містилася частинка щебеню 3, вмикався вентилятор 1 і нагрівач (на схемі не показаний). Встановлювалася температура повітря. На поверхні частинки, збоку, зверху, і знизу, а також в центрі,

встановлювалися термопари 4, сигнал від яких через перетворювач 5 подавався на комп'ютер 6. Значення температури фіксувалися з інтервалом 10 с. Експерименти проводилися при різних вхідних температурах повітря і на різній відстані від входу в канал. Окремі результати вимірювань для $t_{\text{вх}} = 90$ °С наведені на рис. 4.

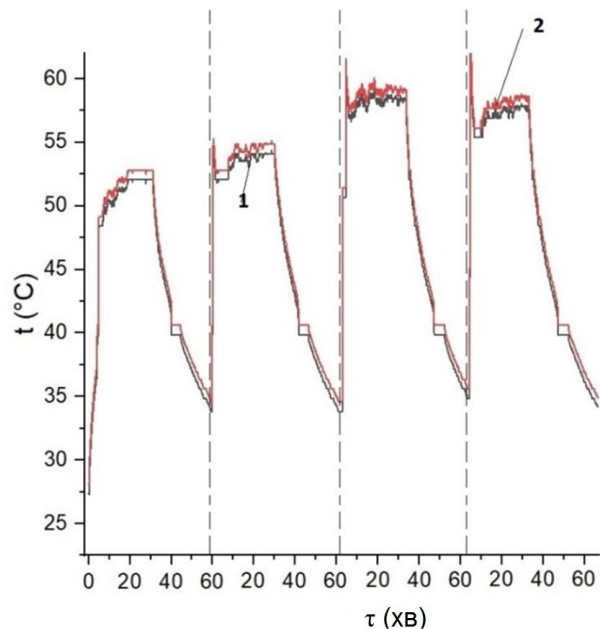


Рисунок 4 – Температура на поверхні частки щебеню при нагріванні в потоці повітря для верхньої, нижньої, бічної лівої та бічної правої сторін

На графіку наведені температурні криві, отримані в період 60 с, для верхньої, нижньої, бічної лівої та бічної правої сторін, відповідно рисунку. Хід кривих подібний, розходження виникає внаслідок неоднакових умов взаємодії потоку повітря з часткою щебеню. Низхідна частина кривих відповідає періоду охолодження частинки за рахунок природної конвекції після вимкнення вентилятора. Для визначення необхідності врахування похибки вимірювань на випромінювання, одночасно виконувались вимірювання температури стінки каналу (нижня крива). Як можна бачити, відмінності в температурах стінки та частки незначні. Тому можна зробити висновок, що похибкою вимірювань температури на випромінювання можна знехтувати. Видно також, що акумульована часткою теплота передавалася в навколишнє середовище тривалий час, що свідчить про раціональність застосування щебеню в якості гранульованої насадки для регенеративних теплообмінників.

На рис. 5 представлені температурні криві, отримані на поверхні та всередині частки щебеню.

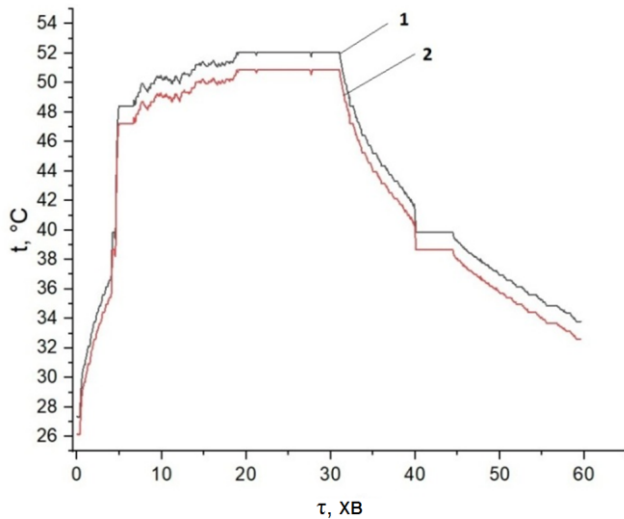


Рисунок 5 – Зміна температури на поверхні частки та в центрі за часом:

- 1 – температура на поверхні частки;
- 2 – температура всередині частки

Можна наглядно бачити, що хід кривих повторює один одного. Це дозволяє зробити важливий висновок, що закон зміни температури для всіх точок частки однаковий і перший період нагрівання зневажливо малий. В теплових розрахунках можна використовувати рівняння для другої стадії, зокрема (6).

3.3 Моделювання процесу нагрівання щільного шару часток в теплообмінному каналі

Оскільки експериментальні дослідження не дають достатньо інформативної картини динаміки зміни температур в каналі, доцільно використувати комп'ютерне моделювання за урахуванням

встановлених особливостей поглинання теплоти в щільному каналі. Комп'ютерне моделювання виконувалось за використання програмних комплексів Autodesk Fusion 360 та Ansys Discovery 2021 R2. На рис. 6 представлений вид теплообмінного каналу (рис. 6а) та перерізу каналу з частками матеріалу (рис. 6б), отриманий в Autodesk Fusion 360.

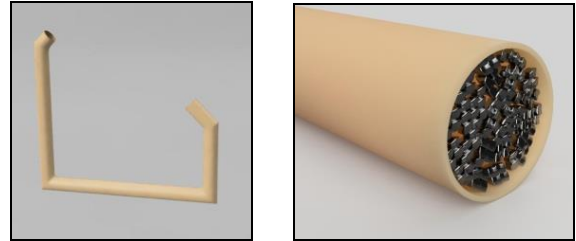


Рисунок 6 – Модель теплообмінного каналу (а) та внутрішній вигляд моделі каналу з частками щебеню (б)

За використання Ansys Discovery 2021 R2 побудований внутрішній вигляд каналу з потоком повітря (рис. 7), що дозволяє на етапі конструювання спроектувати канал без застійних зон, які на рисунку позначені синім кольором, при різних значеннях витрати повітря.

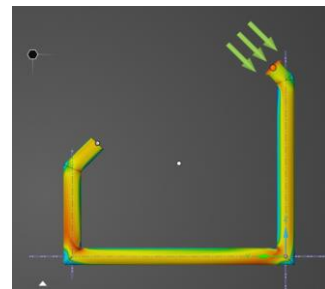


Рисунок 7 – Потік повітря в каналах регенеративного теплообмінника при швидкості $w = 1$ м/с

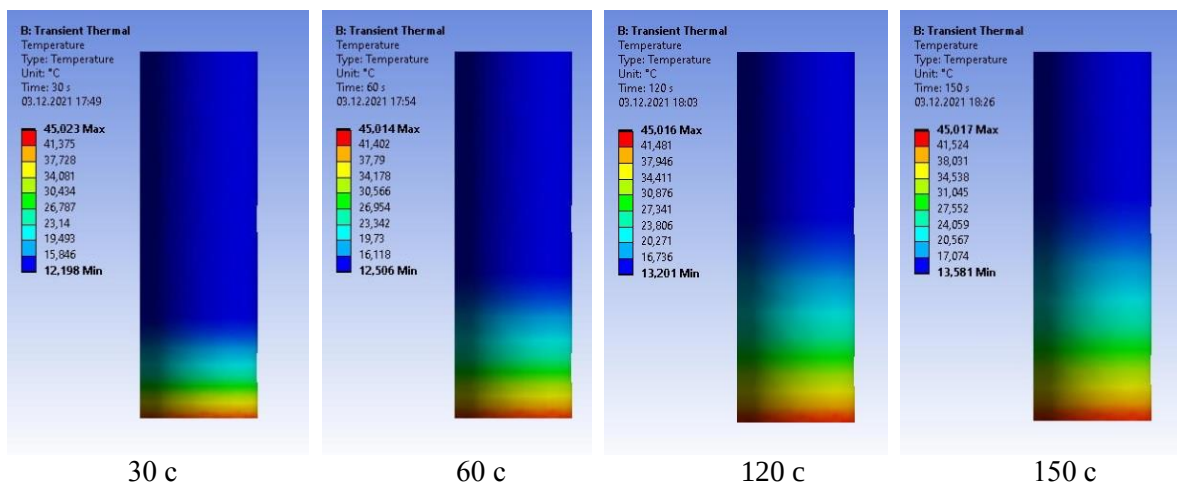


Рисунок 8 – Розподіл температур по довжині теплообмінного каналу з гранульованою насадкою для різних періодів нагрівання

Подальше моделювання в системі Ansys Discovery 2021 R2 дозволило отримати картини розподілу температур по довжині теплообмінного каналу з гранульованою насадкою (рис. 8), для якої можуть бути обрані ефективні теплофізичні характеристики, постійні за довжиною та часом. Розрахунки проведені для часу 30 с, 60 с, 120 с та 150 с від початку нагрівання. Температура повітря на вході – 45 °С, початкова температура насадки – 12 °С.

Можна бачити, що за часом температурний фронт охоплює все подальші шари насадки. За 30 с спостерігається нагрів шару в початкових перерізах, далі по довжині теплота вже не поглинається внаслідок того, що первинні шари практично в повній мірі акумулювали теплоту вхідного потоку повітря. За час нагрівання 150 с тепловий фронт охопив приблизно 2/3 довжини каналу. Комп'ютерне моделювання здатне прогнозувати швидкість розповсюдження теплового фронту для довільних вихідних даних та визначати в залежності від умов використання геометричні характеристики каналу та робочі параметри, такі як температура і витрата повітря, тривалість періодів нагрівання і охолодження.

4. Висновки

При нагріванні частки щебеню, який передбачається до використання в якості гранульованої насадки регенератору, хід температурних кривих нагріву в центрі повторює хід температурних кривих на поверхні, тобто закон зміни температур за часом однаковий для всіх точок. При моделюванні процесів теплообміну газового потоку з щільним шаром гранульованої насадки періодом формування термічного шару всередині частинки можна знехтувати.

При будь-якому розташуванні термодатчиків на поверхні частки щебеню спостерігався інтенсивний нагрів частинки, який практично тривав до досягнення температури повітря. Потім температура залишалася незмінною, як видно з графіків. Далі нагрівач і вентилятор вимикалися і частка охолоджувалася шляхом природної конвекції.

Температури поверхні каналу та частки при температурі потоку на вході 90 °С практично не відрізняються. Внаслідок цього похибкою вимірювань температури на випромінювання можна знехтувати.

Комп'ютерне моделювання здатне прогнозувати швидкість розповсюдження теплового фрон-

ту для довільних вихідних даних та визначати в залежності від умов використання геометричні характеристики каналу та робочі параметри, такі як температура і витрата повітря, тривалість періодів нагрівання і охолодження.

Особистий внесок авторів CRediT

Мукмінов І.І.: експериментальні дослідження, комп'ютерне моделювання. **Бошкова І.Л.:** концептуалізація, методологія, формальний аналіз. **Волгушева Н.В.:** методичне забезпечення роботи. **Альтман Е.І.:** аналіз та узагальнення даних. **Потапов М.Д.:** інформаційний пошук, дослідження теплових процесів. **цеолітів.**

Література

1. **T. Bartzanas, M. Tchamitchian, C. Kittas.** Influence of the Heating Method on Greenhouse Microclimate and Energy Consumption // *Biosystems Engineering*. – 2005. – Vol. 91, Iss. 4. – P. 487-499.
2. **M. Taki, A. Rohani, M. Rahmati-Joneidabad.** Solar thermal simulation and applications in greenhouse // *Information processing in Agriculture*. – 2018. – Vol. 5, Iss. 1. – P. 83-113.
3. **K. Mesmoudi, A. Soudani, B. Zitouni, P. Bournet, L. Serir.** Experimental study of the energy balance of unheated greenhouse under hot and arid climates: Study for the night period of winter season // *Journal of the Association of Arab Universities for Basic and Applied Sciences*. – 2010. – Vol. 9, Iss. 1. – P. 27-37.
4. **L. Zhou, X. Li, G. W. Ni, S. Zhu, J. Zhu.** The revival of thermal utilization from the Sun: interfacial solar vapor generation // *National Science Review*. – 2019. – Vol. 6. – P. 562-578.
5. **G. Pavlov, B. Olesen.** Thermal energy storage – A review of concepts and systems for heating and cooling applications in buildings: Part 1 – Seasonal storage in the ground // *JournalHVAC&RResearch*. – 2012. – Vol. 18, Iss. 3. – P. 515-538.
6. **J. A. Almendros-Ibáñez, M. Fernández-Torrijos, C. Sobrinoc.** A review of solar thermal energy storage in beds of particles: Packed and fluidized beds // *Solar Energy*. – 2019. – Vol. 192, No. 1. – P. 193-237.
7. **Y. Liu, S. Tao, X. Liu, Z. Wen.** Three dimensional analysis of gas flow and heat transfer in a regenerator with aluminium balls // *Applied Thermal engineering*. – 2014. – Vol. 69 – P. 113-122.

8. **A. Adeyanju, K. Manohar.** Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer in Packed Beds // Research Journal of Applied Sciences. – 2009. – Vol. 4. – №5. – P. 166-177.
9. **S. S. Bu, J. Yang, M. Zhou, S. Y. Li, Q. W. Wang, Z. X. Guo.** On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres // Nuclear Engineering and Design. – 2014. – Vol. 270. – P. 21-33.
10. **B. Kilkovský, Z. Jegla.** Preliminary Design and Analysis of Regenerative Heat Exchanger // Chemical engineering transactions. – 2016. – Vol. 52. – P. 655-660.
11. **M. L. Sit, A. A. Juravliov, A. V. Doroshenko, V. A. Goncharenko.** Energy Supply System for Industrial Poultry Houses // Problemele energeticii regionale. – 2016. – Vol. 1. – № 30. – P. 89-100.
12. **В. А. Васильев, К. К. Каменецкий.** Экспериментальное исследование регенеративного теплообменника и анализ тепловых процессов // Холодильная техника и кондиционирование. – 2010. – Т. 2. – С. 22-33.
13. **D. Yulong, H. Yurong, T. C. Ngoc, Y. Wei.** Hydrodynamics and heat transfer of gas-solid two-phase mixtures flowing through packed beds // Progress in Natural Science. – 2008. – Vol. 18. – P. 1185-1196.
14. **А. И. Вейник.** Приближенный расчет процессов теплопроводности. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 183 с.
15. **А.В. Лыков.** Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.

Отримана в редакції 18.10.2021, прийнята до друку 26.11.2021

Theoretical and experimental investigation of heat transfer in channels with a granular nozzle

Ihor Mukminov¹, Iryna Boshkova²✉, Natalya Volgusheva³, Ella Altman⁴, Mykhailo Potapov⁵

¹⁻⁵Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya Str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ²boshkova.irina@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-3674-9289>; ²<https://orcid.org/0000-0001-5989-9223>; ³<http://orcid.org/0000-0002-9984-6502>; ⁴<https://orcid.org/0000-0002-8934-2036>; ⁵<https://orcid.org/0000-0002-6847-5745>

The efficiency of air heat accumulation by a granular nozzle of a soil regenerative heat exchanger and the possibility of modeling the processes of thermal front propagation along the nozzle length over time are investigated. One of the options for the use of a regenerative apparatus with a dense layer, for which the heat source is solar radiation, and the regenerator itself is designed to maintain the required temperature climate in greenhouses. The results of the pilot installation test in field conditions are given. The temperature distribution curves along the length of the heat exchange channel for different moments of heating time of the granular nozzle are obtained. A study of the process of heat transfer between air flow and the share of gravel in the channel. It is established that the differences in wall and particle temperatures are insignificant, as a result of which the error of temperature measurements on radiation can be neglected. It was found that the heat accumulated by the particle was transferred to the environment for a long time, which indicates the rationality of the use of gravel as a granular nozzle for regenerative heat exchangers. The analysis of the course of curves on the surface of the particle and in the middle is carried out. It is determined that the law of temperature change is the same for all points of the particle. Computer simulation of the process of heating a dense layer of particles in the heat exchange channel has been performed. The analysis of temperature distribution along the length of the heat exchange channel for different heating periods is carried out. Computer simulations have been shown to be able to predict the rate of thermal front propagation for arbitrary output data and to determine, depending on the conditions of use, the geometric characteristics of the duct and operating parameters such as temperature and air flow, duration of heating and cooling periods.

Keywords: Heat; Accumulation; Fraction of crushed stone; Pilot plant; Computer simulation; Temperature front

References

1. **Bartzanas, T., Tchamitchian, M., Kittas, C.** (2005) Influence of the Heating Method on Greenhouse Microclimate and Energy Consumption. *Biosystems Engineering*, 91 (4), 487-499.
2. **Taki, M., Rohani, A., Rahmati-Joneidabad, M.** (2018) Solar thermal simulation and applications in greenhouse. *Information processing in Agriculture*, 5 (1), 83-113.
3. **Mesmoudi, K., Soudani, A., Zitouni, B., Bournet, P., Serir, L.** (2010) Experimental study of the energy balance of unheated greenhouse under hot and arid climates: Study for the night period of winter season. *Journal of the Association of Arab Universities for Basic and Applied Sciences*, 9 (1), 27-37.
4. **Zhou, L., Li, X., Ni, G. W., Zhu, S., Zhu, J.** (2019) The revival of thermal utilization from the Sun: interfacial solar vapor generation. *National Science Review*, 6, 562-578.
5. **Pavlov, G., Olesen, B.** (2012) Thermal energy storage – A review of concepts and systems for heating and cooling applications in buildings: Part 1 – Seasonal storage in the ground. *Journal HVAC&Research*, 18 (3), 515-538.
6. **Almendros-Ibáñez, J. A., Fernández-Torrijos, M., Sobrinoc, C.** (2019) A review of solar thermal energy storage in beds of particles: Packed and fluidized beds. *Solar Energy*, 192 (1), 193-237.
7. **Liu, Y., Tao, S., Liu, X., Wen, Z.** (2014) Three dimensional analysis of gas flow and heat transfer in a regenerator with aluminium balls. *Applied Thermal engineering*, 69, 113-122.
8. **Adeyanju, A., Manohar, K.** (2009) Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer in Packed Beds. *Research Journal of Applied Sciences*, 4 (5), 166-177.
9. **Bu, S. S., Yang, J., Zhou, M., Li, S. Y., Wang, Q. W., Guo, Z. X.** (2014) On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres. *Nuclear Engineering and Design*, 270, P. 21-33.
10. **Kilkovský, B., Jegla, Z.** (2016) Preliminary Design and Analysis of Regenerative Heat Exchanger. *Chemical engineering transactions*, 52, 655-660.
11. **Sit, M. L., Juravliov, A. A., Doroshenko, A. V., Goncharenko, V. A.** (2016) Energy Supply System for Industrial Poultry Houses. *Regional energy issues*, 1 (30), 89-100.
12. **Vasiliev, V.A., Kamenetsky, K. K.** (2010) Experimental study of a regenerative heat exchanger and analysis of thermal processes. *Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovaniye*, 2, 22-33.
13. **Yulong, D., Yurong, H., Ngoc, T. C., Wei, Y.** (2008) Hydrodynamics and heat transfer of gas-solid two-phase mixtures flowing through packed beds. *Progress in Natural Science*, 18, 1185-1196.
14. **Veinik, A.I.** (1959) Approximate calculation of heat conduction processes. *M.-L.: Gosenergoizdat*, 183.
15. **Lykov, A.V.** (1967) Theory of Heat Conduction. *M.: Vysshaya shkola*, 600.

Received 18 October 2021

Approved 26 November 2021

Available in Internet 29 December 2021