

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

МУКМІНОВ ІГОР ІГОРОВИЧ

УДК: 536.244:66.045.132

ДИСЕРТАЦІЯ

**ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ТЕПЛОТИ ТА МАСИ В
ЩІЛЬНИХ ШАРАХ ГРАНУЛЬОВАНОГО МАТЕРІАЛУ**

Спеціальність 144 – Теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____ І.І. Мукмінов.

Науковий керівник – Бошкова Ірина Леонідівна доктор технічних наук,
професор

Одеса – 2023

АНОТАЦІЯ

Мукмінов І.І. Інтенсифікація процесів переносу теплоти та маси в щільних шарах гранульованого матеріалу. Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». Одеський Національний Технологічний Університет, Одеса, 2023. Дисертаційна робота присвячена дослідженню процесів перенесення теплоти та вологи між частками щільного нерухомого шару гранульованого матеріалу в каналі та наскрізним потоком газу.

Кроком до стійкого розвитку країни є рішення питань енергозбереження. З цією проблемою суспільство стикається постійно та важливість даного питання зростає через зростання потреб в енергетичних системах, що пов'язано з розвитком технологій, технічних та електричних приладів, та удосконалення вимог щодо охорони навколишнього середовища. У ряді випадків знизити енерговитрати можливо з використанням технологій накопичення теплової енергії, що також дає можливість створення більш універсальної, стійкої та надійної теплоенергетичної системи. Відомо, що значну частину теплових втрат в енергетичних та теплотехнічних установках складає теплота відхідних газів, утилізація якої здатна підвищити ефективність підприємств. На сьогодні акумуляція енергії важливіша, ніж будь-коли. Серед сучасних технологій накопичення теплової енергії (ТНТЕ) слід приділити увагу розвитку явній тепловій технології, за якою використовується теплоємність акумулюючого матеріалу, тобто акумулятори ємкісного типу. Подібні теплові акумулятори приваблюють простотою своєї конструкції, зазвичай, низькою вартістю матеріалу та ефективністю акумулювання. На даний час відомі акумулятори у вигляді пісочної батареї (Фінляндія, Гельсінкі), що зберігає 8 МВт-год теплової енергії, акумулятор зі щільного шару кам'яних матеріалів заявленою потужністю 36 МВт-год (Hamburg-Altenwerde, Німеччина), а також є приклади систем кавернозних ТНТЕ, що побудовані та

використовуються в якості теплових сховищ для централізованого теплопостачання (Фінляндія, Швеція, Голандія та ін.). Можна стверджувати: за тепловими акумуляторами різного призначення та різних потужностей – велике майбутнє. Слід виокремити область використання гранульованих матеріалів в промислових регенераторах, які поділяються на регенератори з рухомим та нерухомим шаром матеріалу, та зазначити, що актуальним є використання регенераторів з гранульованими насадками для утилізації теплоти газових потоків з відносно низьким (від 40 °С до 150 °С) рівнем температур. Складність їх правильного проектування та оптимізації є однією з причин, через яку ці пристрої не набули широкого поширення. Питанням теплообміну та гідравліки в у дисперсних наскрізних потоках приділялась значна увага в дослідженнях, що проводились дослідницькими групами за керівництвом З. Р. Горбіс, В. О. Календер'ян, що виконувались в Одеському технологічному інституті холодильної промисловості (нині ОНТУ), на даний час в інституті технічної теплофізики НАН України продовжуються роботи з оптимізації теплоутилізаційних систем енергетичних установок під керівництвом проф. Фіалко Н.М. сумісно з Степановою А. І., Навродською Р.А. Дослідження процесів перенесення теплоти та маси в щільних шарах гранульованих матеріалів необхідне для отримання залежностей та розрахункових рекомендацій, що можуть бути використані як основи для розробки ряду теплообмінних пристроїв технологічних апаратів та систем ефективного використання теплоти. Актуальність теми дисертації полягає у світовій потребі в декарбонізації енергетичного сектору економіки шляхом зниження кількості теплової енергії, що одержується з невідновлюваних джерел при збільшенні частки теплової енергії, одержуваної застосуванням технології акумулювання явної теплоти щільними шарами гранульованих матеріалів з подальшим раціональним її використанням.

Робота націлена на створення теоретико-практичних умов ефективного використання щільного шару гранульованого матеріалу в якості насадки в складі регенеративного теплообмінного апарату для накопичення в явній

формі теплоти низького потенціалу. Для отримання необхідних науково-практичних даних в роботі сформульовано та вирішено ряд завдань. На підставі аналізу сучасних досягнень в сфері досліджень визначені раціональні області використання теплових акумуляторів з гранульованими (сипкими) матеріалами та основні фізичні і геометричні параметри, що впливають на інтенсивність теплообміну між щільним шаром та наскрізним потоком газу. Більшість експериментальних досліджень спрямована на зіставлення швидкостей теплообміну (як правило, у безрозмірній формі) з числом Рейнольдса. У літературі представлені кореляції числа Нуссельта для щільних шарів, рухомих і нерухомих, для частинок великого (1 - 3 см, 4 - 13 см) і малого розміру (до 0,5 мм) різної форми. Дослідження проводили на різних пакувальних матеріалах, у літературних джерелах представлено кореляції для коефіцієнта теплопередачі та тертя залежно від форми та розміру пакувального матеріалу. Загальної залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі між шаром часток і газовим потоком не існує. Кожен окремий випадок теплообміну має потребу у відповідній кореляційній залежності. Застосування акумуляторів з щільними шарами передбачає помірні швидкості теплопередачі і перепади тиску, і через це рекомендується використовувати пасивні сонячні системи для зберігання теплової енергії. Визначено, що шари, які складаються з частинок довільної форми, демонструють дещо прогресивніше збільшення теплопровідності з температурою, ніж сферичні частинки (наприклад, корунд або кварцовий пісок), оскільки несферичні частинки розташовані ближче одна до одної, що призводить до підвищеної тепловіддачі. Ефективна теплопровідність нерухомого шару сипучого матеріалу істотно залежить від типу контакту між частинками; вона різна для сфер і циліндрів. Проте, повідомляється лише про кілька досліджень з оптимізації на основі енергетичної ефективності. Доцільним є використання акумулювальних матеріалів відносно великих розмірів для значного зниження потужності вентилятора, проте таких досліджень незначна кількість. Також не виявлено досліджень щодо акумулюючих елементів середнього розміру, що дало б змогу

знайти компроміс між акумулюванням тепла та перепадом тиску в системі зберігання зі щільним шаром та не виявлено аналітичних залежностей для розрахунку локальної температури щільного нерухомого шару матеріалу, крізь який продувається газовий потік, в залежності від повздовжньої координати в умовах нестационарного теплообміну. З метою отримання розрахункової залежності для температур складена математична модель теплообміну в теплоізованому каналі за заданої температури газу на вході. Рішення математичної моделі передбачало розробку методу визначення коренів характеристичного рівняння та оцінка впливу чисел Віо за графіко-аналітичним методом. Проведена верифікація математичної моделі, яка довела, що вона відповідає фізичній картині процесу нестационарного нагрівання та вірно відображує вплив основних параметрів процесу (щільність, коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну, порізність, час нагрівання) на зміну температури шару матеріалу. Розрахункові дані задовільно корелюються з експериментальними, отриманими в подібних умовах. Так, через 3600 с середня температура матеріалу в експерименті становила 32 °C, що на 5,8 °C нижче середньої розрахункової. Для уточнення розрахунку слід мати у своєму розпорядженні точні дані щодо теплофізичних характеристик матеріалу, його порозності та значення питомої поверхні частинок. Для розширення теоретичних уявлень та отримання рекомендацій щодо інтенсифікації процесу теплообміну в щільній насадці проведено конструювання ґрунтового регенератора для теплиці, виготовлена пілотна установка та проведені дослідження в натурних умовах. За результатами аналізу розподілу температур в гранульованій насадці при нагріванні наскрізним потоком повітря визначено, що шари матеріалу в каналі послідовно поглинають теплоту наскрізного потоку повітря, причому завдяки теплоємності обраного матеріалу попередні шари інтенсивно поглинають теплоту, що викликає істотне зниження інтенсивності процесу в наступних шарах. З часом температура всіх шарів збільшується, проте теплової рівноваги не спостерігалось. Спостерігається зменшення різниці між температурами на

межах каналу. Аналіз кривих температур показує, що в процесі нагрівання щільного шару матеріалу не спостерігається стрибкоподібних зон зміни температур, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі. Для відповіді на питання, як розподілені в часі перша і друга стадії нагріву частинки, проведені додаткові дослідження нагрівання одиночної частки в каналі. Це важливо при оцінці впливу теплопровідності в твердому матеріалі на розподіл температурного поля і оптимізації розмірів частинок. Експерименти показали, що рух температурних кривих за часом для поверхні та центру частки повторює один одного, тобто закон зміни температури для всіх точок однаковий і перший період нагрівання надзвичайно малий. Таким чином, в теплових розрахунках можна використовувати рівняння для другої стадії, для якої характерний однаковий закон зміни температури у всіх точках матеріалу. Окремим важливим питанням було дослідження аеродинамічного опору шару матеріалу. За результатами аналізу аеродинамічних досліджень визначено, що рівняння Ергуна з прийнятною точністю описує експериментальні дані для розрахунку залежності втрат тиску від довжини каналу.

На останньому етапі, на підставі результатів, отриманих при теоретичному та експериментальному вивченні процесів теплообміну та масообміну в каналі з щільним шаром гранульованого матеріалу здійснено конструювання регенеративного теплообмінника для теплиць, схематичне рішення якого передбачає розташування повітропроводу, за яким до теплообмінної ділянки в періоді нагрівання спрямовується повітря з верху теплиці, тобто найгарячішої області. Також за результатами вимірювання вологості повітря всередині теплиці та наочних спостережень, проведених за допомогою пілотної установки, визначено, що необхідна інтенсифікація процесу переносу вологи та відведення її з внутрішнього простору. Для цього в нижній частині теплообмінного каналу передбачено встановлення дренажного каналу зі змінним перетином, який є оптимальним для збору вологи, та збірник конденсату. На розроблене схемне рішення отримано патент

на корисну модель u20210094. Для можливості виконання теплових конструкторських розрахунків ґрунтового регенератора розроблена методика, що дозволяє за заданими геометричними характеристиками теплиці, середнього потоку сонячного випромінювання, показника поглинання теплового потоку сонячної радіації ґрунтом, середньої температури навколишнього середовища, виду гранульованого матеріалу та інших вхідних даних визначити об'єм теплообмінної ділянки, масу завантаження, кількість теплоти, що акумульована гранульованою насадкою, та оцінити тривалість періоду охолодження з урахуванням втрат в періоді паузи. Результати впровадження ґрунтового регенератора і методики його теплового розрахунку було підтверджено довідкою про впровадження в ТОВ "Науково-виробниче підприємство АГРОФЕРМТЕХНІКА".

На підставі аналізу шляхів інтенсифікації процесів перенесення маси при нагріванні вологих шарів гранульованого (сипкого) матеріалу отримані висновки, що відносно досліджуваних гранульованих матеріалів необхідні відомості про зовнішній масообмін. Узагальнюючи результати сторонніх досліджень, в роботі отримано залежності для коефіцієнта масовіддачі, що показують вплив швидкості повітря і температури. Визначено, що температура теплоносія слабо впливає на коефіцієнт масовіддачі для умов проведення експерименту, проте швидкість фільтрації теплоносія вносить вагомий вклад: зі зростанням швидкості від 0,148 до 0,342 м/с коефіцієнти β збільшувалися в 1,5 рази. Зростання розміру частинок шару підвищує коефіцієнт масовіддачі. На підставі аналізу сумісного процесу перенесення теплоти та маси розроблена схема конвеєрної мікрохвильової установки для термообробки сипких матеріалів, в якій для інтенсифікації процесу виходу вологи над транспортерною стрічкою розташовані профільовані елементи, закріплені на бокових стінках робочої камери, при цьому, висота кожного профільованого елемента становить 0,07...0,13 висоти внутрішньої частини робочої камери. На схемне рішення конвеєрної мікрохвильової установки для термообробки сипких продуктів подано заявку на винахід А202104930.

На підставі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень процесів перенесення теплоти та маси, отримані нові наукові результати роботи:

– складено математичну модель взаємопов'язаного міжкомпонентного тепло- і масопереносу в щільному нерухомому шарі, згідно з якою шар складається з двох квазігомогенних компонентів – газового та твердого. Модель включає рівняння теплопереносу в газовому компоненті, рівняння теплопереносу на твердому компоненті та рівняння масопереносу в газовому компоненті;

– складена математична модель нестационарного теплопереносу в щільному теплоізованому шарі гранульованого матеріалу, що продувається. Згідно з якою щільний шар розглядають як квазігомогенне середовище з ефективними коефіцієнтами перенесення;

– розроблений метод визначення коренів характеристичного рівняння для встановлення постійних інтегрування при рішенні математичної моделі відносно надлишкової температури шару;

– розраховані та внесені до таблиці значення коренів характеристичного рівняння в залежності від чисел Віо відповідно до математичної моделі теплоперенесення в теплоізованому каналі з щільним шаром гранульованого матеріалу;

– отримана аналітична залежність для розрахунку середньої за перерізом температури шару при нестационарному нагріванні (охолодженні) наскрізним газовим потоком для умов постійної температури газу на вході та відсутності втрат в навколишнє середовище;

– збільшення порозності призводить до збільшення температури матеріалу: за результатами розрахунку нагрівання шару гравію зі збільшенням ε в 1,17 разів (від $\varepsilon = 0,42$ до $\varepsilon = 0,36$) температура матеріалу на відстані 0,2 м від входу в канал за $\tau=1800$ с збільшилась у 1,42 разів - від температури $t = 24,3$ °C до $t = 33,8$ °C;

– щільність матеріалу істотно впливає на температуру шару. Так, матеріал із щільністю 800 кг/м^3 (керамзит) за 1800 с нагрівся на $14,6 \text{ }^\circ\text{C}$ вище за фракцію гравію щільністю 1700 кг/м^3 .

– підвищення швидкості фільтрації для шару керамзиту з часом нагрівання $\tau = 1800 \text{ с}$ підвищення швидкості фільтрації від $0,3 \text{ м/с}$ до $1,5 \text{ м/с}$ призводить до збільшення температури в $1,42$ рази, з температури $27,5 \text{ }^\circ\text{C}$ до температури $39 \text{ }^\circ\text{C}$, за наступними умовами: відстань від входу $L = 0,2 \text{ м}$, температура повітря на вході $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, порозність $\varepsilon = 0,4$, питома поверхня частинок $a_{\text{num}} = 820 \text{ м}^2/\text{м}^3$;

– коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну в щільному шарі гравію змінювався в межах $(3,8 - 15,7) \text{ Вт/м}^2\text{К}$ при нагріванні наскрізним потоком повітря з температурою від $36 \text{ }^\circ\text{C}$ до $48 \text{ }^\circ\text{C}$, порозністю шару $\varepsilon = 0,4$, довжиною каналу 1 м ;

– середнє значення теплових втрат у періоді паузи в роботі ґрунтового регенератора від гранульованої насадки в ґрунт становило $2,2 \text{ Вт}$, що відповідало коефіцієнту теплопередачі $k = 2,34 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ при посиленій ізоляції теплообмінного каналу: каучук фрезований товщиною 12 мм ;

– складена та апробована методика розрахунку ґрунтового регенератора з щільною гранульованою насадкою для теплиць. За результатами розрахунку регенератора для теплиці площею 36 м^2 (довжина теплиці – 9 м , ширина – 4 м) та висотою $2,7 \text{ м}$, середній потік сонячного випромінювання 340 Вт/м^2 , за використання гранітного гравію потрібно встановити теплообмінні канали з щільною насадкою кількістю 5 шт. довжиною $0,3 \text{ м}$., розрахована акумульована теплота $Q_{\text{ак}} = 1,118 \cdot 10^8 \text{ Дж}$. За розрахунком теплових втрат в нічній час при середній температурі навколишнього середовища $t_{\text{н.с.}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ регенератор зможе в режимі охолодження підтримувати температуру повітря в теплиці протягом $5,6$ години на рівні $16 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Енергоефективність використання регенераторів з щільним шаром гранульованого матеріалу визначена на прикладі ґрунтового регенератора для теплиць. Відповідно розглянутому прикладу, вартість електроенергії на роботу

регенератора складає 2,6 грн., вартість за роботу електронагрівача за той же період складає 68,4 грн. Витрати на електроенергію за використання ґрунтового регенератора знизяться в 26,3 рази. Представлені результати носять оціночний характер, проте вони переконливо свідчать про енергоефективність впровадження ґрунтових регенераторів.

Практичне значення роботи полягає в:

- розробленому схемному рішенні ґрунтового регенератора з щільною нерухомою гранульованою насадкою для теплиць;
- рекомендованих робочих параметрах регенератора з щільною гранульованою насадкою та доцільних умов конструювання (товщина шару ізоляції, довжина каналу, конструкція повітропроводів);
- розробленій методиці теплового конструкторського розрахунку ґрунтового регенератора в складі теплиці;
- розробленому схемному рішенню мікрохвильової установки для сушіння та термообробки щільного шару гранульованого матеріалу з конструкційними елементами для інтенсифікації виходу вологи.

Ключові слова: нестационарний тепломасообмін, регенератор, щільна насадка, розподіл температур компонентів, сезонний акумулятор теплоти, інноваційні способи сушіння, аналітичний опис, осушення повітря, енергоефективність, надлишкова температура, моделювання процесів, відпрацьовані гази, схемно-циклове рішення, коефіцієнти теплопередачі, тепlopостачання.

ABSTRACTS

Intensification of heat and mass transfer processes in dense layers of granular material. Qualification scientific work on the rights of manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in 144 "Heat and Power Engineering". Odesa National Technological University, Odesa, 2023. The dissertation is devoted to the study of heat and moisture transfer processes between particles of a dense fixed layer of granular material in a channel and a through gas flow.

A step towards the country's sustainable development is to address energy saving issues. Society is constantly facing this problem, and the importance of this issue is growing due to the growing demand for energy systems, which is associated with the development of technologies, technical and electrical appliances, and improved environmental protection requirements. In some cases, it is possible to reduce energy consumption by using thermal energy storage technologies, which also makes it possible to create a more versatile, sustainable and reliable heat and power system. It is known that a significant portion of heat losses in power and heat engineering installations is made up of waste gas heat, the utilisation of which can improve the efficiency of enterprises. Today, energy storage is more important than ever. Among modern thermal energy storage technologies (TETs), attention should be paid to the development of explicit thermal technology, which uses the heat capacity of the storage material, i.e. capacitive type accumulators. Such thermal accumulators are attractive due to the simplicity of their design, usually low material cost and accumulation efficiency. At present, there are known accumulators in the form of a sand battery (Finland, Helsinki), which stores 8 MWh of thermal energy, an accumulator made of a dense layer of stone materials with a declared capacity of 36 MWh (Hamburg-Altenwerde, Germany), and there are examples of cavity TSTE systems built and used as thermal storage facilities for district heating (Finland, Sweden, the Netherlands, etc.). It is safe to say that thermal accumulators for various purposes and capacities have a great future. It is worth highlighting the use of granular materials in industrial regenerators, which are divided into regenerators

with a moving and fixed layer of material, and noting that it is important to use regenerators with granular nozzles to utilise the heat of gas flows with relatively low (40°C to 150°C) temperatures. The complexity of their proper design and optimisation is one of the reasons why these devices are not widely used. The issues of heat transfer and hydraulics in dispersed through flows were given considerable attention in the studies conducted by research groups led by Z. R. Horbis, V. O. Kalenderian, carried out at the Odesa Technological Institute of Refrigeration Industry (now ONTU), and currently at the Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, work is underway to optimise heat recovery systems of power plants under the direction of Prof. Fialko N.M. together with A.I. Stepanova, The study of the processes of heat and mass transfer in dense layers of granular materials is necessary to obtain dependencies and calculation recommendations that can be used as a basis for the development of a number of heat exchange devices of technological devices and systems for the efficient use of heat. The relevance of the thesis topic lies in the global need to decarbonise the energy sector of the economy by reducing the amount of thermal energy obtained from non-renewable sources while increasing the share of thermal energy obtained by applying the technology of accumulating explicit heat by dense layers of granular materials with its subsequent rational use.

The work is aimed at creating theoretical and practical conditions for the effective use of a dense layer of granular material as a nozzle in a regenerative heat exchanger for the accumulation of low-potential heat in an explicit form. In order to obtain the necessary scientific and practical data, a number of tasks were formulated and solved in this work. Based on the analysis of modern achievements in the field of research, the rational areas of use of heat accumulators with granular (bulk) materials and the main physical and geometric parameters that affect the intensity of heat exchange between a dense layer and a through gas flow are determined. Most experimental studies are aimed at comparing heat transfer rates (usually in a dimensionless form) with the Reynolds number. The literature presents correlations of the Nusselt number for dense layers, moving and stationary, for particles of large

(1 - 3 cm, 4 - 13 cm) and small size (up to 0.5 mm) of various shapes. The research was conducted on various packaging materials, and the literature provides correlations for the heat transfer coefficient and friction depending on the shape and size of the packaging material. There is no general relationship for calculating the heat transfer coefficient between the particle layer and the gas flow. Each individual case of heat transfer requires an appropriate correlation. The use of batteries with dense layers implies moderate heat transfer rates and pressure drops, and therefore it is recommended to use passive solar systems for thermal energy storage. It has been determined that layers consisting of arbitrarily shaped particles show a slightly more progressive increase in thermal conductivity with temperature than spherical particles (e.g., corundum or quartz sand), as the non-spherical particles are closer together, which leads to increased heat transfer. The effective thermal conductivity of a stationary layer of bulk material depends significantly on the type of contact between the particles; it is different for spheres and cylinders. However, only a few optimisation studies based on energy efficiency have been reported. It is reasonable to use relatively large storage materials to significantly reduce the fan power, but there are few such studies. Also, no studies have been found on medium-sized storage elements that would allow finding a compromise between heat accumulation and pressure drop in a dense layer storage system, and no analytical dependencies have been found to calculate the local temperature of a dense fixed layer of material through which a gas flow is blown, depending on the longitudinal coordinate under conditions of unsteady heat transfer. In order to obtain a calculated dependence for temperatures, a mathematical model of heat transfer in a heat-insulated channel at a given gas inlet temperature was developed. The solution of the mathematical model involved the development of a method for determining the roots of the characteristic equation and assessing the influence of Biot numbers using the graphical and analytical method. The mathematical model was verified, which proved that it corresponds to the physical picture of the unsteady-state heating process and correctly reflects the influence of the main process parameters (density, intercomponent heat transfer coefficient, porosity, heating time) on the temperature

change of the material layer. The calculated data correlate satisfactorily with the experimental data obtained under similar conditions. Thus, after 3600 s, the average temperature of the material in the experiment was 32 °C, which is 5.8 °C lower than the average calculated temperature. To refine the calculation, it is necessary to have accurate data on the thermophysical characteristics of the material, its porosity, and the value of the specific surface area of the particles. To expand the theoretical concepts and obtain recommendations for intensifying the heat exchange process in a dense nozzle, a soil regenerator for a greenhouse was designed, a pilot plant was manufactured, and field studies were conducted. The analysis of the temperature distribution in the granular nozzle when heated by a through air flow shows that the layers of material in the channel sequentially absorb the heat of the through air flow, and due to the heat capacity of the selected material, the previous layers absorb heat intensively, which causes a significant decrease in the intensity of the process in the subsequent layers. Over time, the temperature of all layers increases, but thermal equilibrium was not observed. The difference between the temperatures at the channel boundaries decreases. The analysis of temperature curves shows that no abrupt temperature change zones are observed during the heating of a dense layer of material, which confirms the adequacy of the developed mathematical model. To answer the question of how the first and second stages of particle heating are distributed in time, additional studies of the heating of a single particle in the channel were carried out. This is important when assessing the effect of thermal conductivity in a solid material on the distribution of the temperature field and optimising particle sizes. Experiments have shown that the time course of the temperature curves for the surface and centre of the particle repeats each other, i.e. the law of temperature change is the same for all points and the first heating period is extremely short. Thus, the equations for the second stage, which is characterised by the same law of temperature change at all points of the material, can be used in thermal calculations. Another important issue was the study of the aerodynamic drag of the material layer. Based on the results of the analysis of aerodynamic studies, it was determined that

the Ergun equation describes the experimental data with acceptable accuracy for calculating the dependence of pressure loss on the length of the channel.

At the last stage, based on the results obtained during the theoretical and experimental study of heat and mass transfer processes in a channel with a dense layer of granular material, a regenerative heat exchanger for greenhouses was designed, the schematic solution of which provides for the location of an air duct through which air from the top of the greenhouse, i.e. the hottest area, is directed to the heat exchange area during the heating period. Also, based on the results of measuring the air humidity inside the greenhouse and visual observations made with the help of a pilot installation, it was determined that it is necessary to intensify the process of moisture transfer and its removal from the interior. For this purpose, a drainage channel with a variable cross-section, which is optimal for moisture collection, and a condensate collector were installed in the lower part of the heat exchange channel. The developed circuit solution was granted utility model patent u20210094. To perform thermal design calculations of the soil regenerator, a methodology was developed that allows, based on the given geometric characteristics of the greenhouse, the average solar radiation flux, the absorption rate of the solar radiation heat flux by the soil, the average ambient temperature, the type of granular material and other input data, to determine the volume of the heat exchange area, the weight of the load, the amount of heat accumulated by the granular nozzle, and to estimate the duration of the cooling period from. The results of the implementation of the soil regenerator and the methodology for its thermal calculation were confirmed by a certificate of implementation at the Research and Production Enterprise AGROFARMTECHNIKA LLC.

Based on the analysis of the ways to intensify the processes of mass transfer during heating of wet layers of granular (bulk) material, it was concluded that information on external mass transfer is needed for the studied granular materials. Summarising the results of third-party studies, the paper derives dependencies for the mass transfer coefficient showing the effect of air velocity and temperature. It was determined that the temperature of the coolant has a weak effect on the mass

transfer coefficient for the experimental conditions, but the filtration rate of the coolant makes a significant contribution: with an increase in speed from 0.148 to 0.342 m/s, the β coefficients increased by 1.5 times. An increase in the particle size of the layer increases the mass transfer coefficient. Based on the analysis of the combined process of heat and mass transfer, a scheme of a conveyor microwave unit for the heat treatment of bulk materials was developed, in which, to intensify the process of moisture release, profiled elements fixed to the side walls of the working chamber are located above the conveyor belt, with the height of each profiled element being 0.07...0.13 of the height of the inner part of the working chamber. Invention application A202104930 has been filed for the schematic solution of a conveyor microwave unit for heat treatment of bulk products.

Based on the analysis of theoretical and experimental studies of heat and mass transfer processes, new scientific results were obtained:

- A mathematical model of interconnected intercomponent heat and mass transfer in a dense stationary layer is developed, according to which the layer consists of two quasi-homogeneous components - gas and solid. The model includes the equation of heat transfer in the gas component, the equation of heat transfer on the solid component, and the equation of mass transfer in the gas component;

- A mathematical model of unsteady heat transfer in a dense heat-insulated layer of granular material that is blown is developed. According to this model, the dense layer is considered as a quasi-homogeneous medium with effective transfer coefficients;

- A method for determining the roots of the characteristic equation to establish integration constants when solving a mathematical model of the excess layer temperature is developed;

- The values of the roots of the characteristic equation, depending on the Biot numbers, were calculated and tabulated in accordance with the mathematical model of heat transfer in a heat-insulated channel with a dense layer of granular material;

- the analytical dependence for calculating the average cross-sectional temperature of the layer during unsteady heating (cooling) by a through gas flow for

conditions of constant gas inlet temperature and no losses to the environment was obtained;

- an increase in porosity leads to an increase in material temperature: according to the results of calculating the heating of a gravel layer with an increase in ε by 1.17 times (from $\varepsilon = 0.42$ to $\varepsilon = 0.36$), the temperature of the material at a distance of 0.2 m from the channel entrance for $\tau = 1800$ s increased by 1.42 times - from a temperature of $t = 24.3$ °C to $t = 33.8$ °C;

- The density of the material significantly affects the temperature of the layer. For example, a material with a density of 800 kg/m³ (expanded clay) heated up by 14.6 °C in 1800 s compared to a gravel fraction with a density of 1700 kg/m³.

- increase in the filtration rate for the expanded clay layer with a heating time of $\tau = 1800$ s increase in the filtration rate from 0.3 m/s to 1.5 m/s leads to a 1.42-fold increase in temperature, from a temperature of 27.5 °C to a temperature of 39 °C, under the following conditions: distance from the inlet $L = 0.2$ m, air temperature at the inlet $t = 40$ °C, porosity $\varepsilon = 0.4$, specific surface area of particles $a_{sp} = 820$ m²/m³;

- The intercomponent heat transfer coefficient in a dense layer of gravel varied within the range (3.8 - 15.7) W/m²K when heated by a through air flow with a temperature of 36 °C to 48 °C, layer porosity $\varepsilon = 0.4$, and a channel length of 1 m;

- The average heat loss during the pause period of the soil regenerator from the granular nozzle into the soil was 2.2 W, which corresponded to a heat transfer coefficient of $k = 2.34$ W/(m²K) with enhanced insulation of the heat exchange channel: milled rubber with a thickness of 12 mm;

- a methodology for calculating a soil regenerator with a dense granular nozzle for greenhouses was developed and tested. According to the results of calculating a regenerator for a greenhouse with an area of 36 m² (greenhouse length - 9 m, width - 4 m) and a height of 2.7 m, an average solar radiation flux of 340 W/m², using granite gravel, it is necessary to install heat exchange channels with a dense nozzle in the amount of 5 pcs. with a length of 0.3 m, calculated accumulated heat $Q_{ac} = 1.118 \cdot 10^8$ J. According to the calculation of heat losses at night at an average

ambient temperature of $t_{n.s.} = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, the regenerator will be able to maintain the air temperature in the greenhouse at $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ for 3.5 hours in cooling mode.

- The energy efficiency of using regenerators with a dense layer of granular material is determined on the example of a soil regenerator for greenhouses. According to the considered example, the cost of electricity for the operation of the regenerator is 2.6 UAH, the cost for the operation of the electric heater for the same period is 68.4 UAH. Electricity costs for using a soil regenerator will decrease by 26.3 times. The presented results are of an evaluative nature, but they convincingly testify to the energy efficiency of the introduction of soil regenerators.

Practical significance of the work:

- the recommended operating parameters of the regenerator with a dense granular nozzle and the appropriate design conditions (thickness of the insulation layer, channel length, design of air ducts);

- developed a schematic solution of a soil regenerator with a dense fixed granular nozzle for greenhouses;

- developed a methodology for thermal design calculation of a soil regenerator as part of a greenhouse;

- developed a schematic solution for a microwave installation for drying and heat treatment of a dense layer of granular material with structural elements to intensify moisture release.

Keywords: non-stationary heat and mass exchange, regenerator, dense nozzle, temperature distribution of components, seasonal heat accumulator, innovative drying methods, analytical description, air drying, energy efficiency, excess temperature, process modeling, waste gases, circuit-cycle solution, heat transfer coefficients, heat supply.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях України:

1. Теоретичне та експериментальне дослідження теплообміну в каналі з гранульованою насадкою / **І. І. Мукмінов**, І. Л. Бошкова, Н.В. Волгушева, Е.І. Альтман, М.Д. Потапов. *Refrigeration engineering and technology*. 2021. Т. 57, № 4. С. 264–272. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2206>. Автором проведено підготовку матеріалів до літературного огляду, складання принципів схем, розрахунок процесів тепломасообміну, формулювання висновків.

2. Вивчення перспектив застосування цеолітів для теплових акумуляторів / І. Л. Бошкова, Н.В. Волгушева, **І.І. Мукмінов**, О.С. Бондаренко, О.А. Паскаль. *Refrigeration engineering and technology*. 2021. Т. 57, № 3. С. 196–205. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2171>. Автором проведено пошук та аналіз літературних джерел до літературного огляду, аналіз перспектив застосування цеолітів для акумулювання теплоти, формулювання висновків.

3. Дослідження ефективності мікрохвильового нагріву нафтопродуктів / І. Л. Бошкова, Н.В. Волгушева, О.С. Тітлов, Е.І. Альтман, **І.І. Мукмінов**. *Refrigeration engineering and technology*. 2021. Т. 57, № 2. С. 98–105. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i2.2023>. Автором проведені теплові розрахунки, графічне узагальнення результатів розрахунків, участь в формулюванні висновків.

4. Аналіз ефективності тепличного ґрунтового регенератора з гранульованою насадкою / І. Л. Бошкова, Н.В. Волгушева, Альтман, **І.І. Мукмінов**, А.П. Гречановський. *Refrigeration engineering and technology*. 2021. Т. 56, № 3-4. С. 133–139. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v56i3-4.1946>. Автором виконаний аналітичний огляд літературних джерел за темою роботи, здійснений розрахунковий аналіз ефективності ґрунтового регенератора для теплиць, участь в формулюванні висновків.

5. Boshkova I., Altman E., **Mukminov I.** Efficiency of use of the submersible heat exchanger in the sulphuric acid chemical reactor with the motionless layer of the catalyst. *Modern technology, materials and design in construction*. 2019. Vol. 25, no. 2. P. 80–85. URL: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2018-2-80-85>.
Автором виконаний аналітичний огляд літературних джерел, проведення розрахунків, формулювання висновків, переклад на англ. мову.

Статті у наукових виданнях інших держав:

6. Boshkova I., **Mukminov I.** Mathematical modeling of the heat transfer process in a dense blown layer of granular material. *ScienceRise*. 2022. No. 6. P. 10–17. URL: <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2022.002825>.
Автором виконано математичне моделювання процесу теплоперенесення в щільному шарі, участь в формулюванні висновків, аналіз результатів, переклад на англ. мову.

7. Experimental study of a pilot unit of a ground regenerator for greenhouses / **I. Mukminov**, Natalya Volgusheva, Catherina Georgiesh, Irina Boshkova. *ScienceRise*. 2022. Vol. 2. P. 3–10. URL: <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2022.002411>.
Автором виконано аналіз літературних джерел, підбір та випробування вимірювальної апаратури, конструювання та виготовлення пілотної установки, проведення експериментів та узагальнення даних, участь в формулюванні висновків, переклад на англ. мову.

Статті у наукових виданнях інших держав, що включені до бази даних

Scopus:

8. Development of a soil regenerator with a granular nozzle for greenhouses / I. Boshkova, N. Volgusheva, A. Solodka, **I. Mukminov**, O. Bondarenko. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2020. Vol. 4, no. 8 (106). P. 14–20. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.210684> (date of access: 29.07.2023).
Автором виконано аналіз літературних джерел, проведення експериментів та узагальнення даних, участь в формулюванні висновків, переклад на англ. мову.

Статті у наукових виданнях інших держав, що включені до бази даних

Web of Science:

9. Perspectives of using microwave heating of petroleum products in the tank / I. Boshkova, N. Volgusheva, O. Titlov, E. Altman, **I. Mukminov**. *Journal of new technologies in environmental science*. 2021. Vol. 4. P. 150–156. URL: <https://doi.org/10.53412/jntes-2021-4-4>. *Автором виконаний пошук літературних джерел, проведення розрахунків, переклад на англ. мову.*

Публікації апробаційного характеру:

10. **Мукмінов І.І.** Дослідження аеродинамічного опору нерухомого щільного шару щебня. Proceedings of VI International Scientific and Practical Conference. Lviv, Ukraine, 4-6 September 2022, p. 209-213. *Автором проведені експериментальні дослідження, обробка та узагальнення даних, участь в формулюванні висновків.*

11. **Мукмінов І.І.** Розробка та дослідження моделі ґрунтового регенератора для теплиць у натурних умовах. Proceedings of V International Scientific and Practical Conference. Lviv, Ukraine, 7-9 August 2022, p. 234-239. *Автором проведені експериментальні дослідження, узагальнення даних, участь в формулюванні висновків.*

12. Бoшкoвa І. Л., Aльтман Е. І., **Мукмінов І.І.** Дослідження нестационарного теплообміну частки гравію з потоком повітря. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 50-річчю південного наукового центру НАН України і МОН України. Одеса, Україна, 16 квітня 2021, с. 308-312. *Автором проведені експериментальні дослідження, аналіз результатів, участь в формулюванні висновків.*

13. **Мукмінов І.І.**, Бондаренко О.С. Основні проблеми теплообміну в дисперсному середовищі. Матеріали доповідей 80 наукової конференції викладачів академії. Одеса, Україна, 7-8 травня 2020, с. 290-291. *Автором проведений аналіз моделей для визначення коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну, участь в формулюванні висновків та рекомендацій.*

14. I. Boshkova, **I. Mukminov**. A soil regenerator with a granular nozzle for greenhouse. Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської науково-технічної онлайн-конференції «Актуальні проблеми енергетики та

екології». Одеса, Україна, 29-30 вересня 2020, с. 44-46. *Автором проведений підбір та аналіз літературних джерел, проведення розрахунків, переклад на англ. мову.*

15. Альтман Э.И., Георгиев Е.В., **Мукминов И.И.** Коэффициенты влаго- и теплопереноса в плотном слое дисперсных материалов в процессах сушки. Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської науково-технічної онлайн-конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології». Одеса, Україна, 29-30 вересня 2020, с. 42-44. *Автором проведений аналіз літературних джерел, аналітична робота з текстом статті.*

16. **I. Mukminov**, O. Bondarenko. Experimental research of the drying grain materials at various heat supply. IV International Scientific-Technical Conference «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering». Kielce, Poland, 6-8 February, 2020, p. 123. *Автором проведений аналіз літературних джерел, аналітична робота з текстом статті.*

17. Н.В. Волгушева, **И.И. Мукминов**, О.С. Бондаренко, И.Л. Бошкова. Экспериментальные исследования сушки зерновых материалов при различных способах подвода теплоты. Збірник матеріалів міжнародної науково-технічної конференції «Енергоефективність в галузях економіки України». Вінниця, ОНТУ, Україна, 12-14 листопада 2019, с. 317-324. *Автором проведений аналіз літературних джерел, аналіз ефективності різних способів підведення теплоти, участь в формулюванні висновків та рекомендацій..*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 ГРАНУЛЬОВАНІ МАТЕРІАЛИ В СТРУКТУРІ ТЕХНОЛОГІЙ АКУМУЛЯЦІЇ ТЕПЛОТИ.....	14
1.1 Розвиток технологій накопичення теплової енергії.....	14
1.2. Сучасні технології накопичення енергії.....	16
1.2.1. Вивчення основних технологій накопичення енергії.....	16
1.3. Акумулятори для теплових технологій накопичення енергії.....	18
1.3.1. Акумулятори ємкісного типу – загальні відомості.....	18
1.3.2. Акумулятори, засновані на фазовому переході – загальні відомості	19
1.3.3. Акумулятори теплоти, що використовують теплоємність ґрунту ...	20
1.3.4. Акумуляція теплової енергії в скельних породах.....	22
1.3.5. Акумуляування теплової енергії ґрунтом	24
1.4. Сучасний рівень розробок теплових регенераторів з щільною гранульованою насадкою	24
1.5. Типи матеріалів для акумулювання теплоти.....	26
1.6. Експериментальні дослідження процесів переносу тепла та маси при теплообміні і щільних шарах	28
1.6.1 Аналіз результатів досліджень теплопереносу в щільних шарах.....	28
1.6.2. Аналіз впливу числа Біо на теплообмін	32
1.6.3. Вивчення ефективної теплопровідності гранульованих матеріалів	33
1.6.4. Втрати тиску при продувці щільного шару гранульованого матеріалу.....	34
1.7. Математичні моделі процесів перенесення теплоти і маси в щільному шарі гранульованого матеріалу.....	37
1.8. Взаємопов'язаний тепломасоперенос між наскрізним газовим потоком і щільним шаром.....	39
1.9. Аналіз доцільності розроблення ґрунтового регенератора для теплиць	43

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1.....	46
Список використаних літературних джерел до розділу 1	49
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНЕСЕННЯ ТЕПЛОТИ І МАСИ В ЩІЛЬНОМУ ШАРІ ГРАНУЛЬОВАНОГО МАТЕРІАЛУ	61
2.1 Моделювання процесу тепло- і масопереносу в шарі.....	61
2.2. Математична модель теплопереносу в щільному шарі гранульованого матеріалу, що продувається.....	64
2.2.1. Отримання математичної моделі для розрахунку локальної температури шару при нестационарному нагріванні (охолодженні) наскрізним газовим потоком.....	64
2.2.2. Верифікація математичної моделі	74
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2.....	79
Список використаних літературних джерел до розділу 2	80
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГРУНТОВОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА	83
3.1. Експериментальне дослідження пілотної установки ґрунтового теплообмінника	83
3.1.1. Мета та завдання дослідження	83
3.1.2. Конструкція пілотної установки та методика проведення досліджень	84
3.2. Аналіз розподілу температур в гранульованій насадці при нагріванні наскрізним потоком повітря.....	93
3.3. Дослідження теплообміну між потоком повітря та часткою гравію	94
3.4. Моделювання процесу нагрівання щільного шару часток в теплообмінному каналі в системі Ansys Discovery 2021 R2.....	99
3.5. Дослідження аеродинамічного опору нерухомого щільного шару гравію	101
3.5.1. Мета та актуальність дослідження аеродинамічного опору нерухомого щільного шару гравію.....	101

3.5.2. Матеріали та методи дослідження залежності швидкості наскрізного потоку повітря від товщини шару гравію в каналі.....	101
3.5.3. Аналітичні основи визначення аеродинамічного опору шару часток с наскрізним газовим потоком	102
3.6. Аналіз результатів експериментальних досліджень теплообміну між наскрізним потоком повітря та гранульованою насадкою.....	106
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3.....	107
Список використаних літературних джерел до розділу 3	109
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ЩІЛЬНИМИ ШАРАМИ ГРАНУЛЬОВАНИХ МАТЕРІАЛІВ	111
4.1. Ґрунтовий регенератор для теплиць.....	111
4.2 Аналіз теплової схеми роботи ґрунтового регенератора у складі теплиці та методика теплового конструкторського розрахунку	115
4.2.1 Аналіз роботи ґрунтового регенератора в теплиці	115
4.2.2 Алгоритм розрахунку ґрунтового регенератора	121
4.3. Розробка установки для термообробки та сушіння щільного шару гранульованого матеріалу.....	127
4.3.1. Доцільність підведення мікрохвильової енергії к щільному шару матеріалу	127
4.3.2. Аналіз шляхів інтенсифікації процесів перенесення маси в щільних шарах гранульованого (сипкого) матеріалу.....	127
4.3.2. Конвеєрна мікрохвильова установка для термообробки сипких матеріалів	131
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4.....	135
Список використаних літературних джерел до розділу 4	136
ВИСНОВКИ	140
ДОДАТКИ	143
ДОДАТОК А	143
ДОДАТОК Б Розрахунок температур по довжині каналу з гранульованим матеріалом (гравій)	145

ДОДАТОК В Монтаж і встановлення пілотної установки	155
ДОДАТОК Г Прилади і матеріали для проведення досліджень	158
ДОДАТОК Д.....	162
ДОДАТОК Е Пошук апроксимаційних рівнянь для узагальнення експериментальних даних	169
ДОДАТОК Ж Результати розрахунку теплових характеристик роботи регенератора в періоді нагрівання.....	174
ДОДАТОК З Результати розрахунку теплових характеристик роботи регенератора в періоді паузи	183
ДОДАТОК К Комп'ютерне моделювання регенеративного теплообмінника та його частин.....	190
ДОДАТОК Л Патент на корисну модель	193
ДОДАТОК М Результати вимірювання вологості повітря в теплиці протягом доби.....	195
ДОДАТОК Н Акт впровадження результатів дисертаційної роботи	197

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- c – питома теплоємність, Дж/(кг·К);
- d – діаметр частинки, м;
- G – витрати, кг/с;
- ε – порозність, м²/м³;
- L – довжина шару, м;
- l – частина довжини шару, м;
- P – тиск, Па;
- ρ – щільність, кг/м³;
- m – маса матеріалу, кг;
- μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;
- ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;
- λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
- Q – теплота, Вт;
- F – площа поверхні, м²;
- f – площа частинки, м²;
- t – температура, °С;
- T – температура, К;
- ϑ – надлишкова температура, °С;
- τ – час, с;
- w – швидкість, м²/с;
- r – радіус, м;
- β – об'ємна концентрація часток;
- α – коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну Вт/(м²·К);
- a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с;
- H – висота шару, м;
- q – щільність теплового потоку, Вт/м²;
- δ – товщина шару, м;

Скорочення

Nu – число Нусельта;

Ar – число Архімеда;

Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля;

Bi – число Біо;

St – число Стентона;

Sh – число Шервуда;

Sc – число Шмідта;

Індекси

m – твердий;

g – газ;

p – рідина;

вт – втрати;

кор – корисний;

межкомп. – межкомпонентний;

охл – охолодження;

пит. – питома;

ВСТУП

Мета роботи – створення теоретико-практичних умов ефективного використання щільного шару гранульованого матеріалу в якості насадки в складі регенеративного теплообмінного апарату для накопичення в явній формі теплоти низького потенціалу.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити наступні завдання:

- на підставі аналізу сучасних досягнень в галузі дослідження, визначити раціональну сферу використання теплових акумуляторів з гранульованими (сипкими) матеріалами та основні фізичні і геометричні параметри, що впливають на інтенсивність теплообміну між щільним шаром та наскрізним потоком газу;

- створити математичну модель нестационарного процесу перенесення теплоти між наскрізним потоком газу та щільним нерухомим шаром гранульованого матеріалу в теплоізолюваному каналі в диференційній формі;

- розробити математичну двокомпонентну модель нестационарного взаємозв'язаного процесу перенесення теплоти та маси між наскрізним потоком газу та щільним нерухомим шаром гранульованого матеріалу в диференційній формі;

- отримати аналітичну залежність для розрахунку локальної надлишкової температури в щільному шарі в залежності від часу та поздовжньої координати як результат рішення математичної моделі в диференційній формі;

- провести оцінку відповідності математичної моделі фізичним явищам, що спостерігаються при теплообміні між наскрізним потоком газу та щільним шаром в каналі, експериментальним даним та визначити вплив швидкості потоку, щільності матеріалу, порізності шару, довжини теплообмінного каналу на інтенсивність теплообміну та ефективність акумулювання енергії;

- розробити пілотну установку та методику проведення експериментів з дослідження процесу нагрівання щільного шару гранульованої насадки в складі ґрунтового регенератора та провести дослідження в натурних умовах;

- на підставі аналізу експериментальних даних та визначення раціональних умов акумулювання теплової енергії щільним шаром провести конструювання ґрунтового регенератора та скласти методику теплового конструкторського розрахунку регенератора з насадкою в вигляді щільного шару гранульованого матеріалу промислового призначення.

- **Об'єкт дослідження** – процес теплообміну між щільним шаром гранульованого матеріалу та наскрізним потоком газового (повітряного) середовища.

- **Предмет дослідження** – температурні залежності нагрівання гранульованого матеріалу в теплообмінному каналі при зміні ряду визначальних геометричних та фізичних характеристик.

Методи дослідження: методи математичного моделювання процесів теплоперенесення у нестационарних режимах теплообміну, точні аналітичні методи рішення задач тепломасообміну (розділення змінних – метод Фур'є), експериментальні методи досліджень нестационарних процесів перенесення, методи системного аналізу (моделювання і експеримент, верифікація, лінеаризація), методи алгоритмізації розрахунків і програмування з використанням програм, розроблених у середовищі Maple, Excel та Origin,.

Наукова новизна отриманих результатів.

- вперше на підставі рішення власноруч розробленої в диференційній формі математичної моделі перенесення теплоти по довжині каналу, заповненого щільним шаром гранульованого матеріалу, отримана залежність для розрахунку надлишкової температури, яка призначена для розрахунку середньої за перерізом температури твердих часток в залежності від часу та координати. На відміну від існуючих математичних моделей, які описують процес міжкомпонентного теплообміну в загальному вигляді та розв'язуються при ряді спрощень чисельними методами, розроблена в роботі математична

модель безпосередньо наближена до умов нагрівання щільного шару в складі регенеративного теплообмінника, а залежність для температури отримана з використанням точного аналітичного методу (метод Фур'є) та дозволяє значно спростити процедуру розрахунку температури у довільному перерізі шару в обраний момент часу;

- вперше розроблена математична двокомпонентна модель нестационарного тепломасоперенесення в нерухомому шарі при контактному теплообміні, що отримана на підставі законів збереження та перенесення енергії та маси, яка призначена для визначення температури і маси компоненту, що випаровується, при рівномірному розподілі за перерізом порозності шару та швидкості газу. На відміну від існуючих математичних моделей, що описують нестационарне тепломасоперенесення в шарі, розглядається безпосередньо контактний теплообмін між частками шару та наскрізним потоком газового середовища без використання занурювальних поверхонь;

- вперше розроблена методика теплового розрахунку ґрунтового регенератора с насадкою в вигляді щільного шару гранульованого матеріалу, конструктивно поєднаного із внутрішнім об'ємом теплиці. Дана методика є унікальною внаслідок того, що вона адаптована під власноруч розроблений ґрунтовий регенератор, новизна схемного рішення якого підтверджується патентом на корисну модель;

- вперше встановлено, що при нагріванні одиночної частинки гравію закон зміни температури за товщиною однаковий для всіх точок, час формування термічного шару зневажливо малий; аналогічно при нагріванні каналу з щільним шаром часток гравію не спостерігається стрибкоподібних зон зміни температур гранульованого матеріалу, нагрівання відбувається за законом зміни температур, однаковим для всіх точок шару.

Особистий внесок здобувача.

Здобувачем була розроблена пілотна установка в вигляді ґрунтового регенератора для теплиць, складена методика експериментальних досліджень та здійснений вибір вимірювальної техніки, проведені експериментальні

дослідження (протягом двох сезонів) на пілотній установці. Здобувачем сконструйована установка для вивчення теплообміну між потоком газу та одиночної частинки, проведені експерименти та здійснений їх аналіз; сумісно з керівником розроблені математична модель взаємопов'язаного переносу теплоти та маси між нерухомим щільним шаром гранульованого матеріалу та потоком газу, а також математична модель перенесення теплоти в теплоізолюваному каналі з щільним шаром часток, який продувається потоком газу. Здобувач самостійно з використанням пакетів прикладних програм отримав аналітичну залежність для розрахунку надлишкової температури в теплообмінному каналі за часом та повздовжньою координатою, провів варіаційні розрахунки та здійснив аналіз впливу фізичних і геометричних характеристик на інтенсивність нагрівання; приймав участь в розробці патенту на ґрунтовий теплообмінник для теплиць. Здобувач розробив рекомендації та сформулював висновки щодо умов ефективного використання щільного шару гранульованого матеріалу в якості насадки в складі регенеративного теплообмінного апарату для накопичення в явній формі теплоти низького потенціалу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами.

Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Закону України «Про енергозбереження», затвердженого Постановою Верховної Ради України № 74/94 01.07.1994 р.; «Основних положень енергетичної стратегії України на період до 2030 рр.», прийнятих Кабінетом Міністрів України 15.03.2006 р.; Закону Кабінету Міністрів України № 148 від 5.02.97 р., що затвердив «Комплексу Державну Програму Енергозбереження». Робота є продовженням і розвитком досліджень теплоперенесення у щільних дисперсних системах, які проводяться на кафедрі нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики (НТІТ) ОНТУ та проводилась в рамках наукової школи ОНТУ «Тепломасообмінна апаратура для енергетичних, холодильних и кріогенних систем».

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблений ґрунтовий регенератор для теплиць, використання якого в галузі сільського господарства підвищить ефективність використання та зберігання відновлювальної енергії, зокрема – в тепличних підприємств, на даний час отримано патент на корисну модель.

Для отримання геометричних (довжина, кількість та діаметр каналів) та фізичних (маса завантаження, час нагрівання, вхідні та вихідні температури для періодів нагрівання та охолодження) характеристик регенератора з щільним нерухомим шаром гранульованого матеріалу сформульована методика теплового конструкторського розрахунку.

Аналітична залежність розрахунку надлишкової температури матеріалу по довжині каналу на практиці дозволяє визначити температуру матеріалу за заданої температури потоку газу на вході, провести варіаційні розрахунки та обрати оптимальні умови для здійснення теплових процесів в теплообмінному каналі в складі регенеративного теплообмінника.

Розроблена установка для термообробки щільного шару гранульованого (сипучого) матеріалу з урахуванням рекомендацій щодо інтенсифікації вологопереносу (масовіддачі). Профільовані елементи, встановлені перпендикулярно руху сітчастої стрічки, інтенсифікують вихід вологи з шару сипкого матеріалу.

Практична цінність результатів дослідження підтверджується довідкою про впровадження при розробці ґрунтового регенератора методики його теплового розрахунку було здійснено в ТОВ "Науково-виробниче підприємство АГРОФЕРМТЕХНІКА".

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на: Міжнародній науково-технічній конференції 12-14 листопада. Вінниця: ВНТУ, 2019; 3rd International scientific and practical conference “Priority directions of science development” (December 28-29, 2019) SPC “Sci-conf.com.ua”, Lviv, Ukraine. 2019; IV Interbational Scientific-Technical Conference 6-8 February 2020, Kielce;

80 наукова конференція викладачів академії, 7-8 травня, 2020 р. ОНАПТ, Одеса; XVIII Всеукраїнська науково-технічна онлайн-конференція «Актуальні проблеми енергетики та екології», 29-30 вересня 2020 р. ОНАПТ, Одеса; Міжнародна науково-практична конференція, присвячена 50-річчю південного наукового центру НАН України і МОН України, 16 квітня 2021 р. Одеса; V International scientific and practical conference, August 7-9, 2022, Lviv; VI International scientific and practical conference, September 4-6, 2022, Lviv; 83 наукова конференція науково-педагогічного складу університету, 25-28 квітня 2023 р. ОНАПТ, Одеса.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 9 статей у наукових фахових та закордонних виданнях, з них 2 статті - у закордонних та вітчизняних періодичних виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз (1 у Scopus, 1 у Web of Science); 8 апробаційних робіт у збірниках доповідей Міжнародних та Всеукраїнських наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел (до першого розділу – 98 найменувань, до другого – 20, до третього – 10, до четвертого – 22) й 12 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 220 сторінок машинописного тексту, з них основний текст складає 123 сторінки, анотація – 20 сторінок, додатки – 55 сторінок, список використаних джерел – 22 сторінки. Робота містить 4 таблиць та 34 рисунків.

РОЗДІЛ 1 ГРАНУЛЬОВАНІ МАТЕРІАЛИ В СТРУКТУРІ ТЕХНОЛОГІЙ АКУМУЛЯЦІЇ ТЕПЛОТИ

1.1 Розвиток технологій накопичення теплової енергії

Акумуляція енергії сьогодні важливіша, ніж будь-коли. Процес накопичення енергії відіграє ключову роль в зберіганні електричної та теплової енергії з відновлюваних джерел — вітру, сонця і хвиль, забезпечуючи декарбонізацію електроенергетичного сектору [1]. Згідно зі статистичним оглядом World Energy & Climate Statistic [2], близько 80 % світового споживання енергії залежить в першу чергу від невідновлюваних джерел енергії (нафта 29 %, вугілля 27 % та природний газ 24 %), а інша частина - від відновлюваних джерел енергії (10 % - використання біомаси, 10 % - сонячна енергетика). Технологія накопичення теплової енергії дає найкращу можливість збалансувати попит та пропозицію за рахунок подання преривчастості і нестабільності реальних джерел тепла, що призводить до створення більш універсальної, стійкої та надійної системи теплової енергії. Розвивається технологія ізотермічного зберігання тепла в матеріалі, відома як приховане зберігання. В цьому методі зберігання часто використовують лід, що плавиться, парафін, жирна кислота та сіль. Використовуються технології, засновані на зберіганні тепла за рахунок теплоємності доступних матеріалів, зокрема твердих порід чи каміння. Використання шару гранульованих матеріалів для акумуляції тепла має ряд переваг:

- висока теплопровідність: Гранульовані матеріали, такі як гранули солі, керамічні кульки чи теплостабілізовані бетони, володіють високою теплопровідністю. Це дозволяє їм ефективно передавати та зберігати теплоту всередині шару. Коли тепло надходить в систему, гранули швидко приймають його і рівномірно розподіляють по своєму об'єму, що сприяє більш ефективній акумуляції тепла.

- висока теплоємність: Гранульовані матеріали володіють великою теплоємністю, тобто здатністю зберігати велику кількість теплоти. Це означає, що навіть за невеликих змін зовнішніх умов, таких як температура чи погодні умови, шар гранул може зберігати тепло довгий час і забезпечувати стабільні умови в навколишньому середовищі. Така здатність акумулювати тепло може бути особливо корисною в системах опалення чи охолодження, де потрібно підтримувати постійну температуру.

- енергоефективність: використання шару гранульованих матеріалів для акумуляції теплоти дозволяє більш ефективно використовувати енергію. Наприклад, в системах сонячного опалення сонячна енергія може бути акумульована впродовж дня і збережена в шарі гранул на ніч. Це дозволяє скоротити використання додаткових джерел енергії та покращити загальну енергоефективність системи.

- можливість регулювання температури: Шар гранульованих матеріалів може бути використаним для регулювання температури в приміщенні чи в системі. У випадку надлишкової теплоти, накопиченої в шарі, вона може бути передана назад у приміщення або використана для підігріву води. Це дозволяє більш глибоко керувати тепловими режимами та ефективно використовувати теплові ресурси.

Внаслідок цього гранульовані матеріали можуть бути корисним компонентом в системах опалення, охолодження та енергозбереження. В роботі [66] показано, що використання низькопотенційного тепла має значний енергетичний потенціал, внаслідок чого перетворення (утилізація) теплової енергії в корисну є важливим практичним завданням.

Для ефективного застосування технології накопичення енергії за допомогою гранульованого матеріалу необхідно враховувати ряд параметрів, таких як масштаб, час та період зберігання енергії діапазон робочих температур, діапазон ємності, щільність енергії, час перезарядки [3]. Нині теплообмінники з гранульованим шаром знаходять широке застосування в промисловості. Однак використання гранульованих матеріалів призводить до

особливих ефектів, що виникають через тертя та дисипацію енергії. Ці ефекти призводять до таких явищ в гранульованому потоці, як заклинювання та дилатансія [4]; а властивість дисипації запобігає поширенню збурення на велику відстань [5]. Згідно з [6], цільові функції оптимізації теплоутилізаційних систем мають володіти високою чутливістю до змін конструкції та режимів роботи теплоутилізаційної системи і забезпечувати можливість отримання необхідних функціональних залежностей від конструктивних та режимних параметрів системи, що визначає велику кількість робіт в області, що розглядається та необхідність ретельного аналізу літературних даних. Подальше розширення області досліджень, з урахуванням нових умов, фізичними та технічними параметрами процесів, що досліджуються, привело до впровадження альтернативи відновлюваним джерелам енергії з надзвичайною швидкістю [7], це варто враховувати при розвитку тематик досліджень, однією з яких є технологія акумулювання теплової енергії в щільному шарі гранульованих матеріалів.

1.2. Сучасні технології накопичення енергії

1.2.1. Вивчення основних технологій накопичення енергії

Нині стрімко зростає інтерес до розвитку технологій зберігання енергії. Передбачається, що рівень ємності акумульованої енергії може бути збільшений на 15-25% найближчим часом в розвинених країнах, також цей показник може бути збільшений у країнах, що розвиваються [8]. Основні проблеми енергозбереження при задоволенні попиту на енергію пов'язані з розробкою енергоефективних технологій для забезпечення енергетичної безпеки та скорочення викидів у навколишнє середовище. У спектрі енергоефективних технологій системи зберігання теплової енергії пропонують реалізувати значний потенціал для подолання невідповідності між енергопостачанням та попитом на енергію. Загальні експлуатаційні

характеристики систем зберігання тепла залежать від якості вмісту енергії та ефектів деградації енергії, що проявляються підчас циклічних процесів зарядки і розрядки. В [9] наводяться результати аналізу основних технологій накопичення енергії, рисунок 1.1, у перспективних інтелектуальних (на основі Smart Grid) системах енергозабезпечення. Наголошується, що технології накопичення енергії (THE) набувають ключового значення при скільки-небудь помітних частках ВЕС, СЕС у енергобалансі країни. Наявні технології накопичення енергії розділено на три групи за ємністю та часом реакції: швидкодіючі з тривалістю живлення від часток секунди до кількох десятків хвилин, а також ті, що беруть участь у більш тривалих добових та сезонних циклах енергозабезпечення [9].

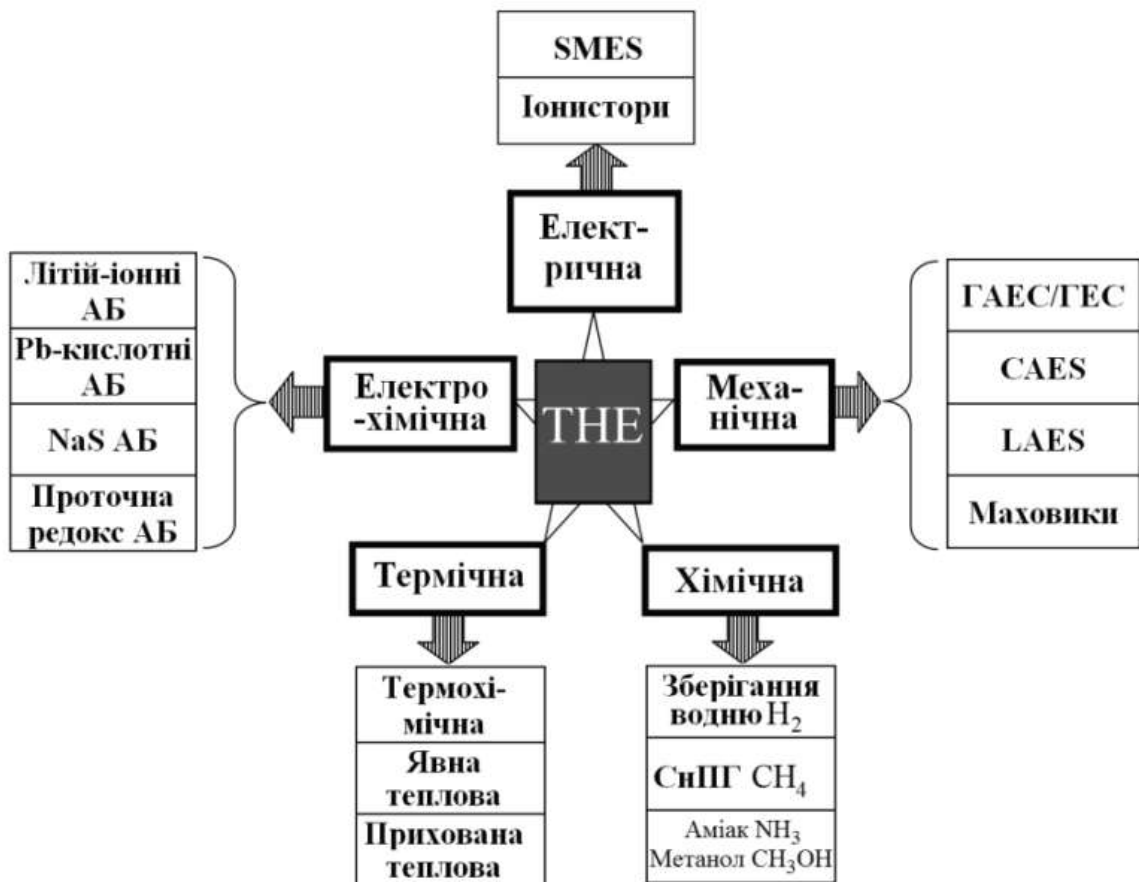


Рис. 1.1. Основні технології накопичення енергії: АБ – акумуляторна батарея; СнПГ – синтетичний природний газ; CAES (Compressed Air Energy Storage) – накопичувач енергії стиснутого повітря; LAES (Liquid Air Energy Storage) – накопичувач енергії зрідженого повітря; SMES (Superconducting Magnetic Energy storage) – надпровідниковий магнітний акумулятор [9]

Згідно наведеної класифікації, основний інтерес даної роботи відноситься до термічної, а саме явній тепловій технології накопичення енергії.

Акумулятори тепла можна класифікувати за властивостями теплоакумулюючих матеріалів. Це акумулятори ємкісного типу, що використовують теплоємність акумулюючого матеріалу. Матеріал цього акумулятора нагрівається (охолоджується) без зміни свого агрегатного стану [10]. Існують також акумулятори з фазовим переходом речовини. В таких акумуляторах використовується тепло плавлення (затвердіння) речовини [11 – 13]. В обзорі [7] представлений критичний аналіз досягнень в області систем накопичення енергії з 1850 по 2022 рік, включаючи їх еволюцію, класифікацію та принципи роботи. Дослідження зосереджені, в основному, на системах зберігання електроенергії, практично без аналізу систем зберігання теплової чи хімічної енергії.

1.3. Акумулятори для теплових технологій накопичення енергії

1.3.1. Акумулятори ємкісного типу – загальні відомості

Матеріал акумулятора ємкісного типу нагрівається (охолоджується) без зміни свого агрегатного стану [10]. В якості теплоакумулюючих матеріалів можуть бути використані бетон, камінь, вода, цегла, інші матеріали та їх комбінації [14]. Можуть використовуватись і окремі предмети (наприклад, ємності з водою, каміння та інші предмети, що здатні акумулювати тепло) [15].

Щільні гранульовані потоки потенційно можуть працювати в якості теплоносія. В [16] представлений короткий огляд щільних гранул та їх властивостей теплопередачі, включаючи основні поняття теплопередачі, теплову поведінку цих матеріалів та фактори, що впливають на цю поведінку. Стадії теплообміну в шарі гранульованого матеріалу аналізуються в [17]. Салліван та Саберські прийняли критерії теплопередачі рідини, такі як числа

Пекле и Нуссельта, що мають відношення до цього процесу. Аналітичні залежності для розподілу температури отримані з принципів складання теплового балансу при теплопередачі [18]. Приклад акумулятора ємкісного типу представлений на рисунку 1.2.

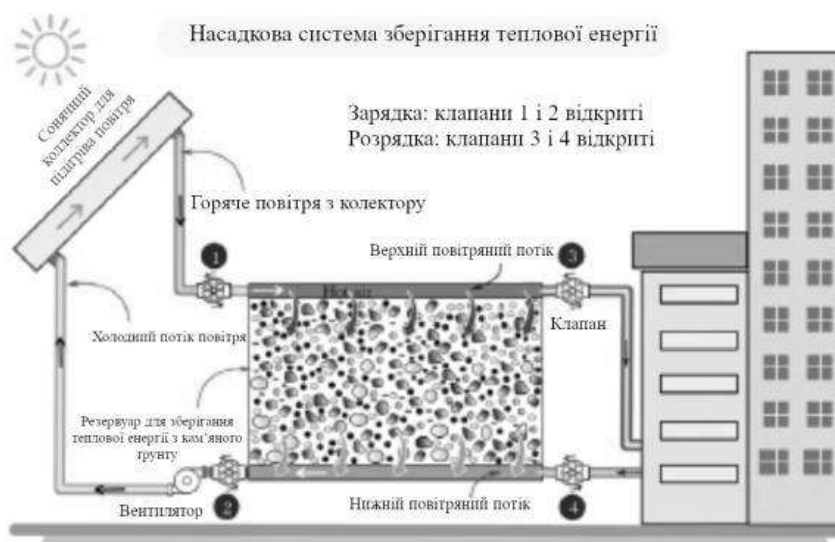


Рис. 1.2. Принципова схема акумуляційної теплової енергії з насадкою.

Тут резервуар для зберігання складається з сипучих кам'яних матеріалів, які розташовані у вигляді шару. Під час циклу зарядки гаряче повітря з сонячного колектору надходить у верхню частину бака-акумулятора і передає теплову енергію щільному шару кам'яних часток. Під час циклу розрядки акумулятована теплова енергія витрачається на обігрів приміщення, а залишкове холодне повітря направляється назад в сонячний повітряний колектор, котрий потім використовується для наступного циклу зарядки.

1.3.2. Акумулятори, засновані на фазовому переході – загальні відомості

В акумуляторах з фазовим переходом речовини використовується теплота плавлення (затвердіння) [11, 12]. Акумулятори, засновані на фазовому переході, більш ефективні [19], ніж акумулятори ємкісного типу, через те що мають значно більшу величину ентальпії фазового переходу, ніж

теплоємність. Однак ці акумулятори мають високу вартість. Додаткові дослідження економічної доцільності їх використання в теплиці доводиться проводити в кожному конкретному випадку [14]. Класифікація систем, що використовують приховане тепло пароутворення, приведена в [7].

Фазові переходи тверде тіло-газ та рідина-газ мають високу приховану теплоту, однак фазові переходи призводять до значних змін об'єму, що призводить до проблем з локалізацією. У порівнянні з переходами рідина-газ, переходи тверде тіло-рідина мають більш низьку приховану теплоту. Однак ці перетворення призводять лише до незначних змін об'єму (близько 10% або менше). В результаті в системах TES традиційно використовують переходи тверде тіло-рідина.

1.3.3. Акумулятори теплоти, що використовують теплоємність ґрунту

Акумулятори теплоти, що використовують теплоємність ґрунту (глина, гальково-піщана суміш), представляють собою системи горизонтальних або вертикальних каналів в ґрунті, виконаних з металічних або пластмасових труб, по яким в період зарядки циркулює теплоносії, передаючи теплоту навколишньому середовищу. В період розрядки акумулятора теплота ґрунту передається теплоносію, що циркулює по цим же каналам в протилежному напрямку. Прикладами таких сезонних сховищ теплоти є системи, що діють в Нідерландах (Гроненген), Швеції (Санклей, Куллавік), Швейцарії (Вальруз), Австрії (Крансбїттен). Характеристики цих систем приведені [7].

Накопичування теплової енергії вважається як маючий великий потенціал: Кам'яний акумулятор енергії - майбутнє відновлювальної енергії [20]. Автори проекту стверджують, що запропонований кам'яний акумулятор дозволить зберігати енергію протягом трьох місяців для зимового періоду. Підкреслюється, що система зберігання енергії не вимагає ніяких токсичних матеріалів або хімічних сумішей. Вона працює, використовуючи безпечні

компоненти і процеси, а камені для накопичувача можна отримати в багатьох місцевих кар'єрах. Схема представлена на рисинку 1.3.

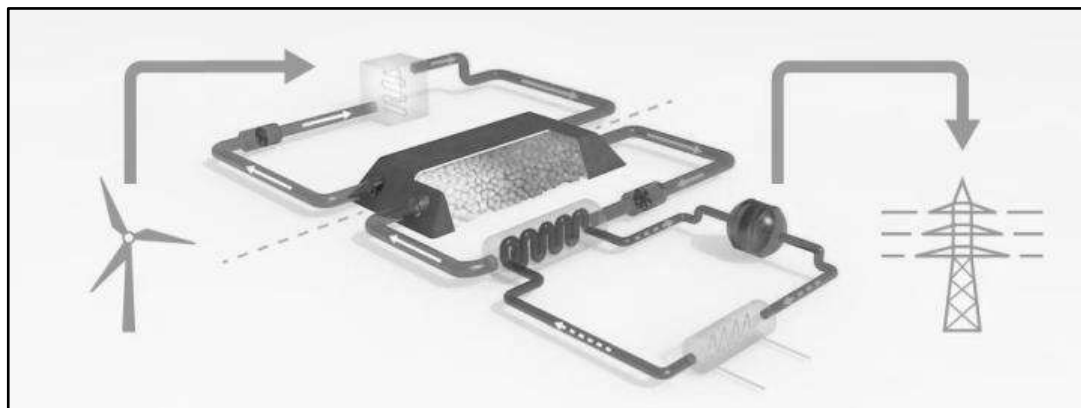


Рис. 1.3. Акумулятор теплоти з щільним шаром кам'яного матеріалу

Представляє інтерес проект фінських інженерів, які з метою цілорічного стабільного електропостачання з відновлюваних джерел енергії під час зміни сезонів і мінливих погодних умов запропонували батарею з піску, яка представлена на рисунку 1.4. [21].

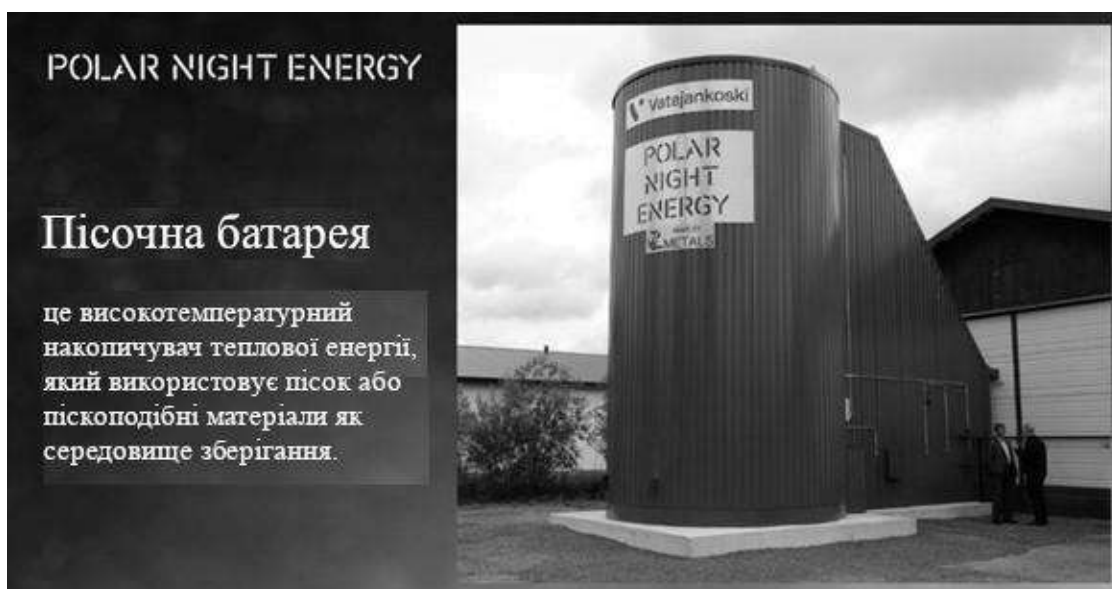


Рис. 1.4. Пісчана батарея для накопичення теплової енергії [22]

Заповнена батарея зберігає 8 МВт-год теплової енергії. Коли потреба в енергії зростає, батарея вивільняє близько 200 кВт енергії через теплообмінні

труби. Цього достатньо, щоб забезпечити опаленням і гарячою водою приблизно 100 будинків і громадський басейн, доповнюючи електрику з мережі. Акумулятор заряджається вночі, коли ціни на електроенергію нижчі.

1.3.4. Акумуляція теплової енергії в скельних породах

Перевага Thermal Energy Storage (TES) в скельних кавернах заключається у виключно високому рівні інжекції та швидкості вилучення, тоді як недоліком є їх надзвичайно висока вартість будівництва [23, 24]. Однак реконструкція існуючих печер та шахт може зробити їх економічно життєздатними. В світі дуже мало прикладів систем TES в скельних печерах. Однак декілька дослідників провели численні експериментальні дослідження печерних TES. На початку 1980-х у Швеції були побудовані перші дві печерні TES. Система TES в печері Avesta з ємністю $1,5 \times 10^4$ м³ була побудована в 1981 році для зберігання тепла від сміттєспалювального заводу впродовж обмеженого часу [7]. Система Лускебо TES з об'ємом зберігання $1,15 \times 10^5$ м³ та максимальною температурою 90 °С експлуатується з 1983 г. [7, 25]. Є декілька інших випадків систем кавернозних TES, побудованих та експлуатованих в якості теплових сховищ для централізованого теплопостачання [26, 27].

Згідно зі схемою, яка представлена на рисунку 1.5, суміш гравію і води поміщається в підземний резервуар для зберігання, теплообмін відбувається трубопроводами, прокладеними в різних шарах всередині бака. Надмірне тепло від сонячного випромінювання використовується для нагрівання води під час циклу зарядки, після чого гаряча вода прокачується трубопроводами. Труби передають теплову енергію від гарячої води до суміші гравію та води усередині резервуару для зберігання. Тепло від суміші гравій-вода видаляється під час циклу розрядки, пропускаючи холодну воду через трубопроводи.

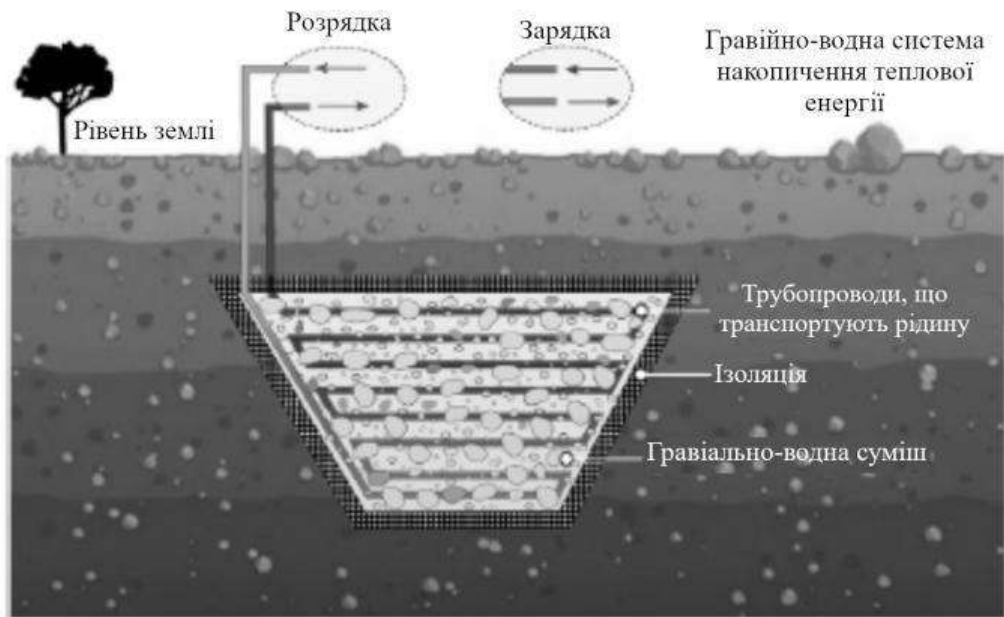


Рис. 1.5. Принципова схема гравійно-водної системи для зберігання теплової енергії [7].

Гравійно-водяна ТЕС є підземною системою зберігання тепла. Тут замість спорудження величезного та дорогого резервуару для гарячої води використовується викопаний котлован, заглиблений у землю ближче до поверхні землі в межах 5-15 м [27]. Яма-сховище зазвичай водонепроникна і утеплена з боків та зверху. Ізоляція також передбачена на дні сховища, залежно від його форми та розміру. Середовище зберігання зазвичай є сумішшю гравію і води, хоча це також може бути пісок і вода або ґрунт і вода. Залежно від ізоляційного матеріалу максимальна температура може досягати 90 °С. Зарядка і відведення тепла в сховище і з нього здійснюється шляхом прямого водообміну, або через пластикові труби, встановлені на різних рівнях всередині сховища.

В огляді [24] повідомляється про сучасний стан цих ТЕС та пропонуються перспективи на майбутнє на основі 31 місця розташування в Європі із загальним доступним об'ємом зберігання майже 800000 м³, що відповідає потужності 56600 МВтч у разі оптимізованого використання сховища.

1.3.5. Акумуляування теплової енергії ґрунтом

Чимало досліджень присвячено акумуляуванню теплової енергії у ґрунті, серед яких слід виділити роботи [28, 29]. Серед цих публікацій слід виділити дослідження, виконані [30]. Зроблено висновок, що напівізольоване ґрунтове середовище може накопичувати значне кількість тепла протягом повторюваних циклів нагрівання. У роботі [31] показано, що тепличний ґрунт є важливим джерелом тепла в нічний час і може забезпечити приблизно 44.03 Вт/м². У порівнянні з системою штучного опалення, яка потребує приблизно 78 Вт/м², таке джерело тепла буде достатнім для підтримки температури повітря в теплиці між 15 і 18 °С. Порівняльне дослідження дозволяє зробити наступні результати: тверді матеріали, що акумуляують відчутне тепло, такі як камінь, мармур, галька, гравій, ґрунт і глина, хімічно інертні, дешеві і доступні, деякі з них мають великий потенціал акумуляування тепла, але їх недоліки полягають у тому, що продування шару повітрям викликає великий перепад тиску і сам акумулятор займає більший обсяг зберігання.

1.4. Сучасний рівень розробок теплових регенераторів з щільною гранульованою насадкою

Встановлено, що застосування щільних шарів гранульованого матеріалу мають основну перевагу в системах низькопотенційного накопичення енергії [32]. Як акумулятор енергії доцільне застосування гранульованих природних і керамічних матеріалів, ефективність яких експериментально досліджувалася авторами [33] відносно концентруючих сонячних електростанцій. Керамічні матеріали мають деякі технологічні переваги, але натуральні матеріали значно дешевші. Системи зберігання теплової енергії є центральними елементами різних типів пристроїв теплоенергетики [34]. Авторами розглядається пристрій для акумуляування сонячної енергії, бак, заповнений зернистим шаром, через який циркулює рідкий теплоносій. Однак у таких пристроях бак

може піддаватися накопиченню термічної напруги під час циклів нагрівання та охолодження через різне теплове розширення акумулюючого матеріалу і самого бака. В [35] обговорюються загальні характеристики сипких матеріалів та їх поведінка у статичних та динамічних умовах, досліджується вплив пористості та об'ємної щільності твердих частинок на основні теплові характеристики.

Внаслідок багатофакторності процесу теплопередачі в регенераторах, особливо з урахуванням суттєвої нестационарності явищ перенесення, особливу увагу слід приділяти експериментальним дослідженням [36]. Ефективність застосування щільних шарів як теплових акумуляторів в різних умовах розглядається в [37]: на основі тривимірного аналізу потоків газу в шарі алюмінієвих куль встановлено, що зменшення діаметра кульок значно збільшує градієнт тиску, швидкість потоку знижується.

Аналіз літературних даних свідчить, що розробка регенераторів із щільними шарами гранульованих матеріалів є перспективною відносно розвитку енергозберігаючих систем нагрівання й охолодження. Регенератор є типом теплообмінника, в якому обидві рідини поперемінно проходять над акумулюючим матеріалом і використовується для підвищення енергоефективності не тільки у високотемпературних процесах [38]. Цей тип теплообмінника можна використовувати також у системах рекуперації тепла. Як матеріали для зберігання можуть використовуватися різні матеріали та форми. Регенератори поділяються на дві групи: стаціонарні та роторні регенератори. Автори статті [39] експериментально та чисельно досліджували характеристики кульового регенератора з насадкою.

Регенеративні теплообмінники з щільною гранульованою насадкою мають велику площу поверхні на одиницю об'єму та низьку вартість порівняно з теплообмінниками інших типів. Складність їх правильного проектування та оптимізації є однією з причин, через яку ці пристрої не набули широкого поширення. У статті [40] описано температурно-хвильовий підхід до моделювання регенераторів тепла. Метод температурних хвиль для розрахунку

теплового регенератора дозволяє врахувати вплив наступних факторів: змінна температура газу на вході в регенератор, процеси нестационарної теплопровідності в елементах насадки, поздовжня теплопровідність щільного шару.

У [40] представлені новітні методи та теорії, що охоплюють проектування та управління системами зберігання теплової енергії в галузі рекуперації тепла та в умовах, коли доступність енергії не збігається у хронологічному порядку з попитом.

Отримані дані дозволяють оптимізувати розміри регенератора із щільним шаром частинок. Дослідження теплоперенесення у щільних шарах [41] дозволили зробити висновок, що при використанні щільного шару для накопичення теплової енергії число Біо повинно бути якомога нижчим. У цьому випадку тепловий опір усередині твердого тіла не є визначальним. При виборі матеріалу для насадки доцільно враховувати цю умову. У роботі [42] вивчені різні модифікації точок контакту для аналізу вимушеного конвективного теплообміну у структурованому шарі ущільненому сфер. Виявлено, що вплив форми контакту на перепади тиску є значним, а числа Нуссельта вплив відносно невеликий. Однак дані відносяться до шару сферичних частинок, що не дозволяє їх поширити на шар частинок із довільною формою поверхні.

Робочі математичні моделі регенеративних теплообмінників (регенераторів), складені для окремих випадків з використання, наведені [43, 44], дані розрахунків за цими моделями використані для вибору конструктивних та режимних параметрів регенераторів як при реконструкції діючих, так і при проектуванні нових систем енерго- та теплопостачання високотемпературних тепло технологічних агрегатів.

1.5. Типи матеріалів для акумулювання теплоти

Вибір матеріалу залежить від заданих умов та вимог, особливо від температури. Для високих температур слід використовувати керамічний

накопичувальний матеріал. Існує безліч типів матеріалів зберігання рис. 1.6 [38]. Для великих регенераторів можна використовувати цеглу. Для меншого регенератора можна використовувати стільники, сферичні частинки, моноліт, тканий екран або кільця Рашига, керамічний накопичувальний матеріал. Для низьких або помірних температур теплоакumuлюючий матеріал може бути виготовлений з металу, наприклад сталі або алюмінію.

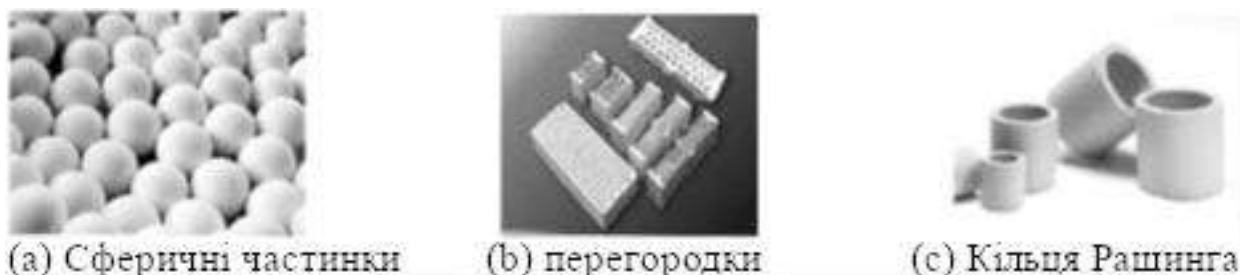


Рис. 1.6. Штучні матеріали для акумуляторів теплоти

В акумуляторах з пористою матрицею як теплоакumuлюючий матеріал (ТАМ використовуються гравій, феоліт (залізна руда), залишки будівельних матеріалів. Такі теплові матеріали знайшли широке поширення в системах теплопостачання (пасивних або активних) з повітряним теплоносієм.

Матеріали з більш високою щільністю мають, як правило, найвищі теплоакumuлюючі властивості. Властивості деяких матеріалів та речовин для створення акумуляторів тепла представлені у таблиці 1.1. [45].

Таблиця 1.1

Властивості деяких матеріалів та речовин для створення акумуляторів тепла [24]

Матеріал	Густина	Питома теплоємність, С, кДж/кг·К	Теплопровідність, λ, Вт / (м · К)
Вода	1000	4.2	0.55
Ґрунт	1600	0.8	1.02

Природний камінь:			
граніт	2800	0.88	3.49
бут	2400	0.84	1.86
Бетон	1800	0.88	0.81
Цегла	800	0.84	0.23
Гравій	1600	0.84	0.58
Пісок	500	2.3	0.18

Жоден з матеріалів, що пропонуються до використання, не відповідає ідеально всім вимогам, завжди повинен бути компроміс. З економічної точки зору природні камені, такі як кварц і базальт, найдорожчі: приблизно 6 €/кг за даними [33]; кварцовий пісок та спечений боксит пропонують найбільші переваги для теплопередачі та акумулювання. Кварцовий пісок пропонує найнижчі фінансові вкладення (0,1 €/кг), але має деякі недоліки щодо термоциклювання. Всі негативні ефекти, пов'язані з цими недоліками, можуть бути зведені до мінімуму шляхом застосування відповідної конструкції та експлуатації пристроїв [33].

1.6. Експериментальні дослідження процесів переносу тепла та маси при теплообміні і щільних шарах

1.6.1 Аналіз результатів досліджень теплопереносу в щільних шарах

Останні досягнення в царині визначення особливостей передачі теплоти в двофазних системах газ-тверде тіло, також включаючи гідродинаміку течії крізь щільні шари, розглядаються в [7], Огляд [46] зосереджений на дослідженнях, проведених за останні кілька років в Інституті науки про

частинки та інженерії Університету Лідса, та порівняння з результатами інших груп. У [47] представлені кореляції числа Нуссельта та коефіцієнта тертя для системи зберігання сонячної енергії із щільним шаром, що складається з часток великого розміру (1 – 3 см) різної форми. Більшість експериментальних досліджень було спрямовано на зіставлення повних швидкостей теплообміну (як правило, у безрозмірній формі) з числом Рейнольдса.

Сумарний теплообмін складався в більшості випадків як з кондуктивного, так і з конвективного режиму. Оскільки режим провідності залежить від фізичних та транспортних властивостей матеріалів шару, ці кореляції, хоч і часто надійні, застосовні до конкретних матеріалів шару, для яких вони були розроблені. Експерименти теплопереносу [48] проводилися при 100 °С як при постійному тепловому потоці стінки, так і в умовах постійної температури стінки, які давали розподіл температури як в радіальному, так і в осьовому напрямках [48]. Подібні спостереження були отримані Ройстоном [49] і Балакрішнаном і Пей [50].

Дані про коефіцієнт теплопередачі були оброблені для отримання числа Нуссельта Nu_m , що визначається як $Nu_m = \frac{h_m \cdot d_p}{k_f}$, де k_f - теплопровідність рідини. Потім були спроби пов'язати число Нуссельта з числами Рейнольдса і Архімеда, і навіть із масою завантаження твердих частинок [48]. [46] запропонована залежність, яка узгоджується з експериментами в межах 7 і 11% відповідно для частинок розміром 112,5 і 55 мкм при постійному тепловому потоці на стінці каналу: **Equation Chapter (Next) Section 1**

$$Nu_m = 0,014 \cdot Ar_m^{0,25} \cdot Re_p^{0,5} \left(1 + \frac{G_m}{G_g}\right)^{0,68}, \quad (1.1)$$

$$Re_p = 149 - 373; G_m / G_g = 0,2 - 2,1$$

Запропоновано [51] напівемпіричну модель для прогнозування коефіцієнта тепловіддачі від газу до часток при моделюванні процесів сушіння й спалювання. Автори приводять результати зіставлення різних кореляцій для коефіцієнтів тепловіддачі. Зроблений висновок, що загальної залежності для

розрахунку коефіцієнта тепловіддачі між шаром часток і газовим потоком не існує. Кожний окремий випадок теплообміну має потребу у відповідній кореляційній залежності. Слід зазначити, що в літературі використовується два терміни: коефіцієнт тепловіддачі або коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну. Останній представляється кращим, оскільки конкретизує специфіку процесу теплообміну, при якому твердий і газовий теплоносії безпосередньо контактують між собою. Як наголошується в [52], при теплообміні з нерухомим гранульованим шаром коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну істотно залежить від часу, і ця залежність має форму сигмоїди. Для одержання розрахункової формули необхідне проведення додаткових досліджень.

У [53] представлені кореляції, що враховують теплообмін між газом, частинками, що рухаються, і сусідніми частинками з модифікацією за об'ємною часткою газу (порозності ε).

$$\text{Re}_m \leq 200:$$

$$Nu_m = 2 + 0.6\varepsilon_g^n \text{Re}_m^{1/2} \text{Pr}^{1/3}, \quad (1.2)$$

$$200 \leq \text{Re}_m \leq 1500:$$

$$Nu_s = 2 + 0.5\varepsilon_g^n \text{Re}_m^{1/2} \text{Pr}^{1/3} + 0.02\varepsilon_g^n \text{Re}_m^{0.8} \text{Pr}^{1/3}, \quad (1.3)$$

$$\text{Re}_m \geq 1500:$$

$$Nu_s = 2 + 0.000045\varepsilon_g^n \text{Re}_s^{1.8}, \quad (1.4)$$

Показник ступеня $n=3,5$ пропонується для поліетиленових гранул діаметром 3 мм при моделюванні розведених потоків. Однак у потоках з вищою концентрацією твердих частинок виявлено невідповідність температури на вході твердих частинок.

Огляд теплообміну в шарах ущільнених [41] виконаний з упором як на експериментальні, так і на теоретичні методи. Подано емпіричну залежність для оцінки коефіцієнта теплопередачі:

$$h_v = A \cdot G^{0.7} \cdot T^{0.3} \cdot 10^{(1.68\varepsilon - 3.56\varepsilon^2)} |d_p^{0.9}, \quad (1.5)$$

де h_v – об’ємний коефіцієнт теплопередачі (кВт/м³К),

A – постійна, яка залежить від матеріалу шару, являє собою масову швидкість рідини і являє собою середню температуру повітря.

d – діаметр частки;

ε – порозність.

Експериментальні значення числа Нуссельта при низьких числах Рейнольдса [54] узагальнюються наступним виразом:

$$Nu = 0,054 \cdot Re^{1,48}, \quad (1.6)$$

Для $0.7 < Re < 16$

Зазначається, що визначення коефіцієнта теплопередачі газу, що протікає через шар насадки, є найбільш чутливою точкою розрахунку.

Коефіцієнт теплопередачі залежить переважно від типу акумулюючого матеріалу. Відповідні рівняння конвективного теплообміну опубліковані, наприклад, [55], а ті, що відносяться до радіаційного теплообміну, обговорювалися, наприклад, в [56].

Рівняння для неупорядкованого шару частинок (рівняння (59)), перевірене на експериментальних даних, було рекомендовано в [57]:

$$Nu = \frac{h_c d_p}{\lambda_g} = 2 + 1,8 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}, \quad (1.7)$$

Коефіцієнт теплопередачі в щільному шарі сфер в діапазоні числа Рейнольдса $Re = 500$ – $50\,000$ пропонують розраховувати по формулі [58]:

$$Nu = \frac{h_c \cdot d_p}{\lambda_g} = 0,584 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{1/3}, \quad (1.8)$$

Значний ефект впливу стінки каналу спостерігався при відношенні діаметра шару до діаметра частинок менше 20. Вище цього відношення застосовна залежність [59].

Рух твердих частинок посилює змішання холодних та гарячих частинок, тим самим збільшуючи швидкість теплопередачі [60]. Експериментальне дослідження коефіцієнта конвективної теплопередачі в ущільненому шарі при

малих числах Рейнольдса [61] показало, що теплові властивості стінок (адіабатичні або нагріті) істотно впливають на режим провідності, тому можна очікувати, що дослідження з використанням аналогічних експериментальних методів, але з використанням різних матеріалів шару, також дадуть різну кореляцію, яка зв'язує коефіцієнт теплопередачі з числами Рейнольдса.

Автори [61] узагальнили всі експериментальні дані у цьому дослідженні та прогнозоване значення відповідно до рівняння, позначеного на рисунку 1.7.

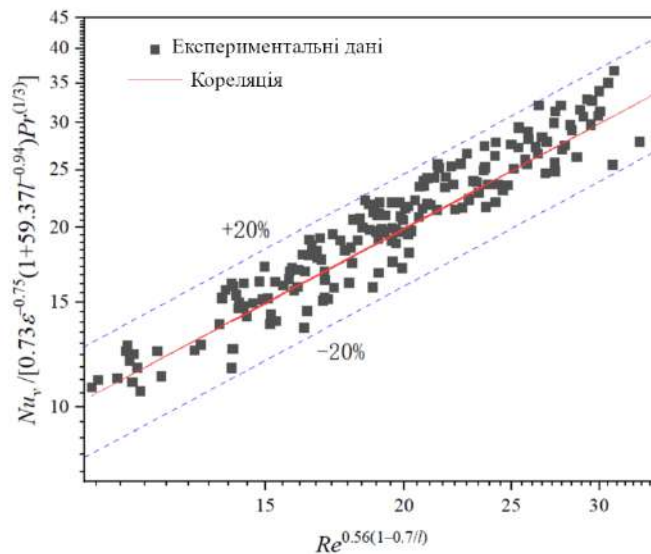


Рис. 1.7. Кореляційна залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса [61]

На рисунку всі експериментальні дані перебувають у межах 20% відхилення від передбачення кореляції. Таким чином, запропонована кореляція добре узгоджується з експериментальними даними. Крім того, ця кореляція вказує на те, що об'ємний коефіцієнт теплопередачі сильно залежить від товщини, наведеної швидкості, пористості.

1.6.2. Аналіз впливу числа Біо на теплообмін

Дослідження теплопереносу в щільних шарах [41] дозволили зробити висновок, що при проектуванні шару для накопичення теплової енергії число Біо повинне бути якнайнижче. У цьому випадку тепловий опір усередині

твердого тіла не є визначальним. При виборі матеріалу для насадки доцільно враховувати цю умову. Важливо також створення умов для інтенсифікації теплообміну. Виявлено [42], що вплив форми контакту на перепади тиску є значним, а на числа Нуссельта вплив відносно невеликий. Однак дані ставляться до шару сферичних часток, що не дозволяє їх поширити на шар часток з довільною формою поверхні. Для розрахунку числа Біо запропоновано таке рівняння:

$$Bi = h_v \cdot d_p / 2k_p - St \cdot Re_p \cdot Pr \cdot (k_f / 2k_p), \quad (1.9)$$

k_f , k_p - коефіцієнти теплопровідності рідини і твердого матеріалу.

Застосування акумуляторів з щільними шарами пропонує помірні швидкості теплопередачі та перепади тиску, і через це рекомендується використовувати пасивні сонячні системи для зберігання теплової енергії. Порівняльна оцінка числа Біо для різних матеріалів наводиться в [41].

1.6.3. Вивчення ефективної теплопровідності гранульованих матеріалів

Тверді частинки в щільному шарі зазвичай контактують між собою точково, тому газові порожнечі відіграють важливу роль в ефективній теплопровідності, яка збільшується з підвищенням температури. Виявлено [33], що об'ємна теплопровідність лише незначно залежить від теплопровідності твердого тіла. На рис. 1.7 показано результати об'ємної теплопровідності. Як видно з рисунку 1.7, більший розмір зерен того самого матеріалу призводить до більш високої ефективної теплопровідності.

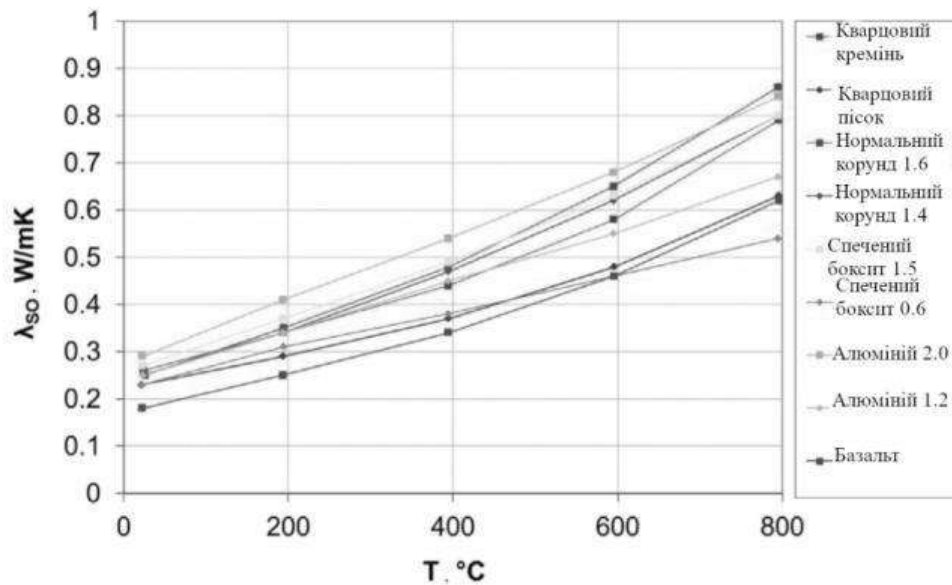


Рис. 1.7. Ефективна теплопровідність різних зернистих матеріалів [33]

Шари, що складаються з частинок довільної форми, демонструють дещо прогресивніше збільшення теплопровідності з температурою, ніж сферичні частинки (наприклад, корунд або кварцовий пісок), оскільки несферичні частинки розташовані ближче одна до одної, що призводить до підвищеної тепловіддачі. Емпірична модель для оцінки об'ємної теплопровідності дана в Zehner and Schlünder [62]. Показано, що ефективна теплопровідність нерухомого шару сипучого матеріалу істотно залежить від типу контакту між частинками; вона різна для сфер і циліндрів [33]. Запропоновані рівняння розроблено на основі простої моделі, яка, крім теплопровідності рідкої фази і твердого тіла, також враховує пористість шару.

Оцінювання пористості щільного шару, умов виникнення пристінкового ефекту та вплив пористості на теплоперенос досліджувалося в роботах [46].

1.6.4. Втрати тиску при продувці щільного шару гранульованого матеріалу

Величина перепаду тиску газу, що протікає, має дуже важливе значення під час проектування регенеративного теплообмінника або пристрою, що

використовує шар упакованого або структурованого матеріалу. Домінуючими експлуатаційними витратами є витрати на перекачування циркулюючого повітря, які залежать від перепаду тиску через шар [3]. Довжина теплообмінного каналу має визначальне значення, тому що вартість продувки за рахунок збільшення перепаду тиску, а також капітальних витрат; може нейтралізувати значення накопиченого тепла. Як підкреслюється в [47], шар із дрібних частинок вимагає великого перепаду тиску для організації рівномірного потоку гарячого повітря через шар, що призводить до великого споживання енергії для просування гарячого повітря. Споживання енергії вентилятором має порівнюватися з максимальною зібраною енергією, і воно не повинно перевищувати 10% від максимально доступної енергії. Згідно з літературними даними, залежності для розрахунку перепаду тиску відображають велику кількість прикладів взаємодії наскрізного газового потоку і шару матеріалу. Основне рівняння для його розрахунку переважно визначається як [59]:

$$\Delta p = \lambda_k \cdot \frac{L}{d_p} c^{-2} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot \rho, \quad (1.10)$$

де c - швидкість газу відносно порожнього перерізу шару (м·с), а k - коефіцієнт тертя, найчастіше представлений у вигляді [59]. Коефіцієнт тертя визначається формулою:

$$r_k = \frac{k_1}{\text{Re}_m} + \frac{k_2}{\text{Re}_m^b}, \quad (1.11)$$

де k_1 и k_2 — константи, а b — показник ступеня. Re_m - модифіковане число Рейнольдса, задане формулою Ергуна:

$$\text{Re}_m = \frac{d_p \cdot \rho \cdot \bar{C}}{\eta \cdot (1-\varepsilon)} = \frac{\text{Re}}{(1-\varepsilon)}, \quad (1.12)$$

Для числа Рейнольдса також часто пропонують таку модифіковану форму:

$$\text{Re}_l = \frac{d_p \cdot \rho \cdot \bar{C}}{6 \cdot \eta \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{\text{Re}}{6 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (1.13)$$

Існує безліч співвідношень для розрахунку коефіцієнта тертя. Найбільш відоме рівняння Ергуна для шару випадково розташованих гладких сфер, але воно завищує падіння тиску для $\text{Re}_m > 700$ [59].

Рівняння Ергуна в роботі [59] модифіковано, що дало змогу виразити падіння тиску через об'ємну густину:

$$\frac{\Delta P}{L} = X_1 \cdot \frac{\left(\frac{\rho_b}{\rho_p}\right)^2}{\left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_p}\right)^3} \cdot V + X_2 \cdot \frac{\left(\frac{\rho_b}{\rho_p}\right)}{\left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_p}\right)^3} \cdot V^2, \quad (1.14)$$

$$\text{де } X_1 = 150 \frac{\mu}{\Phi^2 \cdot d^2} \text{ и } X_2 = 1,75 \frac{\mu}{\Phi \cdot d}$$

де ΔP — перепад тиску, Па, L — глибина шару, м, V — поверхнева або фронтальна швидкість повітря, ρ_b — об'ємна щільність, кг/м^3 , ρ_p — щільність частинок твердого матеріалу кг/м^3 .

ε — порозність, $\text{м}^2/\text{м}^3$, ρ — об'ємна щільність, кг/м^3 , d — еквівалентний діаметр частинок, м, μ — в'язкість повітря, $\text{Па} \cdot \text{с}$, Φ — коефіцієнт форми.

Рівняння 1.14 розроблено на основі модифікованого рівняння Ергуна [63] з урахуванням коефіцієнтів, що наведені в стандарті [64].

Серед трьох досліджених прогностичних рівнянь (Шедда, Гакілла-Айвза і Ергуна) рівняння Ергуна, мабуть, найкраще відповідає даним для всього діапазону витрат повітряних потоків. Це вийшло завдяки двом адитивним членам, що представляють лінійну і квадратичну функцію швидкості повітря як для ламінарного, так і для турбулентного потоків у рівнянні Ергуна [65].

Повідомляється лише про кілька досліджень з оптимізації на основі економічної ефективності. Доцільним є використання акумулюючих матеріалів відносно великих розмірів для значного зниження потужності вентилятора, проте таких досліджень незначна кількість. Також не виявлено

досліджень щодо акумулюючих елементів відносно середнього розміру, що дало б змогу знайти компроміс між акумулюванням тепла та перепадом тиску в системі зберігання з набивним шаром. [3].

1.7. Математичні моделі процесів перенесення теплоти і маси в щільному шарі гранульованого матеріалу

Найближчу до предмета дослідження математичну модель представлено в [66], яка описує теплообмін між рухомим щільним шаром дисперсного матеріалу, що рухається, і потоком газу. Отримано аналітичні залежності для розрахунку локальних температур газового і твердого компонентів такого вигляду для протитечійної течії:

$$tg(x) = C_1 + C_2 \cdot e^{\frac{K_2(-K_4+K_3) \cdot x}{K_4 \cdot K_3}}, \quad (1.15)$$

$$t_m(x) = \frac{K_4 \cdot C_1 + C_2 \cdot e^{\frac{K_2(-K_4+K_3) \cdot x}{K_4 \cdot K_3}}}{K_4}, \quad (1.16)$$

де C_1, C_2 – коефіцієнти, що відповідають заданим умовами однозначності, і визначаються залежностями (1.17), (1.18):

$$C_1 = tg_0 + \frac{K_4 \cdot (tg_0 - t_{m0})}{-K_4 + e^{K_3 \cdot L} \cdot K_3}, \quad (1.17)$$

$$C_2 = -\frac{K_4 \cdot (tg_0 - t_{m0})}{-K_4 + e^{K_3 \cdot L} \cdot K_3}, \quad (1.18)$$

Коефіцієнти K_2, K_3, K_4 являють собою комбінації із заданих величин, що характеризують процес:

$$K_2 = \alpha_M \cdot a_{num}, \quad (1.19)$$

де α_M – коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну, Вт/(м²·К), a_{num} – питома поверхня частинок в одиниці об'єму, м²/м³.

$$K_3 = c_2 \cdot \rho_2 \cdot w, \quad (1.20)$$

Отримані аналітичні залежності для розрахунку температур газового і твердого компонентів дають змогу проводити розрахунковим шляхом оцінку

впливу різних чинників, як-от фізичні властивості газу і твердих частинок, швидкості потоків, порозність шару, на ефективність теплообміну між потоками, що може бути застосовано під час пошуку оптимальних параметрів роботи теплоутилізаторів контактного типу.

Окремі задачі математичного моделювання розглянуто в [67], де розглядають розрахунок макромасштабного теплообміну між суцільною фазою і частками з урахуванням теплопередачі для цієї частки та залежності не лише від температури самої частки, а й від температури всіх інших часток усередині усереднювального об'єму. Це дало змогу перейти до роботи з матрицею коефіцієнтів теплообміну [67].

У роботі [68] розглядається настільки повільний, що температура в кожній частинці приблизно постійна в просторі теплообмін між частинками. Обґрунтовується необхідність застосування методів теорії інтегральних і диференціальних рівнянь до розв'язання крайових і нелокальних задач в областях, що мають складну геометричну форму, запропоновані в [69].

За результатами експериментального вивчення процесу зневоднення щільного нерухомого шару $\text{Ca}(\text{OH})_2/\text{CaO}$ побудовано і перевірено чисельну модель, яка дала змогу отримати рішення для поліпшення конструкції реактора для системи $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$ TCES [70].

Уявляє інтерес математична модель [71], яка відтворює режими сушіння в сушарках шахтного типу, в тому числі: – режим з монотонним зростанням температури матеріалу, що сушиться в сушарці. За основу запропонованої моделі взята нелінійна модель процесу теплообміну в зерні.

Отримання адекватної математичної моделі дозволить суттєво розширити область досліджень та скоротити час визначення основних теплових характеристик процесу. Наразі немає точених аналітичних рішень математичних моделей, що описують нестационарний процес теплообміну в щільному шарі гранульованого матеріалу. Кінцевою ціллю такого рішення є отримання аналітичної залежності для розрахунку температури гранульованого матеріалу в довільній точці по довжині каналу в заданий час

процесу нагрівання або охолодження. Моделюванню процесів теплообміну між газом і твердими частинами приділяється значна увага [72], через важливість знань про вплив окремих факторів та умов на розподіл температур та ефективність теплообміну. При розробці методів розрахунку шарових апаратів використовують різні спрощені моделі [73], що ґрунтуються на певних припущеннях. Досить обґрунтованими є одно- та двокомпонентні моделі. В однокомпонентних моделях шар розглядається як квазісуцільне середовище з ефективними коефіцієнтами переносу. Такі моделі приваблюють своєю простотою та можуть бути використані лише в обмеженій області зміни параметрів, коли температури газового та твердого компонентів практично однакові [74].

1.8. Взаємопов'язаний тепломасоперенос між наскрізним газовим потоком і щільним шаром

Опис процесу взаємопов'язаного тепломасопереносу охоплює дві проблеми [75], а саме теплообмін (між повітрям, що протікає, та частками шару) і масоперенос (внаслідок процесів випаровування/конденсації). Розв'язання цих проблем можна розглянути на прикладі роботи [75]. Під час протікання повітря через пористу структуру скельної породи можуть мати місце два режими (які розраховують як порівняння параметрів повітря на вході та виході з накопичувача): осушення і зволоження. Ці режими мають місце як під час циклів заряджання, так і розряджання акумулятора. Теоретично під час заряджання повітря, що виходить, характеризується меншою ентальпією і концентрацією водяної пари порівняно з повітрям, що входить, адже частина тепла, яке спочатку міститься в повітрі, перетворюється на підвищення температури твердого тіла, а менша концентрація водяної пари є наслідком конденсації пари на поверхні частинок шару. У разі скидання відбувається зворотне: повітря, що виходить, характеризується більш високою

температурою і більш високою концентрацією водяної пари (ефект випаровування).

Процеси, що відбуваються під час протікання повітря через пористий шар акумулятора, представлені на рис. 1.8. Рушійною силою процесів тепломасопереносу, що відбуваються під час протікання повітря через пористий шар, є різниця температур повітря і твердого тіла та різниця концентрації водяної пари між протікаючим середовищем і поверхнею частинок шару.

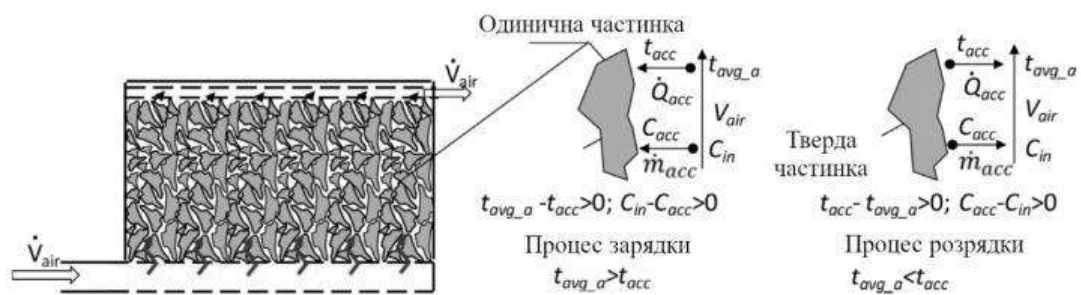


Рис. 1.8. Схема процесів, що відбуваються під час протікання повітря через шар акумулятора [75]

Фізичний аналіз обговорюваних явищ показує, що під час контакту вологого тіла з нагрітим повітрям, що обтікає його, рідина випаровується з поверхні контакту. Однак процес випаровування вимагає енергії (теплоти випаровування на одиницю маси). Таким чином, у результуючому процесі випаровування рідини створюється рух маси перпендикулярно до напрямку потоку повітря, що викликає зміну значення коефіцієнта теплопередачі. Рідина, що випаровується, проникає в навколишнє газове середовище в результаті дифузії. Описаний механізм має місце під час випаровування, під час конденсації знаки описуваних сил протилежні.

Важливим розділом дослідження взаємопов'язаних процесів перенесення теплоти і маси є проведення порівняння чисел Нуссельта і Шервуда. Спочатку для цього було обрано рівняння Ранца-Маршеля [76, 77];

однак модель Ранца-Маршала описує одночасне перенесення тепла і маси у випадку, коли простір, що оточує сферичні частинки, необмежений і частинки оббризкуються водою. Тому для обмеженого простору (ущільнений пористий шар з протіканням повітря крізь пори) для порівняння знайдених функціональних залежностей, що описують теплообмін, використовувалася кореляція Вітакера [78]:

$$Nu = 0,40 \cdot Re^{0,5} + 0,21 \cdot Re^{0,67} \cdot Pr^{0,4}, \quad (1.21)$$

Наведену вище залежність отримано на основі випробувань обтікання сферичних частинок повітрям і азотом для діапазонів: $\varepsilon = 0,34 - 0,74$ и $Re = 4 - 8000$. Однак недоліком цього рівняння є те, що воно не враховує зміни в'язкості рідини з температурою. Далі для порівняння залежність, отриману з емпіричних формул Вакао та Фуназкрі [79].

$$Sh = 2 + 1,1 \cdot Re^{0,6} \cdot Sc^{0,33}, \quad (1.22)$$

Діапазон літературних значень Nu і Sh становить від 2,3 до 6,4 і від 6,3 до 15,7 відповідно, тоді як значення Nu і Sh , розраховані в даному дослідженні, не перевищують 3,4 і 1,2 відповідно. Однак слід пам'ятати, що всі кореляції правильні тільки для того діапазону умов, у яких вони були визначені. Крім того, спостережувані відмінності є наслідком відмінностей в умовах, у яких проводили окремі дослідження, а також у теплофізичних параметрах матеріалу підкладки, випробуваного в цьому дослідженні та в інших дослідженнях.

Для граничного значення Re (встановленого $Re = 41$) було знайдено модифіковані форми кореляційних рівнянь, форми яких разом із розрахунковими помилками (σ) і графічно представлені на рис. 1.9.

Зазначається, що при збільшенні числа Рейнольдса спостерігається тенденція до збільшення невідповідності між тепло- і масопереносом (представленим функціями, що визначають Nu і Sh відповідно). Це можна пояснити тим, що маса води, яка утворюється внаслідок конденсації водяної пари, перевищує масу води, що випаровується, в наступних циклах роботи акумулятора. Найімовірніше, це наслідок відкритої системи, оскільки невідновлена маса може просочуватися в ґрунт через проникне дно

накопичувача. Випробування проводилися в реальному садівничому господарстві, тому отримані результати можуть бути безпосередньо застосовані до господарств, оснащених аналогічними системами акумулювання тепла.

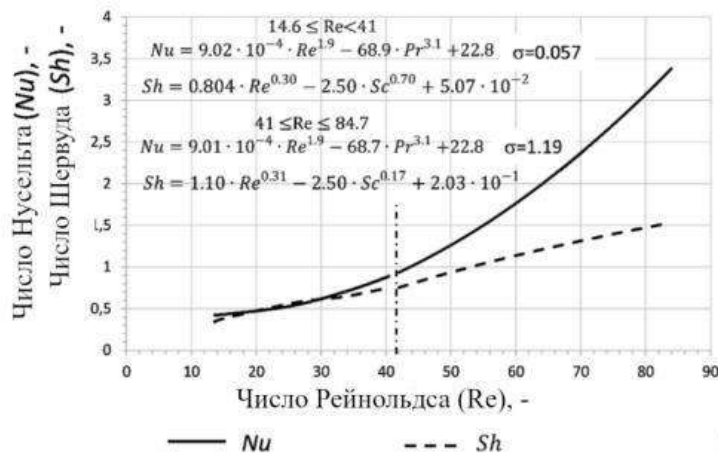


Рис. 1.9. Зміни чисел Шервуда і Нуссельта, як функція числа Рейнольдса [80]

У роботі [81] представлено методику розрахунку, що дає змогу за допомогою спеціально проведених експериментів установити кількісну залежність, яка визначається критерієм (змінною), наприклад, Шервуда (масоперенос), Нуссельта (теплообмін) або вологістю частинок, що визначають критерій Рейнольдса, Шмідта і температуру.

Представляє інтерес розроблені графічні підходи до енерго- і масообміну в системах сушіння-зволоження. Переваги графічного підходу [82] для випаровування-конденсації процеси в системах зі складними газотвердими рівновагами та змінними стану газу. Для простоти та стислості аналізу числа Біо прийнято малими (без урахування розподілу температури та вологості всередині зерна). Отримано залежність для dI/dW за параметрами вхідного газу i_g , X_g і параметрам газу, що перебуває в рівновазі з твердим тілом, X_s .

$$\frac{dI}{dW} = \frac{i_g - i_s[I, W]}{X_g - X_s[I, W]}, \quad (1.23)$$

де i – ентальпія твердого тіла в розрахунку на одиницю маси абсолютно сухого твердого матеріалу, кДж/кг; W – вологовміст;

Формальна простота рівняння. (1.23) не є необхідною для розвитку графічних методів, але зручна для стислості аналізу. Складнішу задачу для графічних методів розглянуто в [83], де розглядають проходження твердих тіл через межі розділу, пов'язаної з трифазними системами.

Гідродинаміку та контактний тепломасообмін у газорідних системах представлено в [84]. Зазначається, що на інтенсивність тепло- і масообміну має значний вплив напрямок руху фаз: більш високе значення середньої рушійної сили процесів досягається за умови протитечії фаз; менше - за прямогоку та проміжне - за перехресного потоку. Також на швидкість масообміну впливає час контакту фаз, а також час, за який відбувається оновлення поверхні масообміну.

1.9. Аналіз доцільності розроблення ґрунтового регенератора для теплиць

Встановлено, що на підтримання належного теплового режиму при інтенсивному вирощуванні становить 40 - 70 % від загальної потреби в енергії. Економія енергії та зниження амплітуди коливань температури всередині діючої теплиці в період експлуатації може бути досягнута за рахунок використання сонячної енергії в системі опалення теплиці, а саме за рахунок використання теплоти, що було акумульовано. Великі площі прозорої поверхні в теплицях також сприяють втратам тепла. Під час будь-якого теплового сезону температура повітря в теплиці швидко підвищується до рівня, значно вищого за необхідний. Іноді природної вентиляції недостатньо, щоб позбутися надлишкового тепла. У холодну пору року втрати тепла в теплиці дуже високі через прозорі поверхні. Стабільність мікроклімату в теплицях постійно підтримується системами опалення в цей період, і в підсумку все призводить до значних втрат енергії. Таким чином, тепличне виробництво є найбільш

енергоємним і витратним видом сільськогосподарської галузі [14]. Тому дедалі більше уваги приділяється пошуку проектних рішень для створення екологічних та енергоефективних теплиць. Такі теплиці можуть бути високопродуктивними за мінімального споживання енергії, але при цьому мати високу продуктивність.

Одним із способів підвищення енергоефективності та зниження енерговитрат є накопичення і використання надлишкової сонячної енергії в теплицях. Акумулятор тепла можна використовувати для вирівнювання коливань температури в теплиці.

Становить інтерес робота Ендрюса і Пірса [85], де наведено аргументи і методологію розрахунку економічної ефективності в разі використання скидного тепла промислового виробництва для обігріву теплиці.

Застосування акумуляторів сонячної енергії для обігріву теплиць доводить свою перспективність [86, 87]. Аналіз результатів [88] показує, що, залежно від форми та типу огорожі, електропостачання сонячних теплиць через сонячне опромінення може становити від 24 - 33 % (у січні) до 79 - 100 % (у квітні). Як акумулююче середовище обрано воду.

Підвищення ефективності акумулювання тепла сонячного випромінювання в теплицях є пріоритетним завданням [89 - 90].

Становлять інтерес регенератори, де як акумулювальне тіло використовують щільний шар гранульованих (сипких) матеріалів [41]. Завдяки розвиненій поверхні теплообміну, якою є сукупна поверхня всіх частинок в апараті, інтенсивність теплообміну істотно зростає [92]. Подібні регенератори можна використовувати для підтримки необхідного температурного рівня в теплицях [93].

У [14] запропоновано математичну модель для дослідження ефективності використання теплового акумулятора в теплиці. Модель враховує надходження тепла від сонячного випромінювання Q_3 , втрати тепла через огорожувальні конструкції Q_2 , а тепло, акумульоване в тепловому

акумуляторі Q_1 . Схема надходження та розподілу тепла в теплиці представлена на рисунку 1.10.

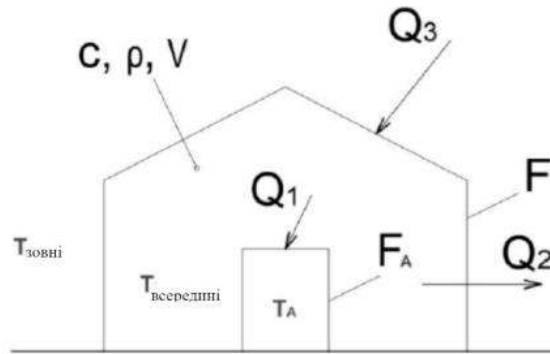


Рис. 1.10. Схема надходження та розподілу тепла в теплиці

Розрахунки зміни температури теплоакумулятора та внутрішньої температури теплиці були розроблені для визначення оптимальних параметрів теплоакумулятора для експериментальної теплиці за запропонованою математичною моделлю. Як акумулятор тепла використовувалися резервуари для води.

Запропонована математична модель теплиці дає змогу визначити оптимальний обсяг і розміри добового акумулятора тепла для будь-якої теплиці. Основні рівняння моделі (1.24), (1.25) описують залежності між параметрами акумулятора (тобто об'єм і площа поверхні) і коливання температури в приміщенні.

$$\frac{dT_{inside}}{d\tau} = \frac{1}{c \cdot \rho \cdot V_{gr}} \left[Q_3(\tau) - \alpha_A \cdot F_A [T_{inside}(\tau) - T_A(\tau)] - \frac{F_{gr}}{R} [T_{inside}(\tau) - T_{outside}(\tau)] \right] \quad (1.24)$$

$$\frac{dT_A}{d\tau} = \frac{\alpha_A F_A}{c_A m_A} [T_{inside}(\tau) - T_A(\tau)], \quad (1.25)$$

Ці залежності не можна виразити явно в аналітичному вигляді, оскільки функції $T_{inside}(\tau)$ та $Q_3(\tau)$ визначаються експериментальними даними і тому мають суто нелінійний характер. Системи (1.24), (1.25) інтегрувалися чисельно методом Ейлера [14]. Відповідно до [94], максимальний коефіцієнт

тепловіддачі з поверхні теплиці становить $\alpha = 8,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

У роботі [95] наведено результати дослідження впливу методу нагріву на тепличний мікроклімат та енергоспоживання. Дані отримано під час аналізу трьох способів обігріву теплиць: з використанням нагрівальних труб на ґрунті, з використанням повітропідігрівачів і комбінований на їхній основі. Показано, що використання комбінованої системи є сприятливим, тому що поліпшується мікроклімат теплиці та запобігає появі конденсату на пластикових плівках. Однак застосування цих способів вимагають великих витрат енергії на нагрівання. У роботі [96] для зниження енергетичних витрат запропоновано використовувати систему сонячних колекторів. У роботі [31] наведено результати експериментального дослідження енергетичного балансу теплиці без підігріву в умовах жаркого та посушливого клімату. У роботі [97] наголошується на основній проблемі, що гальмує використання всього потенціалу природних і поновлюваних джерел енергії.

Процес нагріву та охолодження теплиці є нестационарним, що істотно ускладнює математичне моделювання та отримання залежностей для розрахунку температур і теплових потоків. Цю проблему можна усунути за використання наближення, застосованого авторами [98]. Як показано в роботі, для проведення оціночних розрахунків раціонально використовувати наближення до стаціонарних умов у разі завдання середніх значень температур і теплових потоків. Аналіз літературних даних [52] свідчить, що розробка регенераторів із щільними шарами гранульованих матеріалів є перспективною щодо розвитку енергоощадних систем нагрівання та охолодження. Водночас необхідні додаткові знання про особливості конструювання ґрунтового регенератора з урахуванням теплообміну між потоком газу та твердими частинками.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Технологія накопичення теплової енергії дає найкращі шанси

збалансувати попит і пропозицію за рахунок подолання переривчастості та нестабільності реальних джерел тепла, що призводить до створення більш універсальної, стійкої та надійної системи теплової енергії. Застосовуються технології, засновані на зберіганні тепла за рахунок теплоємності доступних матеріалів, такі як тверді породи або каміння.

2. Застосування шару гранульованих матеріалів для акумуляції теплоти має низку переваг: висока теплопровідність, висока теплоємність, енергоефективність, можливість регулювання температури. Внаслідок цього гранульовані матеріали можуть бути корисним компонентом у системах опалення, охолодження та енергозбереження.

3. Енергоефективні технології системи зберігання теплової енергії містять величезний потенціал, реалізація якого дасть змогу подолати невідповідність між енергопостачанням і попитом на енергію.

4. Отримання адекватної математичної моделі дозволить суттєво розширити область досліджень та скоротити час визначення основних теплових характеристик процесу. Наразі немає точних аналітичних рішень математичних моделей, що описують нестационарний процес теплообміну в щільному шарі гранульованого матеріалу. Кінцевою ціллю такого рішення є отримання аналітичної залежності для розрахунку температури гранульованого матеріалу в довільній точці по довжині каналу в заданий час процесу нагрівання або охолодження.

5. Більшість експериментальних досліджень спрямована на зіставлення швидкостей теплообміну (як правило, у безрозмірній формі) з числом Рейнольдса. У літературі представлені кореляції числа Нуссельта для щільних шарів, рухомих і нерухомих, для частинок великого розміру (1 - 3 см, 4 - 13 см) і малого розміру (до 0,5 мм) різної форми. Дослідження проводили на різних матеріалах, у літературних джерелах представлено кореляції для коефіцієнта теплопередачі та тертя залежно від форми та розміру часток матеріалу. Загальної залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі між шаром

часток і газовим потоком не існує. Кожний окремих випадок теплообміну має потребу у відповідній кореляційній залежності.

6. Застосування акумуляторів з щільними шарами передбачає помірні швидкості теплопередачі і перепади тиску, і через це рекомендується використовувати пасивні сонячні системи для зберігання теплової енергії.

7. Шари, що складаються з частинок довільної форми, демонструють дещо прогресивніше збільшення теплопровідності з температурою, ніж сферичні частинки (наприклад, корунд або кварцовий пісок), оскільки несферичні частинки розташовані ближче одна до одної, що призводить до підвищеної тепловіддачі. Ефективна теплопровідність нерухомого шару сипучого матеріалу істотно залежить від типу контакту між частинками; вона різна для сфер і циліндрів.

8. Важливим розділом дослідження взаємопов'язаних процесів перенесення теплоти і маси є проведення порівняння чисел Нуссельта і Шервуда. Особливий інтерес представляють кореляція Вітакера для обмеженого простору (щільний пористий шар з протіканням повітря через пори). Дослідження роботи скельного акумулятора S. Kurpaska в режимах заряджання і розряджання дає максимально наближений до досліджуваної проблеми опис процесів перенесення теплоти і маси.

9. На інтенсивність тепло- і масообміну чинить значний вплив напрямок руху фаз: більш високе значення середньої рушійної сили процесів досягається за умови протитечії фаз; менше - за прямогоку та проміжне - за перехресного потоку.

10. Розроблення регенераторів з щільними шарами гранульованих матеріалів є перспективним щодо розвитку енергозберігаючих систем нагріву та охолодження. Показано раціональність розроблення ґрунтового регенератора для теплиць, водночас необхідні додаткові відомості щодо особливостей їхнього конструювання з урахуванням знань теплообміну між потоком газу і твердими частинками.

11. Повідомляється лише про кілька досліджень з оптимізації на основі

економічної ефективності. Доцільним є використання акумулювальних матеріалів відносно великих розмірів часток для значного зниження потужності вентилятора, проте таких досліджень незначна кількість. Також не виявлено досліджень щодо акумулювальних елементів середнього розміру, що дало б змогу знайти компроміс між акумулюванням тепла та перепадом тиску в системі зберігання зі щільним шаром.

Список використаних літературних джерел до розділу 1

1. Sciacovelli A., Vecchi A., Ding Y. Liquid air energy storage (LAES) with packed bed cold thermal storage – From component to system level performance through dynamic modelling. *Applied energy*. 2017. Vol. 190. P. 84–98. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.118>.

2. World energy consumption statistics | enerdata. *World Energy Statistics | Enerdata*. URL: <https://yearbook.enerdata.net/total-energy/world-consumption-statistics.html>.

3. Singh H., Saini R. P., Saini J. S. A review on packed bed solar energy storage systems. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2010. Vol. 14, no. 3. P. 1059–1069. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.022>.

4. Russell J., Edwin F. Dissipation of elastic wave energy in granular soils. Michigan : University of Michigan, 1963. 64 p.

5. Broughton J., Kubie J. A note on heat-transfer mechanism as applied to flowing granular media. *International journal of heat and mass transfer*. 1976. Vol. 19, no. 2. P. 232–233. URL: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(76\)90119-8](https://doi.org/10.1016/0017-9310(76)90119-8).

6. Фиалко Н. М., Степанова А. И., Навродская Р. А. Основные принципы оптимизации теплоутилизационных систем энергетических установок. *Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики* : Сборник трудов, м. Киев, 10–14 черв. 2022 р. Киев, 2020. С. 68–72.

7. Mitali J., Dhinakaran S., Mohamad A. A. Energy storage systems: a review. *Energy storage and saving*. 2022. URL: <https://doi.org/10.1016/j.enss.2022.07.002>.
8. Kalaiselvam S., Parameshwaran R. Energy storage. *Thermal energy storage technologies for sustainability*. 2014. P. 21–56. URL: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-417291-3.00002-5>.
9. Фіалко Н. М., Тимченко М. П. Технології накопичення енергії у складі інтелектуальних систем енергозабезпечення. *Пром. теплотехніка*. 2017. Т. 39, № 4. С. 44–54.
10. Performance assessment of combining rock-bed thermal energy storage and water filled passive solar sleeves for heating Canarian greenhouse / A. Bazgaou et al. *Solar energy*. 2020. Vol. 198. P. 8–24. URL: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.01.041>.
11. Lukyanov A. V., Ostapenko V. V., Aleksandrov V. D. Thermal energy accumulators based on phase transition. *Вісник донбаської національної академії будівництва і архітектури*: збірник наукових праць, Макіївка, 25 October 2010. Макіївка, 2010. P. 64–69.
12. Numerical and experimental studies on heat transfer characteristics of thermal energy storage system packed with molten salt PCM capsules / S. Bellan et al. *Applied thermal engineering*. 2015. Vol. 90. P. 970–979. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.056>.
13. Rady M. Thermal performance of packed bed thermal energy storage units using multiple granular phase change composites. *Applied energy*. 2009. Vol. 86, no. 12. P. 2704–2720. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.027>.
14. Savytskyi M., Danishevskyy V., Bordun M. Accumulation of solar energy to heat greenhouses. *IOP conference series: materials science and engineering*. 2020. Vol. 985. P. 012013. URL: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/985/1/012013>.
15. Ivanko A., Kalinichenko A., Shmat N. The solar vegetarianium. *Kuyv. Kuyv*, 1996. P. 112.

16. Zhang X., Yang L. Dense granular flow as heat transfer media: a new type of high power target design. *Principles and applications in nuclear engineering - radiation effects, thermal hydraulics, radionuclide migration in the environment*. 2018. URL: <https://doi.org/10.5772/intechopen.77276>.

17. Spelt J. K., Brennen C. E., Sabersky R. H. Heat transfer to flowing granular material. *International journal of heat and mass transfer*. 1982. Vol. 25, no. 6. P. 791–796. URL: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(82\)90091-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(82)90091-6).

18. Díaz-Heras M., Belmonte J. F., Almendros-Ibáñez J. A. Effective thermal conductivities in packed beds: review of correlations and its influence on system performance. *Applied thermal engineering*. 2020. Vol. 171. P. 115048. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115048>.

19. Khor J. O., Yongliang L., Alessandro R. Packed bed regenerators using cascaded phase change materials : overcharging and possible solutions. *Proceedings of 13th conference on sustainable development of energy, water and environment systems* : Conference, Singapore. Singapore, 2018. P. 1–16.

20. Кам'яний акумулятор енергії - майбутнє відновлювальної енергії. *Компанія Сахара - повний спектр послуг для енергоефективного будинку | ТОВ «Сахара»*. URL: <https://сахара.ua/kompaniya-statti-kamjani-j-akumuljator-energiji-majbutnje-vidnovljuvalnoji-energiji>.

21. Батарея з піску почала давати тепло. Як це працює й економить електрику - BBC News Україна. *BBC News Україна*. URL: <https://www.bbc.com/ukrainian/vert-fut-63517980>.

22. What is a sand battery? – polar night energy. *Polar Night Energy*. URL: <https://polarnightenergy.fi/sand-battery>.

23. Paksoy H. Ö., Beyhan B. Thermal energy storage systems for greenhouse technology. *Advances in thermal energy storage systems*. 2021. P. 699–715. URL: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-819885-8.00025-5>.

24. Bott C., Dressel I., Bayer P. State-of-technology review of water-based closed seasonal thermal energy storage systems. *Renewable and sustainable energy*

URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.048>.

25. Nordell B. Underground thermal energy storage (UTES). *International conference on energy storage : наукова конференція, LLeida, 16–18 May 2012*. LLeida, 2013.

26. Totschnig G., Suna D., {Pardo Garcia} N. Assessment of a seasonal cavern thermal storage for district heating in the city of graz. *EuroHeat&Power*. 2021. P. 29--31.

27. Velraj R. Sensible heat storage for solar heating and cooling systems. *Advances in solar heating and cooling*. 2016. P. 399–428. URL: <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100301-5.00015-1>.

28. Gabriëlsson A., Bergdahl U., Moritz L. Thermal energy storage in soils at temperatures reaching 90°C. *Journal of solar energy engineering*. 2000. Vol. 122, no. 1. P. 3–8. URL: <https://doi.org/10.1115/1.556272>.

29. Investigation of thermal energy accumulation using soil layer for buildings' energy efficiency / T. Zdankus et al. *Sustainability*. 2022. Vol. 14, no. 9. P. 5247. URL: <https://doi.org/10.3390/su14095247>.

30. The accumulation and heat transfer in soils / A. Kapjor et al. *Structure & environment*. 2014. Vol. 6, no. 4. P. 43–46.

31. Experimental study of the energy balance of unheated greenhouse under hot and arid climates: study for the night period of winter season / K. Mesmoudi et al. *Journal of the association of arab universities for basic and applied sciences*. 2010. Vol. 9, no. 1. P. 27–37. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jaubas.2010.12.007>.

32. Ma Z., Glatzmaier G. C., Mehos M. Development of solid particle thermal energy storage for concentrating solar power plants that use fluidized bed technology. *Energy procedia*. 2014. Vol. 49. P. 898–907. URL: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.097>.

33. Baumann T., Zunft S. Properties of granular materials as heat transfer and storage medium in CSP application. *Solar energy materials and solar cells*. 2015. Vol. 143. P. 38–47. URL: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2015.06.037>.

34. Sassine N. Study of the thermo-mechanical behavior of granular media and interactions medium-tank : doctoral dissertation. Grenoble, 2016. 162 p.
35. Coulson and richardson's chemical engineering. Elsevier, 2019.
URL: <https://doi.org/10.1016/c2014-0-01370-6>.
36. Monarkin N., Monarkina T. Experimental research of a regenerative heat exchanger. *Processes*. 2022. Vol. 10, no. 1. P. 100.
URL: <https://doi.org/10.3390/pr10010100>.
37. Three-dimensional analysis of gas flow and heat transfer in a regenerator with alumina balls / Y. Liu et al. *Applied thermal engineering*. 2014. Vol. 69, no. 1-2. P. 113–122. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.058>.
38. Barua D., Gupta S. N. Ghost-field formalism for vector particles. *Physical review D*. 1974. Vol. 10, no. 10. P. 3303–3306.
URL: <https://doi.org/10.1103/physrevd.10.3303>.
39. Study on performance of the ball packed-bed regenerator: experiments and simulation / J. Yu et al. *Applied thermal engineering*. 2002. Vol. 22, no. 6. P. 641–651. URL: [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(01\)00116-8](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(01)00116-8).
40. Kravchenko M. B. Temperature waves method for modeling regenerative heat exchangers. *Journal of chemistry and technologies*. 2023. Vol. 31, no. 1. P. 195–207.
41. Adeyanju A. A., Manohar K. Theoretical and experimental investigation of heat transfer in packed beds. *Research journal of applied sciences*. 2009. Vol. 4. P. 166–177.
42. On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres / S. S. Bu et al. *Nuclear engineering and design*. 2014. Vol. 270. P. 21–33.
URL: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2014.01.001>.
43. Koshel'nik A. V. Modeling of thermal processes in the packing of regenerative heat exchangers in industrial glass-melting furnaces. *Glass and ceramics*. 2008. Vol. 65, no. 9-10. P. 301–304.
URL: <https://doi.org/10.1007/s10717-009-9074-1>.

44. Разработка математической модели регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов / А. В. Кошельник та ін. *Вісник НТУ «ХПИ»* : наук. конф., м. Харків. Харків, 2014. С. 124–131.

45. ДСТУ Б В.2.6-189:2013. Методи вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. Чинний від 2014-01-01. Вид. офіц. Київ : Мінрегіон України, 2014. 51 с.

46. Hydrodynamics and heat transfer of gas–solid two-phase mixtures flowing through packed beds – a review / Y. Ding et al. *Progress in natural science*. 2008. Vol. 18, no. 10. P. 1185–1196. URL: <https://doi.org/10.1016/j.pnsc.2008.03.023>.

47. Singh R., Saini R. P., Saini J. S. Nusselt number and friction factor correlations for packed bed solar energy storage system having large sized elements of different shapes. *Solar energy*. 2006. Vol. 80, no. 7. P. 760–771. URL: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.07.001>.

48. Heat transfer of gas–solid two-phase mixtures flowing through a packed bed under constant wall heat flux conditions / T. N. Cong et al. *Chemical engineering journal*. 2007. Vol. 130, no. 1. P. 1–10. URL: <https://doi.org/10.1016/j.cej.2006.11.006>.

49. Royston D. Heat transfer in the flow of solids in gas suspensions through a packed bed. *Industrial & engineering chemistry process design and development*. 1971. Vol. 10, no. 2. P. 145–150. URL: <https://doi.org/10.1021/i260038a001>.

50. Balakrishnan A. R., Pei D. C. T. Thermal transport in two-phase gas–solid suspension flow through packed beds. *Powder technology*. 1990. Vol. 62, no. 1. P. 51–57. URL: [https://doi.org/10.1016/0032-5910\(90\)80022-q](https://doi.org/10.1016/0032-5910(90)80022-q).

51. Arouca F. O., Barrozo M. A. S., Damasceno J. J. R. Analysis of techniques for measurement of the size distribution of solid particles. *Brazilian journal of chemical engineering*. 2005. Vol. 22, no. 1. P. 135–142.

52. Investigation of heat exchange in a blown dense layer of granular materials / A. Solodka et al. *Eastern-European journal of enterprise technologies*.

2017. Vol. 5, no. 8 (89). P. 58–64. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.112217>.

53. Li J., Mason D. J. Application of the discrete element modelling in air drying of particulate solids. *Drying technology*. 2002. Vol. 20, no. 2. P. 255–282. URL: <https://doi.org/10.1081/drt-120002542>.

54. Huber M. L. Investigation of heat transfer in packed beds at high temperatures and low Reynold's numbers : Dissertation. Golden, 1985. 212 p.

55. Sadrameli S. M., Heggs P. Heat transfer calculations in asymmetric x and unbalanced regenerators. *Iranian journal of science & tecjology*. 19. Vol. 22, no. 1. P. 77–94.

56. Narayanan C. M., Pramanick T. Computer aided design and analysis of regenerators for heat recovery systems. *Industrial & engineering chemistry research*. 2014. Vol. 53, no. 51. P. 19814–19844. URL: <https://doi.org/10.1021/ie501213s>.

57. Amelio M., Morrone P. Numerical evaluation of the energetic performances of structured and random packed beds in regenerative thermal oxidizers. *Applied thermal engineering*. 2007. Vol. 27, no. 4. P. 762–770. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.10.016>.

58. Park P. M., Cho H. C., Shin H. D. Unsteady thermal flow analysis in a heat regenerator with spherical particles. *International journal of energy research*. 2003. Vol. 27, no. 2. P. 161–172. URL: <https://doi.org/10.1002/er.865>.

59. Kilkovský B. Review of design and modeling of regenerative heat exchangers. *Energies*. 2020. Vol. 13, no. 3. P. 759. URL: <https://doi.org/10.3390/en13030759>.

60. Heat transfer to a moving packed bed of nickel pellets / M. H. I. Baird et al. *The canadian journal of chemical engineering*. 2008. Vol. 86, no. 2. P. 142–150. URL: <https://doi.org/10.1002/cjce.20023>.

61. Experimental study of the convective heat transfer coefficient in a packed bed at low Reynolds numbers / S. Messai et al. *Thermal science*. 2014. Vol. 18, no. 2. P. 443–450. URL: <https://doi.org/10.2298/tsci120715108m>.

62. Zehner P., Schlünder E. U. Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen bei mäßigen Temperaturen. *Chemie ingenieur technik*. 1970. Vol. 42, no. 14. P. 933–941. URL: <https://doi.org/10.1002/cite.330421408>.

63. Hunter A. J. Pressure difference across an aerated seed bulk for some common duct and store cross-sections. *Journal of agricultural engineering research*. 1983. Vol. 28, no. 5. P. 437–450. URL: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(83\)90135-x](https://doi.org/10.1016/0021-8634(83)90135-x).

64. ASAE D272.3. Resistance to airflow of grains, seeds, other agricultural products, and perforated metal sheets. Effective from 2017-04-16. Official edition. American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2017. 7 p.

65. Airflow versus pressure drop for bulk wood pellets / F. Yazdanpanah et al. *Biomass and bioenergy*. 2011. Vol. 35, no. 5. P. 1960–1966. URL: <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2011.01.042>.

66. Солодкая А. В., Бошкова И. Л. Математическое описание процесса теплообмена между потоками газа и дисперсного материала. *Refrigeration engineering and technology*. 2017. Т. 53, № 2. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v53i2.593>.

67. Modeling heat transfer in gas-particle mixtures: Calculation of the macro-scale heat exchange in Eulerian–Lagrangian approaches using spatial averaging / M. Belerrajoul et al. *International journal of multiphase flow*. 2019. Vol. 117. P. 64–80. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2019.04.029>.

68. Persson B. N. J. Heat transfer in granular media consisting of particles in humid air at low confining pressure. *The european physical journal B*. 2023. Vol. 96, no. 2. URL: <https://doi.org/10.1140/epjb/s10051-023-00483-5>.

69. Кобильська О. Б. Математичне та комп'ютерне моделювання теплових процесів у складних системах з рухомими та нерухомими осесиметричними елементами : автореф. дисертаційна робота. Харків, 2020. 44 с.

70. Experimental and numerical studies of Ca(OH)₂/CaO dehydration process in a fixed-bed reactor for thermochemical energy storage / Z. Zhang et al. *Chinese*

URL: <https://doi.org/10.1016/j.cjche.2023.04.018>.

71. Співак О. Ю., Задорожний В. В., Мазур В. І. Математичне моделювання процесу сушіння зернових в сушарках шахтного типу. *Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ* : наук. конф., м. Вінниця, 27–28 квіт. 2020 р. Вінниця, 2020.
URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2020/paper/view/9246>.

72. Li J., Mason D. J. Application of the discrete element modelling in air drying of particulate solids. *Drying technology*. 2002. Vol. 20, no. 2. P. 255–282.
URL: <https://doi.org/10.1081/drt-120002542> (date of access: 04.07.2023).

73. Investigation of heat transfer between a horizontal tube and gas–solid fluidized bed / N. Masoumifard et al. *International journal of heat and fluid flow*. 2008. Vol. 29, no. 5. P. 1504–1511.
URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.06.004>.

74. Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами / А. О. Курчев та ін. *Промышленная энергетика*. 2008. Т. 12. С. 33–36.

75. Experimental and modeling approach to heat and mass transfer in a porous bed of a rock-bed heat accumulator / S. Kurpaska et al. *International journal of heat and mass transfer*. 2021. Vol. 179. P. 121654.
URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121654>.

76. Beji T., Merci B. A detailed investigation on the effect of the sherwood and nusselt number modelling for the heating and evaporation of a single suspended water droplet. *Journal of physics: conference series*. 2018. Vol. 1107. P. 062002.
URL: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1107/6/062002>.

77. Evaporation modeling of water droplets in a transonic compressor cascade under fogging conditions / A. Seck et al. *International journal of turbomachinery, propulsion and power*. 2020. Vol. 5, no. 1. P. 5.
URL: <https://doi.org/10.3390/ijtp5010005>.

78. Wisniewski T. S. Some aspects of conjugated radiative-conductive heat transfer in thermal insulations. *Advances in heat transfer engineering*. 2017. P. 177–184. URL: https://www.begellhouse.com/ru/ebook_platform/edited-volume/chapter/6bba707e16a3f7ef,74349d20345038af,04f3bd090183ffbe.html.

79. Wakao N., Funazkri T. Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid mass transfer coefficients in packed beds. *Chemical engineering science*. 1978. Vol. 33, no. 10. P. 1375–1384. URL: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(78\)85120-3](https://doi.org/10.1016/0009-2509(78)85120-3).

80. Heidinger S., Unz S., Beckmann M. Heat and mass transfer to particles in one-dimensional oscillating flows. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 1. P. 173. URL: <https://doi.org/10.3390/pr11010173>.

81. Ovchinnikov L. N., Medvedev S. I. Study of heat- and mass transfer during drying of granules of organo-mineral fertilizer in dense layer. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii khimiya khimicheskaya tekhnologiya*. 2019. Vol. 62, no. 6. P. 91–97. URL: <https://doi.org/10.6060/ivkkt.20196206.5874>.

82. Sieniutycz S. A graphical approach to heat and mass exchange between gas and granular solid. *Cybernetics and physics*. 2015. Vol. 4, no. 4. P. 116–133.

83. Ziegler T., Richter I. G. Analysing deep-bed drying based on enthalpy–water content diagrams for air and grain. *Computers and electronics in agriculture*. 2000. Vol. 26, no. 2. P. 105–122. URL: [https://doi.org/10.1016/s0168-1699\(00\)00065-x](https://doi.org/10.1016/s0168-1699(00)00065-x).

84. Безродный М. К., Барабаш П. А. Гидродинамика и контактный теплообмен в газожидкостных системах : монография / ред. Н. Н. Голянд. 2-ге вид. Киев : Политехника, 2017. 558 с.

85. Andrews R., Pearce J. M. Environmental and economic assessment of a greenhouse waste heat exchange. *Journal of cleaner production*. 2011. Vol. 19, no. 13. P. 1446–1454. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2011.04.016>.

86. Thermal performance of a solar heat storage accumulator used for greenhouses conditioning / M. Hazami et al. *American journal of environmental*

sciences. 2005. Vol. 1, no. 4. P. 270–277.
URL: <https://doi.org/10.3844/ajessp.2005.270.277> (date of access: 04.07.2023).

87. Assessment of the greenhouse climate with a new packed-bed solar air heater at night, in Tunisia / S. Bouadila et al. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2014. Vol. 35. P. 31–41. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.03.051>.

88. Modeling the heat balance of a solar greenhouse with a passive heat accumulator / A. G. Khalimov et al. *Applied solar energy*. 2013. Vol. 49, no. 4. P. 211–214. URL: <https://doi.org/10.3103/s0003701x13040063>.

89. Avezov R. R. Natural heat accumulation in large enclosures of premises with an insulation passive solar heating system. *Applied solar energy*. 2016. Vol. 52, no. 3. P. 226–230. URL: <https://doi.org/10.3103/s0003701x16030038>.

90. Avezova N. R. Thermal efficiency of a heat storage for solar hot-water supply systems. *Applied solar energy*. 2006. Vol. 42, no. 2. P. 56–60.

91. Thermophysical characteristics of plastic bottles as an element of water heat accumulators in solar greenhouses / A. G. Khalimov et al. *Applied solar energy*. 2012. Vol. 48, no. 1. P. 38–41. URL: <https://doi.org/10.3103/s0003701x12010082>.

92. Development of a soil regenerator with a granular nozzle for greenhouses / I. Boshkova et al. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2020. Vol. 4, no. 8 (106). P. 14–20. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.210684>.

93. Comprehensive review on climate control and cooling systems in greenhouses under hot and arid conditions / M. Soussi et al. *Agronomy*. 2022. Vol. 12, no. 3. P. 626. URL: <https://doi.org/10.3390/agronomy12030626>.

94. Estimation of thermal performance and heat loss in plastic greenhouses with and without thermal curtains / H.-K. Kim et al. *Energies*. 2018. Vol. 11, no. 3. P. 578. URL: <https://doi.org/10.3390/en11030578>.

95. Bartzanas T., Tchamitchian M., Kittas C. Influence of the heating method on greenhouse microclimate and energy consumption. *Biosystems engineering*. 2005. Vol. 91, no. 4. P. 487–499. URL: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.04.012>.

96. Taki M., Rohani A., Rahmati-Joneidabad M. Solar thermal simulation and applications in greenhouse. *Information processing in agriculture*. 2018. Vol. 5, no. 1. P. 83–113. URL: <https://doi.org/10.1016/j.inpa.2017.10.003>.

97. Pavlov G. K., Olesen B. W. Thermal energy storage—A review of concepts and systems for heating and cooling applications in buildings: Part 1—Seasonal storage in the ground. *HVAC&R research*. 2012. P. 515–538.

98. Teitel M., Barak M., Antler A. Effect of cyclic heating and a thermal screen on the nocturnal heat loss and microclimate of a greenhouse. *Biosystems engineering*. 2009. Vol. 102, no. 2. P. 162–170. URL: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2008.11.013>.

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНЕСЕННЯ ТЕПЛОТИ І МАСИ В ЩІЛЬНОМУ ШАРІ ГРАНУЛЬОВАНОГО МАТЕРІАЛУ

2.1 Моделювання процесу тепло- і масопереносу в шарі

Для отримання розрахункових залежностей необхідні математичні моделі, що адекватно описують процес у конкретному технологічному застосуванні. При цьому слід врахувати, що математичні моделі обмежуються умовами застосовності та їхня кількість буде розширена, проте отримані на їхній основі залежності дадуть змогу максимально точно розраховувати заданий фізичний процес. У цьому підрозділі розглянемо взаємопов'язані процеси тепло- і масопереносу в нерухомому шарі, через який продувається газ. На поверхні частинок протікає екзо- або ендотермічна реакція (випаровування і конденсація вологи). На основі математичної моделі, наведеної в [1, 3], складено модель міжкомпонентного тепло- і масопереносу в щільному нерухомому шарі. Процеси перенесення в такій системі можна описати на підставі двокомпонентної гомогенної моделі, згідно з якою шар складається з двох квазігомогенних компонентів - газового і твердого [1, 2].

Кондуктивне теплоперенесення в компонентах характеризується ефективними коефіцієнтами теплопровідності, міжкомпонентний тепло- і масообмін - коефіцієнтами тепло- та масовіддачі. Дифузійним перенесенням у газі можна знехтувати. Для спрощення моделі внутрішні термічний і дифузійний опори переносу в частинках прийняті нехтуваними малими порівняно із зовнішніми, що дало змогу виключити рівняння теплопровідності та дифузії в них. Однак за необхідності зазначені опори можуть бути враховані шляхом внесення відповідних поправок до значень коефіцієнтів міжкомпонентного обміну [2 - 5]. Перенесення теплоти в газовому компоненті, зумовлене масопереносом, також не враховується.

За рівномірного розподілу за перерізом порозності шару і швидкості газу поперечні градієнти температур і концентрацій нехтувано малі порівняно з поздовжніми, унаслідок чого задачу можна вважати одновимірною.

Математична двокомпонентна модель нестационарного тепломасопереносу в шарі, отримана на підставі законів збереження і перенесення енергії та маси, включає:

- рівняння теплопереносу в газовому компоненті:

$$\rho_2 c_{p_2} \varepsilon \frac{\partial t_2}{\partial \tau} + \rho_2 c_{p_2} w_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} \right) + \alpha_M a_{num} (t_m - t_2), \quad (2.1)$$

- рівняння теплопереносу на твердому компоненті:

$$\rho_m c_m (1 - \varepsilon) \frac{\partial t_m}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{\partial t_m}{\partial x} \right) - \alpha_M a_{num} (t_m - t_2) + r_p \beta_M a_{num} (c_2 - c_m), \quad (2.2)$$

- рівняння масопереносу в газовому компоненті:

$$\rho_2 \varepsilon \frac{\partial m_2}{\partial \tau} + \rho_2 w_2 \frac{\partial m_2}{\partial x} = -\beta_M a_{num} (c_2 - c_m), \quad (2.3)$$

Начальні умови:

$$\text{за } \tau = 0: t_m = t_{m0}, m_2 = m_{20}$$

Граничні умови:

$$\text{за } x = 0: t_2 = t_2', m_2 = m_2'$$

$$\frac{\partial t_m}{\partial x} = \frac{\partial t_2}{\partial x} = \frac{\partial c_2}{\partial x} = 0$$

Де:

c_2, c_m - безрозмірні масові концентрації вологи в газовому компоненті та на поверхні частинок; λ_2, λ_m - ефективні аксіальні коефіцієнти теплопровідності газового і твердого компонентів, Вт/(м·К).

Розв'язок рівнянь (2.1 - 2.3) з відповідними умовами однозначності дає змогу знайти розподіл по висоті шару температур компонентів, концентрації вологи, кількості теплоти, переданої в процесі міжкомпонентного теплообміну.

Наведена математична модель придатна для конструкторських і перевірочних розрахунків апаратів із нерухомим щільним шаром частинок.

Математичні моделі в окремих випадках можуть бути спрощені за певних умов, що впливають із порівняльної оцінки порядку членів рівнянь, можна знехтувати кондуктивним теплопереносом:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} \right) = 0, \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{\partial t_m}{\partial x} \right) = 0;$$

За незначної зміни ефективних коефіцієнтів теплопровідності вони можуть бути прийняті постійними: $\lambda_m = const$, $\lambda_2 = const$. Було проведено аналіз чутливості моделі до похибок визначення коефіцієнтів тепловіддачі. Встановлено [1], що ця похибка істотно впливає на значення розрахункових температур. Під час розрахунків полів температур і масовмістів необхідні надійні відомості про коефіцієнти перенесення для шару і його компонентів.

Запропонована модель (2.3) описує взаємопов'язані процеси перенесення теплоти й маси в щільному нерухомому шарі. Надалі можна врахувати можливість інтенсифікації масообміну під час організації осцилювального потоку: згідно з [6], аналогію Рейнольдса (аналогію Прандтля) вважають застосовною в осцилювальних течіях [7, 8], що призводить до взаємозамінності співвідношень для числа Нуссельта і числа Шервуда. Однак запропоновані метакореляції в роботі [9] застосовні для поодинокі частинки, тому не можуть бути використані безпосередньо: представлені метакореляції дають змогу безпосередньо прогнозувати перенесення тепла (і маси) до поодинокі твердої частинки в потоці газу або рідини, який коливається, з відомим коливальним числом Рейнольдса, Re . Водночас застосування запропонованого підходу дасть змогу оцінити внесок амплітудного параметра ϵ на числа Шервуда і Нуссельта, що дає можливість визначити ефективність перенесення маси і теплоти.

Запропоновані кореляції дають змогу оцінити внесок \mathcal{E} на теплоперенос при підстановці в залежності для теплопереносу та газопереносу (2.1 - 2.3),

однак обмеженням є умова аналогії процесів тепло- і масообміну. Для визначення цієї умови можна застосовувати залежності, наведені в розділі 1 (рів. 1.15-1.20).

2.2. Математична модель теплопереносу в щільному шарі гранульованого матеріалу, що продувається

2.2.1. Отримання математичної моделі для розрахунку локальної температури шару при нестационарному нагріванні (охолодженні) наскрізним газовим потоком

Метою математичного моделювання є отримання залежності для розрахунку температури гранульованого матеріалу в нерухомому шарі, що знаходиться в каналі циліндричної форми, у процесі його нагрівання (охолодження) потоком повітря, що продувається крізь шар. Розглянутий канал моделює теплообмінну ділянку теплообмінного апарату, призначеного для утилізації (акумуляції) низькопотенційних теплових потоків.

Розрахункова залежність призначена для отримання даних за температурами в довільному перерізі шару в заданий момент часу.

Схему каналу зі щільним шаром гранульованого матеріалу представлено на рис. 2.1.

Щільний шар гранульованого матеріалу, що продувається, розглядають як систему компонентів, що взаємопроникають, - газового і твердого, у яких протікають процеси теплопереносу. Щільний шар розглядають як квазігомогенне середовище з ефективними коефіцієнтами перенесення. Ефективний коефіцієнт теплопровідності враховує перенесення теплоти теплопровідністю в частинках (продукті), через контакти і газовий прошарок між ними. Міжкомпонентний теплообмін у шарі враховується за допомогою відповідного коефіцієнта тепловіддачі α , значення якого визначається експериментальним шляхом.

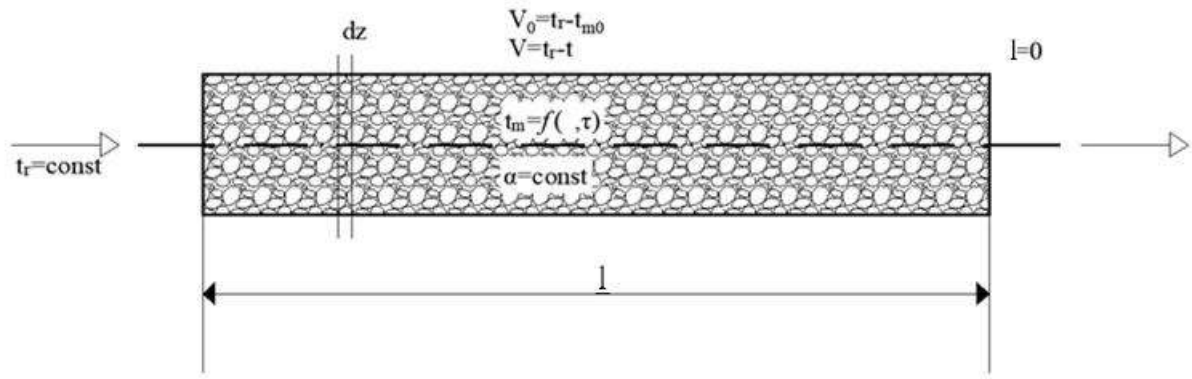


Рис. 2.1. – Схема каналу зі щільним шаром гранульованого матеріалу представлена

Рівняння теплопровідності для шару гранульованого матеріалу порозністю ε , що знаходиться в циліндричному каналі, з урахуванням тепловіддачі представлено залежністю (2.4):

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \frac{\partial t_m}{\partial \tau} = \lambda_{m_1} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} \right) + \alpha(\bar{x}, \tau) \cdot a_{num} \cdot (t_z - t_m) \quad (2.4)$$

Передбачається, що канал теплоізований. Це припущення ґрунтується на реальних умовах використання теплообмінної ділянки, для якої важливо максимально знизити втрати в навколишнє середовище. Тому в рівнянні (2.4) приймаємо $\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} = 0$. Також немає зміни температури за кутом φ ,

тому $\frac{1}{r} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = 0$.

Тоді рівняння (1) переходить до вигляду:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \frac{\partial t_m}{\partial \tau} = \lambda_{m_1} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial l^2} + \alpha(\bar{x}, \tau) \cdot a_{num} \cdot (t_z - t_m), \quad (2.5)$$

Для отримання розв'язку рівняння (2.5) замість температури вводиться надлишкова $\mathcal{G} = t_z - t_m$. Тоді рівняння (2.5) переходить до вигляду:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial \tau} = \lambda_{m_1} \cdot \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial l^2} + \alpha(\bar{x}, \tau) \cdot a_{num} \cdot (\mathcal{G}), \quad (2.6)$$

Прийнято такі умови однозначності:

1) геометричні: довжина каналу L ;

2) фізичні: $\lambda = \text{const}$, $c = \text{const}$, $a = \text{const}$; $t_z = \bar{t}_z$

3) початкові: за $\tau = 0$, $\vartheta = \vartheta_0$; $\vartheta_0 = t_z - t_m$

4) гранична умова: $\tau > 0$, $l = 0$: $\frac{\partial \vartheta}{\partial l} = 0$,

5) граничне на поверхні контакту шару твердих частинок із повітрям:

$$-\lambda_{m_1} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial l} \right)_{l=\delta} = \alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \vartheta.$$

Гранична умова (4) показує, що перетікання теплоти в кінці каналу відсутні. Для спрощення отримання розрахункових формул за математичною моделлю координата $z=0$ приймається на виході, оскільки в такому разі зручно отримати постійні інтегрування.

Розв'язок рівняння (3) отримано за допомогою методу поділу змінних [10]. Надлишкову температуру ϑ представлено у вигляді добутку двох функцій:

$$\vartheta(l, \tau) = \varphi(\tau) \psi(l), \quad (2.7)$$

Тоді рівняння (2.3) набуває вигляду:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \frac{\partial [\varphi(\tau) \cdot \psi(l)]}{\partial \tau} = \lambda_{m_1} \cdot \frac{\partial^2 [\varphi(\tau) \cdot \psi(l)]}{\partial l^2} + \alpha \cdot a_{num} \cdot \varphi(\tau) \psi(l), \quad (2.8)$$

або:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \psi(l) \cdot \partial \varphi(\tau) = \lambda_{m_1} \cdot \varphi(\tau) \cdot \partial^2 \psi(l) + \alpha \cdot a_{num} \cdot \varphi(\tau) \cdot \psi(l), \quad (2.9)$$

Розділимо (6) на $\varphi(\tau) \cdot \psi(z)$ і рівняння перетворюється таким чином, щоб зліва були величини, що містять тільки функцію, яка залежить від часу, а праворуч - тільки функцію, яка залежить від координати:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \frac{\partial \varphi(\tau)}{\varphi(\tau)} = \lambda_{m_1} \cdot \frac{\partial^2 \psi(l)}{\psi(l)} + \alpha \cdot a_{num}, \quad (2.10)$$

Розділивши ліву і праву частину на $\rho_m c_m$ і враховуючи, що коефіцієнт температуропровідності $a = \frac{\lambda_m}{\rho_m c_m}$:

$$(1 - \varepsilon) \cdot \frac{\partial \varphi(\tau)}{\varphi(\tau)} = a_m^* \cdot \frac{\partial^2 \psi(l)}{\psi(l)} + \frac{\alpha \cdot a_{num}}{\rho_m \cdot c_m}, \quad (2.11)$$

Складаємо два рівняння:

$$(1 - \varepsilon) \frac{\partial \varphi(\tau)}{\varphi(\tau)} = D, \quad (2.12)$$

$$a \frac{\partial^2 \psi}{\psi(x, y, l)} + \frac{\alpha \cdot a_{num}}{\rho_m c_m} = D, \quad (2.13)$$

Розглянемо процес, що прагне рівноваги, за якої D має бути негативною, і прийmemo $D = -a_{num} k^2$. Тоді рівняння набувають вигляду:

$$(1 - \varepsilon) \frac{\partial \varphi(\tau)}{\varphi(\tau)} = -a_{num} k^2, \quad (2.14)$$

$$a \frac{\partial^2 \psi}{\psi(x, y, l)} + \frac{\alpha \cdot a_{num}}{\rho_m c_m} = -a_{num} k^2, \quad (2.15)$$

За допомогою розрахункового програмного комплексу Maple 2022 (Додаток А) отримано розв'язок рівняння (2.15) відносно $\varphi(\tau)$:

$$\varphi(\tau) = c_1 \cdot e^{\frac{a_m k^2 \tau}{(1-\varepsilon)}}, \quad (2.16)$$

Аналогічно, розв'язок рівняння (2.16) відносно l :

$$a_m \cdot \frac{\partial^2 \psi(l)}{\psi(l)} + \frac{\alpha \cdot a_{num}}{\rho_m \cdot c_m} = -a_{num} \cdot k^2, \quad (2.17)$$

Або:

$$a_m \cdot \partial^2 \psi(l) + \frac{\alpha \cdot a_{num}}{\rho_m \cdot c_m} \cdot \psi(l) + a_{num} \cdot k^2 \cdot \psi(l) = 0, \quad (2.18)$$

У загальному вигляді розв'язок рівняння (2.17) має такий вигляд

$$\begin{aligned} \psi(l) = & c_1 \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right) + \\ & + c_2 \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right) \end{aligned}, \quad (2.19)$$

Тепер можна отримати загальний розв'язок для $\mathcal{G}(l, \tau) = \varphi(\tau)\psi(l)$, перемноживши розв'язки двох рівнянь (2.16) і (2.19):

$$\begin{aligned} \mathcal{G}(l, \tau) = \varphi(\tau)\psi(l) = & (c_1 \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right) + \\ & + c_2 \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)) \cdot c_3 \cdot e^{-\frac{a_m \cdot k^2 \cdot \tau}{(1-\varepsilon)}} \end{aligned}, \quad (2.20)$$

Для знаходження постійних інтегрування C_1, C_2, C_3 використовуються граничні та початкові умови.

$$\text{Відповідно до граничної умови (4), за } l=0: \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial l} = 0$$

Диференціюємо (2.20) за z і при $z=0$ отримуємо:

$$\begin{aligned} & c_1 \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right) \\ & \left(\frac{\quad}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} \right) - \\ & \left(\frac{c_1 \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} \right) \cdot c_3 \cdot e^{-\frac{a_m \cdot k^2 \cdot \tau}{(1-\varepsilon)}} = 0 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Тоді:

$$\begin{aligned} c_1 \cdot k \cdot \cos(k \cdot l) - c_3 \cdot k \cdot \sin(k \cdot l) &= 0, \\ c_2 \cdot \cos(0) = c_3 \cdot \sin(0) &- \text{отже, } c_2 = 0. \end{aligned}$$

Це означає, що в рівнянні (2.21) $c_2 \cdot \cos(k \cdot l)$ має бути відкинуто як таке, що не задовольняє заданим граничним умовам.

Тоді отримуємо таке рівняння:

$$\mathcal{G}(l, \tau) = \frac{c_3 \cdot e^{\frac{a_m \cdot k^2 \cdot \tau}{(1-\varepsilon)}} \cdot c_1 \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} \quad (2.22)$$

Для визначення постійної k застосуємо граничну умову (2.8) на поверхні контакту шару твердих частинок із повітрям: $-\lambda_m \left(\frac{\partial \mathcal{G}}{\partial l}\right)_{l=\delta} = \alpha \cdot (1-\varepsilon) \cdot \mathcal{G}$.

Для знаходження k використовуємо методику [16]. Диференціюємо рівняння (2.22) за l :

Відповідно до (2.22):

$$\left(\frac{\partial \mathcal{G}}{\partial l}\right) = \frac{c_3 \cdot e^{\frac{a_m \cdot k^2 \cdot \tau}{(1-\varepsilon)}} \cdot c_1 \cdot (a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}) \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m} \quad (2.23)$$

Тоді:

$$\begin{aligned} & \frac{\lambda_m \cdot c_3 \cdot e^{\frac{a_m \cdot k^2 \cdot \tau}{(1-\varepsilon)}} \cdot c_1 \cdot (a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}) \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m} = \\ & = \frac{\alpha \cdot (1-\varepsilon) \cdot c_3 \cdot e^{\frac{a_m \cdot k^2 \cdot \tau}{(1-\varepsilon)}} \cdot c_1 \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} \end{aligned}$$

Або:

$$\begin{aligned} & \frac{\lambda_m \cdot c_1 \cdot (a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}) \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m} = \\ & = \frac{\alpha \cdot (1-\varepsilon) \cdot c_1 \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} ; \end{aligned}$$

$$\frac{\lambda_m \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}}}{\alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} = \text{ctg}\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right), \quad (2.24)$$

Прийнявши, що для шару гранульованого матеріалу $Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda \cdot (1 - \varepsilon)}$,

рівняння (2.24) переходить до вигляду:

$$\frac{k \cdot L}{Bi} = \text{ctg}(\mu), \quad (2.25)$$

З характеристичного рівняння (2.25) можна отримати значення k . Аналіз (2.25) показує, що за кожного значення Bi існує нескінченна множина розв'язків. Найпростіше це рівняння розв'язується графічним способом [13].

Позначимо $g(k) = \text{ctg}\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num} \cdot l}}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right)$ і

$f(k) = \frac{\lambda_m \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}}}{\alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}$ та будуюмо відповідні графіки. Перетин

котангенсоїди $g(k)$ з кривою $f(k)$ дає значення кореня k характеристичного рівняння (2.25). На рис. 2.2 наведено приклад графіків, отриманих за $Bi = 10$ ($\lambda = 0,6$ Вт/мК, $\varepsilon = 0,4$; $L = 0,3$ м, $\alpha = 13$ Вт/(м²К):

За допомогою Maple 2022 визначено значення точок перетину $g(k)$ з $f(k)$. Для випадку $Bi = 4$ отримано значення k , які зведено в таблиці 2.1.

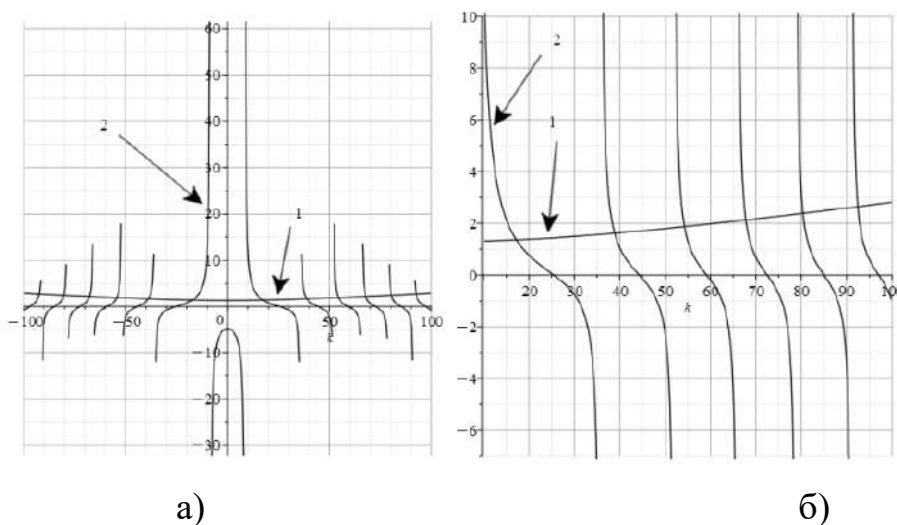


Рис. 2.2. Графічне знаходження коренів k характеристичного рівняння (2.25) за $Bi=10$. 1 – $f(k)$, 2 – $g(k)$.

Значення коренів характеристичного рівняння.

Bio=4							
f(k)=g(k)	1,64	2,02	2,41	2,79	3,18	3,57	3,96
k	11,42	33,52	48,31	61,34	73,55	85,29	96,34
Bio=10							
f(k)=g(k)	1,36	1,62	1,87	2,13	2,39	2,65	2,91
k	17,21	38,89	54,27	67,79	80,39	92,46	104,18
Bio=40							
f(k)=g(k)	0,68	0,74	0,80	0,87	0,998	1,06	1,13
k	31,25	57,56	76,59	92,92	121,74	135,06	147,91

Позначимо $c = c_1 \cdot c_2$

$$g = C \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{l \cdot \sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}}\right) \cdot e^{-\frac{a \cdot k^2 \cdot \tau}{\beta}}, \quad (2.26)$$

Видно, що існує безліч розв'язків коренів рівняння (2.26). Отже, кожному знайденому значенню кореня k відповідатиме свій приватний розподіл температури:

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= c_1 \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_1^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_1^2 + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}}\right) \cdot e^{-\frac{a \cdot k_1^2 \cdot \tau}{\beta}} \\ g_2 &= c_2 \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_2^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_2^2 + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}}\right) \cdot e^{-\frac{a \cdot k_2^2 \cdot \tau}{\beta}} \\ &\dots \\ g_n &= c_n \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_n^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_n^2 + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}}\right) \cdot e^{-\frac{a \cdot k_n^2 \cdot \tau}{\beta}} \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

Отримані приватні розв'язки (2.27) задовольнятимуть диференціальному рівнянню за будь-яких значень постійних c_1, c_2, \dots, c_n , але жодне з цих рішень

не відповідатиме дійсному розподілу температури в початковий момент часу. Однак шляхом накладення нескінченного числа таких розподілів за відповідного вибору значень c_n можна відтворити будь-яку дійсну температурну залежність у початковий момент часу. На підставі сказаного загальний розв'язок можна представити сумою нескінченного ряду:

$$g = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} C_n \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) \cdot e^{-\frac{a \cdot k^2 \cdot \tau}{\beta}}, \quad (2.28)$$

Відомо, що якщо окремі розподіли (2.27) задовольняють диференціальне рівняння та граничні умови, то й сума їх також задовольняє тим самим умовам.

Постійну C_n у рівнянні (2.27) знаходимо з початкових умов. Підпорядкувавши рівняння (2.27) початковій умові, отримаємо:

$$g_0 = F(x) = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} C_n \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right), \quad (2.29)$$

Рівняння (2.29) є розкладання парної функції в ряд Фур'є із заданими параметрами k_n , які визначаються характеристичним рівнянням (2.26). Для цієї послідовності чисел k_n , справедлива формула

$$\int_0^z M \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_n^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) \cdot M \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_m^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) \cdot dl = \begin{cases} = 0 \text{ при } m \neq n \\ \neq 0 \text{ при } n = m \end{cases} \quad (2.30)$$

за допомогою якої можна визначити всі значення коефіцієнтів C_n у рівнянні (2.26). Для цього помножимо обидві частини рівняння (2.26) на

$$\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_n^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_m^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) \cdot dl \text{ і потім проінтегруємо}$$

отримане співвідношення по довжині каналу, також позначимо

$$M = \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k_n^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} :$$

$$\int_0^z F(x) \cdot M \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) dl =$$

$$= C_n \cdot \int_0^z M \cos^2\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) dl, \quad (2.31)$$

Оскільки всі інші доданки в правій частині, для яких $n \neq m$, обертаються в нуль. Інтеграл у правій частині співвідношення (2.30) дорівнює:

$$S = \frac{\cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot L\right) \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot L\right) \cdot \sqrt{a \cdot c \cdot \rho} + \sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}} \cdot L}{2 \cdot \sqrt{a \cdot c \cdot \rho}}$$

$$C_n = \frac{1}{S} \cdot \int_0^l F(x) \cdot M \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) \cdot dl, \quad (2.32)$$

З рівняння (2.31) випливає, що C_n є функцією тільки кореня характеристичного рівняння і початкового розподілу температури.

Підставивши отриманий вираз для постійної C_n у рівняння (2.28), отримаємо остаточний вираз для розрахунку локальної температури шару матеріалу під час його нагрівання:

$$C_n = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \frac{1}{S} \cdot \int_0^l F(x) \cdot M \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) \cdot dl, \quad (2.33)$$

Рівняння (8) дає змогу отримати значення температури в будь-якій точці для будь-якого моменту часу τ за будь-якого початкового розподілу температури ϑ_0 .

Якщо в початковий момент часу ($\tau = 0$) температура розподілена рівномірно, тобто $t_z - t_m = \vartheta_0 = const$, то інтеграл у рівнянні (2.33) дорівнює:

$$J = \int_0^l F(x) \cdot M \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot l\right) dl = \vartheta_0 \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}} \cdot L}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}}\right)$$

З урахуванням сказаного, вираз для постійної C_n набуває вигляду:

$$C_n = \frac{1}{s} \cdot \mathcal{G}_0 [J], \quad (2.34)$$

Підставляючи значення c_n , отримане для випадку рівномірного розподілу температури в матеріалі в початковий момент часу, у рівняння (2.29), отримуємо:

$$\mathcal{G} = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} C_n \cdot \frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} \cdot \cos \left(\frac{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho \cdot k^2 + \alpha \cdot a_{num}}}{\sqrt{a \cdot c \cdot \rho}} l \right) \cdot e^{-\frac{a \cdot k^2 \cdot \tau}{\beta}} \quad (2.35)$$

Область застосовності отриманої залежності (припущення).

1. Температура потоку газу на вході постійна.
2. Під час теплообміну між шаром і газом встановлюється певна ефективна температура в перерізах по довжині каналу.
3. Теплоізоляція зовнішньої поверхні каналу ідеальна, тобто втрати теплоти в навколишнє середовище відсутні.
4. Витрату повітря визначає коефіцієнт тепловіддачі (коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну), який обчислюється на основі експериментальних даних.
5. Коефіцієнт тепловіддачі приймається постійним для всього періоду нагрівання (охолодження). Це припущення вносить похибку в розрахункові дані, тому за необхідності уточненого розрахунку слід застосовувати емпіричні залежності $\alpha = f(\tau)$, отримані для конкретного виду шару з гранульованим матеріалом.

2.2.2. Верифікація математичної моделі

Розрахунок температур по довжині каналу в різні моменти часу проводили за таких вихідних даних:

Матеріал - гравій, теплоємність $c = 860$ Дж/кг·К, густина $\rho = 1500$ кг/м³, теплопровідність $\lambda = 0,6$ Вт/м·К, порозність $\varepsilon = 0,4$, питома поверхня частинок $a_{num} = 800$ м²/м³, довжина каналу 1 м.

На рис. 2.2 наведено графіки зміни температур для часу $\tau = 60$ с, $\tau = 900$ с, $\tau = 1800$ с, $\tau = 2400$ с, $\tau = 1800$ с. Початкова температура матеріалу - 20 °С, температура повітря на вході - 40 °С.

Вибір значення $\alpha = 17$ Вт/м²К визначався експериментальними даними, проведеними в подібних умовах [17]. Зміна температури шару по довжині каналу в різні моменти представлена на рисунку 2.3. Аналіз графіка показує, що по довжині каналу температура матеріалу зменшується, а в разі збільшення тривалості нагрівання матеріалу потоком повітря за заданого коефіцієнта тепловіддачі температура матеріалу збільшується. Якщо через 60 с надлишкова температура на початку каналу збільшилася на 3 °С, то через 3600 с температура практично зрівнялася з температурою повітря на вході, причому ця ділянка охоплює довжину 0,16 м. Далі надлишкова температура знижується у напрямку до виходу, що пояснюється зниженням температури повітря по довжині та послідовному встановленню термічної рівноваги між потоком повітря з постійною температурою і шаром матеріалу. Температура повітря на виході становила 35,6 °С. Під час зіставлення розрахункових даних за отриманою математичною моделлю з результатами експериментів [18] виходить, що через 3600 с середня температура матеріалу становила 32 °С, що на 5,8 °С нижче середньозваженої розрахункової. Це пояснюється тим, що в експерименті, проведеного в натурних умовах, температура повітря на вході змінювалася. Крім того, математична модель не враховує тепловологісні процеси, які можуть робити внесок у процес нагрівання частинок шару.

Результати розрахунку надлишкової температури шару по довжині каналу в різні моменти часу при $\alpha=17$ Вт/м²К, $\varepsilon=0,4$ наведені на рис. 2.3.

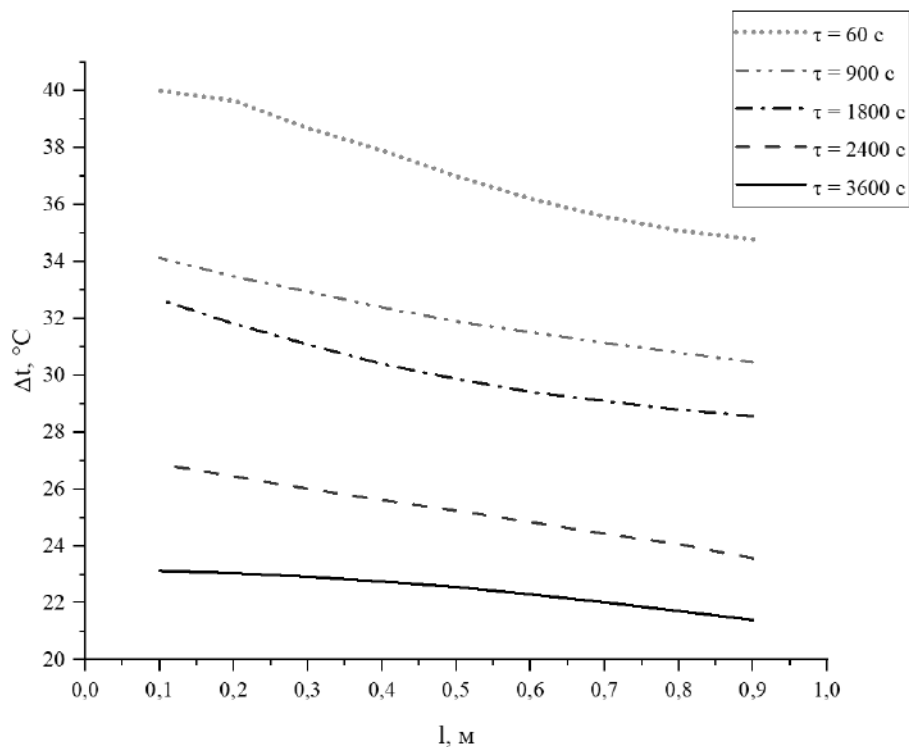


Рис. 2.3. – Зміна надлишкової температури шару по довжині каналу в різні моменти часу при $\alpha=17$ Вт/м²К, $\varepsilon=0,4$

На рис.2.4 подано результати розрахунку надлишкової температури матеріалу по довжині каналу за різних значень коефіцієнта тепловіддачі (що пов'язано зі зміною витрати повітря). Розрахункові дані для побудови графіків наведено в Додатку Б.

Розрахунки показують, що математична модель правильно відображає фізичну картину впливу витрати на теплообмін. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі призводить до інтенсифікації процесу теплообміну і, відповідно, до збільшення швидкості зростання температури.

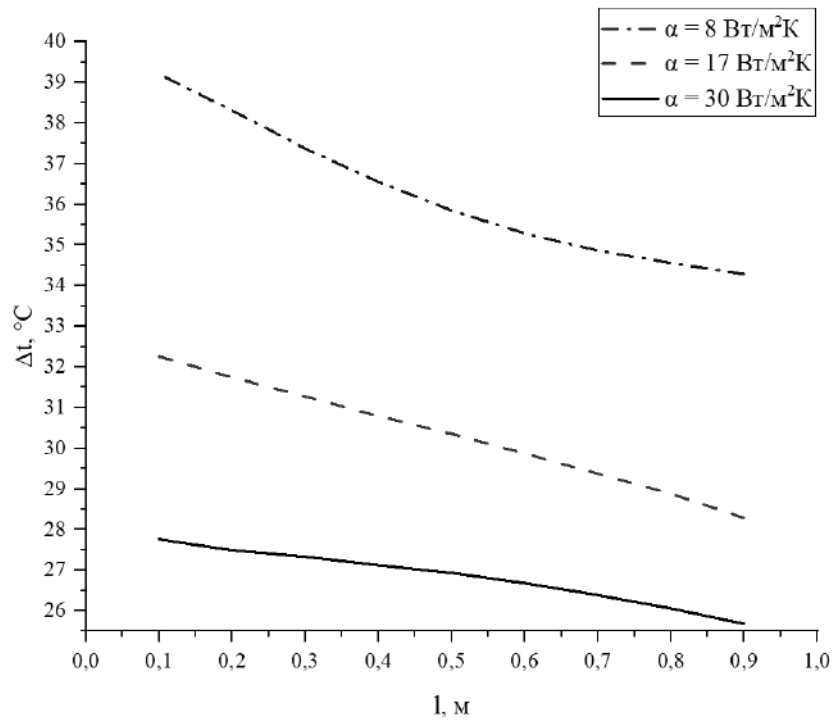


Рис. 2.4. – Розподіл надлишкової температури матеріалу по довжині каналу за різних значень коефіцієнта тепловіддачі при $\tau=1800$ с

На рис.2.5 представлено результати аналітичного дослідження впливу порозності ε на нагрівання шару матеріалу. Значення порозності ε вибирали з діапазону значень, що відповідають порозності щільного шару [19].

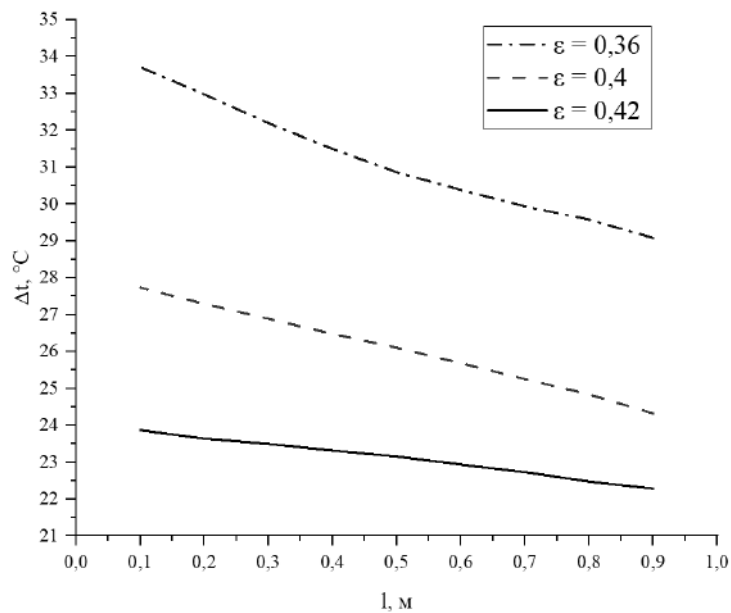


Рис. 2.5. – Впливу порозності ε на нагрівання шару матеріалу $\alpha=17$ Вт/м²К, $\tau=1800$ с

Розрахунки показують, що збільшення порозності призводить до збільшення температури матеріалу, що пов'язано зі зменшенням частки твердих частинок і, відповідно, зменшенню об'єму матеріалу, що нагрівається. Порівняльна оцінка величин показує істотний вплив порозності: так, у разі збільшення ϵ в 1,17 раза (від $\epsilon = 0,42$ до $\epsilon = 0,36$) призводить до збільшення температури матеріалу на вході в канал у 1,42 раза - від температури $t = 24,3$ °С до $t = 33,8$ °С.

Вплив щільності матеріалу на температуру демонструється на рис.2.6

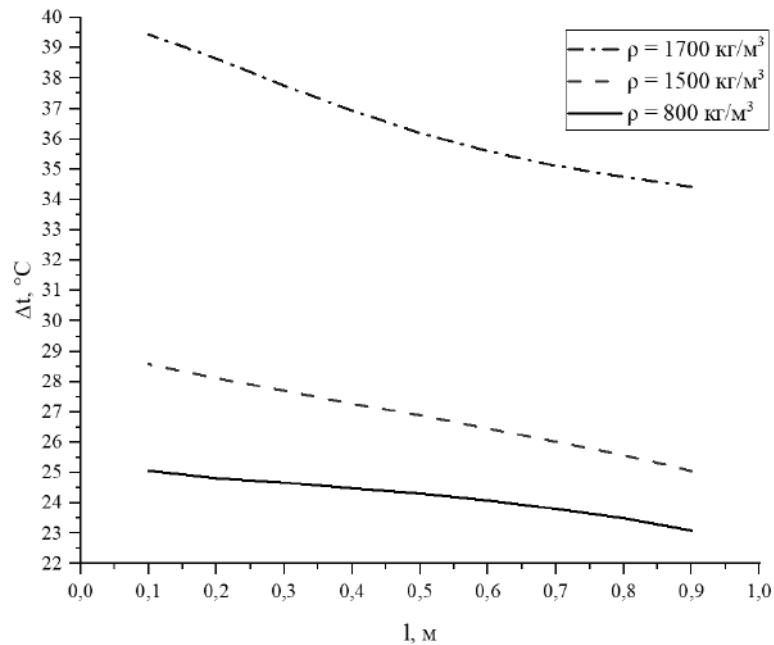


Рис. 2.6. – Розподіл температури шару по довжині каналу за різної щільності матеріалу. $\alpha=17$ Вт/м²К, $\tau=1800$ с, $\epsilon=0,4$.

Видно, що щільність матеріалу істотно впливає на температуру шару, що пов'язано з необхідністю нагріву більшої маси матеріалу, що міститься в теплообмінному каналі. Так, матеріал із густиною 800 кг/м³ (керамзит) за 1800 с нагрівся на 14,6 °С вище, за надлишковою температурою, за фракцію гравію густиною 1700 кг/м³. Таким чином, вплив густини, визначений розрахунковим шляхом, відповідає фізичній картині явищ теплообміну в умовах, що розглядаються.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Складено модель міжкомпонентного тепло- і масопереносу в щільному нерухомому шарі, що описує процеси перенесення в системі на основі двокомпонентної гомогенної моделі, згідно з якою шар складається з двох квазігомогенних компонентів - газового і твердого.

2. Складено математичну модель нестационарного теплообміну між нерухомим шаром гранульованого матеріалу, що знаходиться в каналі циліндричної форми, і потоком повітря, що продувається крізь шар. Розглянутий канал моделює теплообмінну ділянку теплообмінного апарата, призначеного для утилізації (акумуляції) низькопотенційних теплових потоків.

3. У результаті розв'язання математичної моделі отримано залежність для розрахунку температури локальної температури гранульованого матеріалу залежно від часу його нагрівання (охолодження).

4. Представлена математична модель адекватно описує процес нагріву шару гранульованого матеріалу в теплообмінному каналі, враховує вплив густини, коефіцієнта тепловіддачі, тривалості процесу нагріву та порозності.

5. Під час отримання даних за допомогою наведеної температурної залежності слід враховувати прийняті припущення, зокрема, відсутність втрат теплоти в навколишнє середовище, сталість витрати повітря (коефіцієнта тепловіддачі), а також те, що процеси масообміну не враховують, що може бути суттєвим у разі великої вологості газового (повітряного) потоку або за наявності конденсату на поверхні частинок у шарі матеріалу.

6. Розрахункові дані задовільно корелюються з експериментальними, отриманими в подібних умовах. Так, через 3600 с середня температура матеріалу в експерименті становила 32 °С, що на 5,8 °С нижче середньозваженої розрахункової. Для уточнення розрахунку слід мати у своєму розпорядженні точні дані щодо теплофізичних характеристик матеріалу, його порозності та значення питомої поверхні частинок.

7. Збільшення порозності призводить до збільшення температури матеріалу: за результатами розрахунку нагрівання шару гравію зі збільшенням ε в 1,17 разів (від $\varepsilon = 0,42$ до $\varepsilon = 0,36$) температура матеріалу на відстані 0,2 м від входу в канал за $\tau=1800$ с збільшилась у 1,42 разів - від температури $t = 24,3$ °С до $t = 33,8$ °С;

8. Щільність матеріалу істотно впливає на температуру шару. Так, матеріал із щільністю 800 кг/м^3 (керамзит) за 1800 с нагрівся на $14,6$ °С вище за фракцію гравію щільністю 1700 кг/м^3 порозністю $\varepsilon = 0,4$.

9. Підвищення швидкості фільтрації для шару керамзиту з часом нагрівання $\tau=1800$ с підвищення швидкості фільтрації від $0,3$ м/с до $1,5$ м/с призводить до збільшення температури в 1,42 рази, з температури $27,5$ °С до температури 39 °С, за наступними умовами: відстань від входу $L=0,2$ м, температура повітря на вході $t = 40$ °С, порозність $\varepsilon = 0,4$, питома поверхня частинок $a_{num}=820 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Список використаних літературних джерел до розділу 2

1. Календерьян В. А., Бошкова И. Л. Тепломассоперенос в аппаратах с плотным дисперсным слоем : монография. Киев, 2011. 184 с.

2. Аналитическое исследование теплопереноса в плотном слое гранулированного материала с внутренними источниками теплоты / И. Л. Бошкова та ін. Refrigeration engineering and technology. 2018. Т. 54, № 2. С. 36–42. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v54i2.1029>.

3. Kakaç S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design, fourth edition. Taylor & Francis Group, 2020. 528 p.

4. Smith S. A., Langrish T. A. G. Multicomponent solid modeling of continuous and intermittent drying of pinus radiatasapwood below the fiber saturation point. Drying technology. 2008. Vol. 26, no. 7. P. 844–854. URL: <https://doi.org/10.1080/07373930802136012>.

5. Ramadhan A. A., Al Anii Y. T., Shareef A. J. Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow. *Heat and mass transfer*. 2012. Vol. 49, no. 2. P. 185–195. URL: <https://doi.org/10.1007/s00231-012-1076-9>.
6. Heidinger S., Unz S., Beckmann M. Heat and mass transfer to particles in one-dimensional oscillating flows. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 1. P. 173. URL: <https://doi.org/10.3390/pr11010173> (date of access: 03.07.2023).
7. Inertial particle trapping in viscous streaming / K. Chong et al. *Physics of fluids*. 2013. Vol. 25, no. 3. P. 033602. URL: <https://doi.org/10.1063/1.4795857> (date of access: 03.07.2023)
8. Heidinger S., Unz S., Beckmann M. Simple particle relaxation modeling in one-dimensional oscillating flows. *Multiphase flows and particle technology*. 2022. Vol. 10, no. 7. P. 1322.
9. Heidinger S., Unz S., Beckmann M. Heat and mass transfer to particles in one-dimensional oscillating flows. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 1. P. 173. URL: <https://doi.org/10.3390/pr11010173> (date of access: 03.07.2023).
10. Thermal performance of Ag–water nanofluid in tube equipped with novel conical strip inserts using two-phase method: geometry effects and particle migration considerations / E. Khodabandeh et al. *Powder technology*. 2018. Vol. 338. P. 87–100. URL: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.06.038>.
11. Li C., Peterson G. P. Geometric effects on critical heat flux on horizontal microporous coatings. *Journal of thermophysics and heat transfer*. 2010. Vol. 24, no. 3. P. 449–455. URL: <https://doi.org/10.2514/1.37619>.
12. Baffle orientation and geometry effects on turbulent heat transfer of a constant property incompressible fluid flow inside a rectangular channel / Y. Menni et al. *International journal of numerical methods for heat & fluid flow*. 2019. Vol. 30, no. 6. P. 3027–3052. URL: <https://doi.org/10.1108/hff-12-2018-0718>.
13. Cheng T. S., Hsiao M. C. Numerical investigations of geometric effects on flow and thermal fields in a horizontal CVD reactor. *Journal of crystal growth*. 2008. Vol. 310, no. 12. P. 3097–3106. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jcrysgro.2008.03.007>.

14. Adzhemyan L. T., Borisenok S. V., Girina V. I. Renormalization group approach and short-distance expansion in theory of developed turbulence: asymptotics of the triplex equal-time correlation function. *Theoretical and mathematical physics*. 1995. Vol. 105, no. 3. P. 1556–1565. URL: <https://doi.org/10.1007/bf02070877>.
15. Revuzhenko A. F. *Mechanics of granular media*. Springer, 2007. 308 p.
16. Каленюк П. І., Нитребич З. М. Узагальнена схема відокремлення змінних. Диференціально-символьний метод: монографія. Львів: Львів. політехніка, 2002. 291 с.
17. Heat transfer / V. P. Isachenko et al. University Press of the Pacific, 2000. 556 p.
18. Development of a soil regenerator with a granular nozzle for greenhouses / I. Boshkova et al. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2020. Vol. 4, no. 8 (106). P. 14–20. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.210684>.
19. Experimental study of a pilot unit of a ground regenerator for greenhouses / Mukminov, I., Volgusheva, N., Georgiesh, C., Boshkova, I. et al. *ScienceRise*. 2022. Vol. 4, no. 2. P. 3–10. URL: <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2022.002411>.
20. Cooper A. I. *Porous molecular solids and liquids*. ACS central science. 2017. Vol. 3, no. 6. P. 544–553. URL: <https://doi.org/10.1021/acscentsci.7b00146>.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ҐРУНТОВОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА

3.1. Експериментальне дослідження пілотної установки ґрунтового теплообмінника

3.1.1. Мета та завдання дослідження

Об'єктом дослідження був процес теплообміну в насадці у вигляді щільного шару гравію в складі теплового регенератора, призначеного для утилізації низькопотенційної теплоти повітря в теплиці. Завданням дослідження було підвищення ефективності акумуляції теплоти повітря в теплиці в денний час регенеративним теплообмінником із гранульованою насадкою. Проведення в натурних умовах експериментальних випробувань різних моделей регенераторів з насадкою у вигляді щільного шару гранульованого матеріалу необхідне для вдосконалення конструкції та оптимізації технологічних параметрів.

Дослідження процесів теплопереносу в регенеративних теплообмінниках зі щільним шаром гранульованого матеріалу призначені для створення економічно вигідних і технічно раціональних теплообмінних пристроїв для підтримання необхідного температурного рівня в теплицях.

Метою дослідження є визначення ефективності роботи пілотної установки ґрунтового регенератора протягом доби на основі аналізу зміни температур повітря на вході та виході з температурами шару матеріалу у різних точках по довжині каналу.

Завдання дослідження:

1. Розробити та виготовити пілотну установку ґрунтового регенератора, підібрати обладнання для проведення температурних вимірювань у безперервному режимі;

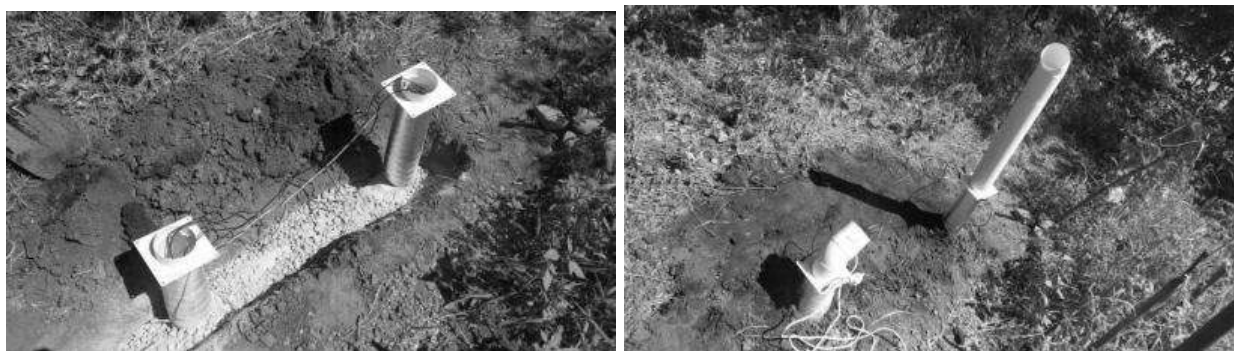
2. Провести аналіз температурних кривих для обраних точок виміру по довжині шару матеріалу, температурних кривих повітря в об'ємі теплиці та повітря навколишнього середовища протягом доби;

3. Провести оцінку акумульованої теплоти насадкою в періоді нагріву регенератора, втрат теплоти у періоді паузи і теплоти, що передається повітрю в теплиці в періоді охолодження;

4. Здійснити оцінку ефективності акумуляції теплоти потоку повітря щільним шаром гранульованого матеріалу.

3.1.2. Конструкція пілотної установки та методика проведення досліджень

Для проведення досліджень було створено пілотну установку, що моделює ґрунтовий теплообмінник і дає змогу проводити дослідження в натурних умовах. На рис. 3.1 представлено фото ґрунтового теплообмінника в процесі підготовки до випробувань. Конструктивні розміри виготовленої пілотної установки такі: діаметр теплообмінного каналу - 10 см, довжина - 1 м, товщина ізоляції - 0,8 см, висота корпусу теплиці - 1,5 м, висота вхідного повітропроводу - 1 м, висота вихідного повітропроводу 50 см.



а

б

Рис. 3.1. – Монтаж ґрунтового теплообмінника

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

Детальніше елементи монтажу та встановлення пілотної установки наведено в Додатку В.

Схему розташування ґрунтового регенератора в теплиці наведено на рисинку 3.2 [1].

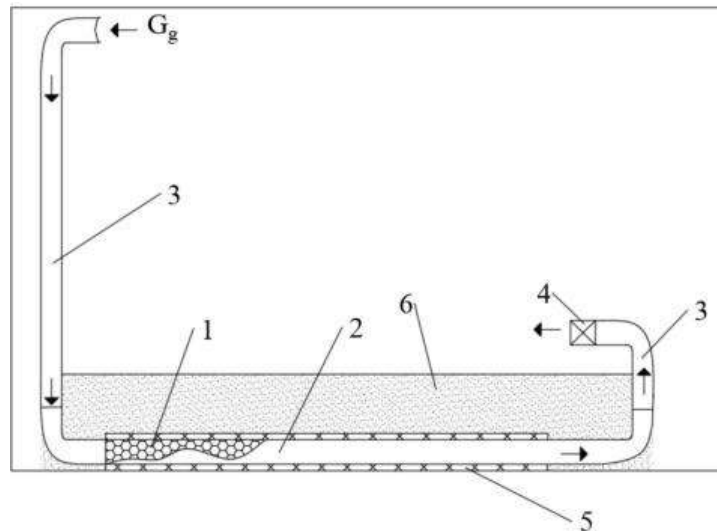


Рис. 3.2. Схема розташування ґрунтового регенератора в теплиці

1 - гранульований матеріал, 2 - теплообмінний канал, 3 - повітропровід, 4 - витяжний вентилятор, 5 - ізоляція, 6 - ґрунт у теплиці.

У періоді нагріву, повітря по повітропроводу 3 нагнітається вентилятором 4 у теплообмінний канал 2 з гранульованим матеріалом 1, нагріваючи його. Для зниження теплових втрат теплообмінний канал покривається ізоляцією 5. Теплообмінний канал розташовується під ґрунтом теплиці 6. У періоді охолодження теплота від нагрітого гранульованого матеріалу передається повітрю, що проходить каналом. Нагріте повітря надходить у внутрішній об'єм теплиці, нагріваючи його.

Теплообмінний канал і повітряні канали ґрунтового регенератора виконані з каналів круглого перетину $d = 100/0,5$. Як гранульовану насадку використовували гравій, фракція 40-60 мм.

Для термоізоляції теплообмінної ділянки в період паузи застосовувалася автоматична заслінка $d=100$ мм. Циркуляцію повітря в каналах забезпечував вентилятор Домовент ВКО 100. Температуру повітря і частинок вимірювали

термопарами TemPer 2.0. Дані термопар надходили на комп'ютер і перетворювалися в програмному продукті TemPer V27. Інтенсивність сонячного випромінювання визначали люксометром TAB8131 Lux Meter. Теплообмінний канал було вкрито ізоляційним матеріалом: каучук фрезований товщиною 12 мм. Як покриття теплиці застосовувалася плівка для тепличних господарств, яка фіксувалася на металевих стрижнях. Фото матеріалу для досліджень, приладів та їхні характеристики наведено в Додатку Г.

Схему теплообмінного каналу з ділянками розміщення термопар представлено на рис. 3.3 [1]. Загальна довжина теплообмінного каналу з насадкою з гравію становила 1 м. Для вимірювання температури частинок встановлено термопари в кількості 5 шт (номери 3, 4, 5, 6, 7), відстань між якими становила 20 см. Встановлення термопар проводилося таким чином, щоб чутливий елемент термопари контактував безпосередньо з часткою. Перша термопара знаходилася на відстані від 10 см від входу в канал, остання - на відстані 10 см від виходу. Температуру повітря на вході вимірювали термопарою 1, встановленою на вході в повітряний канал регенератора, а температуру повітря на виході вимірювали термопарою 2, встановленою на виході повітряного каналу. Для визначення температури навколишнього середовища застосовувалася термопара 8. Дані від термопар записувалися з інтервалом 3 с.

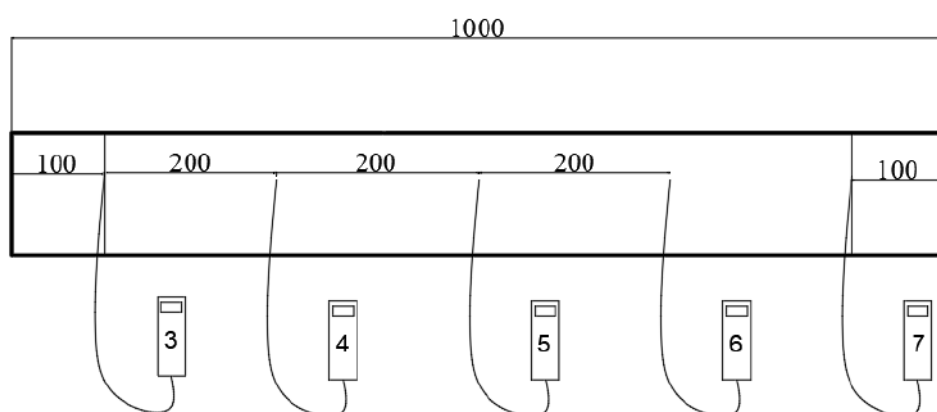


Рис. 3.3. Схема розташування термопар по довжині теплообмінного каналу

Після досягнення в теплиці заданої температури вмикався вентилятор і починався нагрів гравію в насадці. Стадія нагрівання регенератора тривала до досягнення режиму стабілізації температури насадки. Потім автоматично закривалися заслінки і починався період паузи, який тривав до досягнення заданої температури в теплиці. Після цього заслінки відкривалися і вмикався вентилятор. Дані щодо отриманих температур наведено в Додатку Д.

Результати вимірювання температур наведено на рис. 3.4. Вимірювання починалися з 9-ї години ранку (на графіку - нульова позначка) і тривали до 5-ї години ранку наступного дня. Робота регенератора була розбита на такі періоди. Протягом періоду I вентилятор був вимкнений, нагрівання гранульованої насадки не відбувалося. Температура повітря в теплиці підвищувалася до заданого значення (38 °C) в результаті сонячного випромінювання. На початку періоду II вмикався вентилятор, повітря з верхньої частини теплиці проходило через насадку, нагріваючи її. У періоді III вентилятор був вимкнений, заслінки закриті. У періоді IV працював вентилятор, проганяючи повітря через насадку. Діапазон зміни інтенсивності I сонячного випромінювання відповідно до зазначених періодів був такий: I: $I=314,78-915,08 \text{ Вт/м}^2$, II: $I= 915,08-805,271 \text{ Вт/м}^2$, III: $I= 805,271-789,17 \text{ Вт/м}^2$, IV: $I= 789,17-0 \text{ Вт/м}^2$.

На рис. 3.4 представлено криві зміни температур частинок гранульованого матеріалу в часі по довжині теплообмінного каналу, температур повітря на вході в канал і на виході з нього та температури повітря зовні теплиці.

Аналіз температурних кривих показує наступне. Крива 5 розташовується нижче за термопару 4, що правильно характеризує процес акумуляції теплоти частинками по ходу руху теплового потоку повітря. Крива температур 6 також розташована нижче кривої 5. Таким чином, криві 4, 5, 6 логічно правильно відображають процес послідовної акумуляції теплоти шарами гранульованого матеріалу. Однак крива 7 на виході теплообмінного каналу розташовується вище кривих 5 і 6. Аналіз температурних кривих дає змогу зробити висновок, що термопари, встановлені на частинках, відображають зміну температур у

різних теплообмінних зонах за умовами теплообміну. Імовірно, термомпари 3, 5 і 6 потрапляли в застійні за повітряними потоками зони, а термомпари 4 і 7 розташовувалися в зоні інтенсивного конвективного теплообміну між частинками і повітрям. Таким чином, спостерігався внесок різних складових теплообміну - теплопровідності та конвекції. Тому для більш якісного аналізу роботи регенератора доцільно усереднити дані за показаннями термомпар, встановлених на частинках.

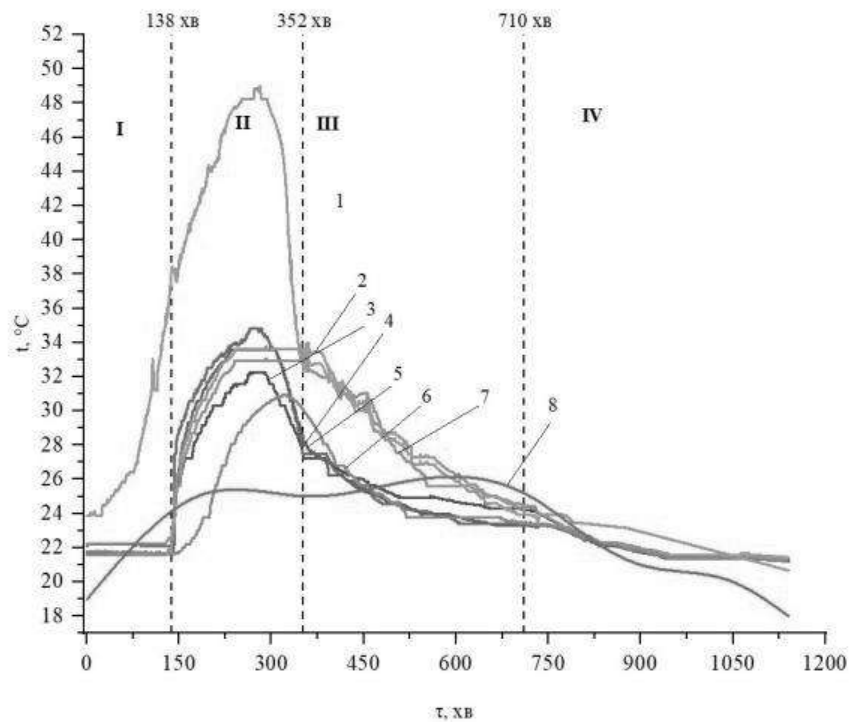


Рис. 3.4. Зміна температур повітря і насадки в часі

1 - температура повітря на вході в теплообмінний канал, 2 - температура повітря на виході з теплообмінного каналу, 3-7 - температури гранульованого матеріалу (відповідно до схеми мал. 2), 8 - температури повітря зовні теплиці.

На рис. 3.5 показано графік зміни температур повітря на вході, виході та середньої температури частинок. Температура матеріалу в періоді II (крива 3) знижується після відповідного зниження температури повітря на вході (крива 1), при цьому температура повітря на виході також знижується. У періоді III (гранульована насадка закрита заслінками) є теплові втрати від гранульованої насадки, внаслідок чого її температура падає. Аналіз кривих зміни температур

у періоді III показує, що наявна ізоляція не виключає теплові втрати в ґрунт. Ці втрати не викликані недостатньою тепловою герметичністю заслінок, оскільки температура повітря залишається вищою за температуру гранульованого шару. При відкритті заслінок і ввімкненні вентилятора в періоді IV насадка почала передавати теплоту повітрю після 1080 хв, що відповідало 3 годині ночі. За гарної ізоляції можна було мати у своєму розпорядженні теплоту $Q = 8 \cdot 10^4$ Дж, акумульовану в періоді нагрівання. Протягом паузи втрати від теплообмінного каналу в навколишнє середовище становлять 48000 Дж. Тривалість періоду становила 358 хв, при цьому середній тепловий потік відповідав 2,2 Вт.

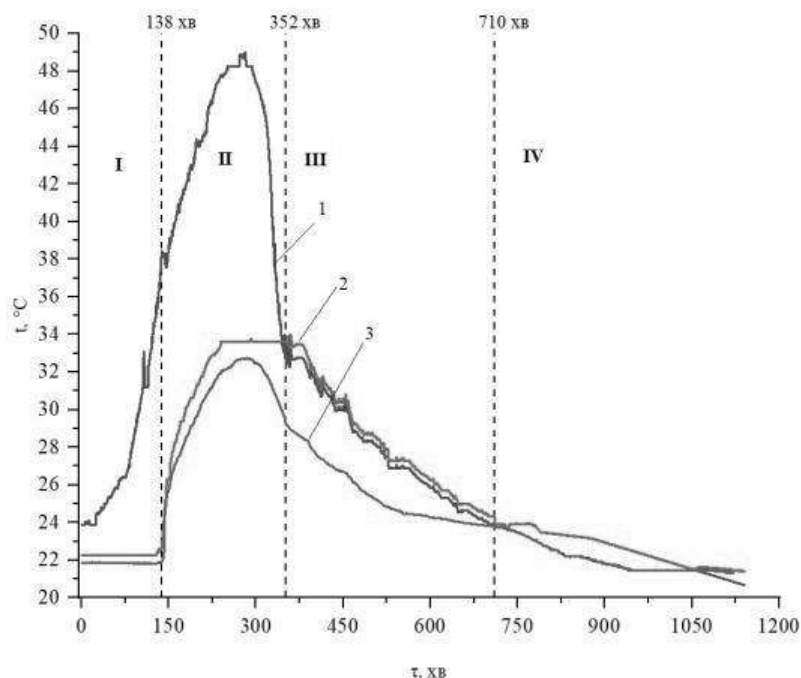


Рис. 3.5. Зміна температур ґрунтового регенератора в часі

1 - температура повітря на вході в теплообмінний канал, 2 - температура повітря на виході з теплообмінного каналу, 3 - середня по довжині каналу температура гранульованого матеріалу

I - ранковий період до ввімкнення регенератора, II - період роботи регенератора (період нагріву, з 6 до 15 години); III - період паузи (консервація насадки), IV - період охолодження регенератора (нагрів повітря в об'ємі теплиці).

Для III періоду отримано середнє значення коефіцієнта теплопередачі від гранульованої насадки в ґрунт: $k = 2,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Це значення було отримано в результаті аналізу апроксимаційних даних, Додаток Е.

Аналіз результатів показує, що за максимальної температури гранульованого матеріалу ($\tau = 280 \text{ хв}$) теплота, поглинута матеріалом, істотно нижча за теплоту, що передається від повітря в теплообмінний канал. Це можна пояснити тим, що в процесі нагрівання насадки і, відповідно, збільшення різниці температур між частинками матеріалу і ґрунту, спостерігається істотне зростання теплових втрат, незважаючи на посилену теплоізоляцію.

Аналіз температурних кривих дає змогу зробити висновок, що для підвищення ефективності роботи ґрунтового регенератора необхідно під час переходу до періоду стійкого зниження температури матеріалу завершити період нагрівання, вимкнути вентилятор і закрити заслінки. Тоді в умовах експерименту, що проводився, період нагрівання повинен був закінчитися на 290 хв.

Дослідження обмежені випробуваннями одиничного каналу. Надалі передбачаються випробування ґрунтових теплообмінників з іншими геометричними характеристиками та іншою масою завантаження. Крім того, плануються випробування в широкому діапазоні зміни температури довкілля та інтенсивності сонячного випромінювання.

За результатами аналізу випробувань зроблено такі висновки.

Температура повітря в теплиці в денний час істотно вища за температуру довкілля, що дає змогу акумулювати теплоту гранульованою насадкою з можливістю її використання в нічний час доби.

Для забезпечення раціональної роботи регенератора період нагріву повинен завершуватися в момент зниження середньої температури насадки. Після цього заслінки, що обмежують теплообмінний канал, закриваються. Починається період паузи, який триває доти, доки температура повітря в теплиці не стане нижчою за температуру насадки. Результати теплових розрахунків для періоду нагрівання наведено в Додатку Ж.

На рисинку 3.6 представлено графік зміни теплового потоку, який іде на нагрівання шару матеріалу в теплообмінному каналі, від часу. Під час розрахунку за температуру матеріалу брали середню температуру за п'ятьма термopарами.

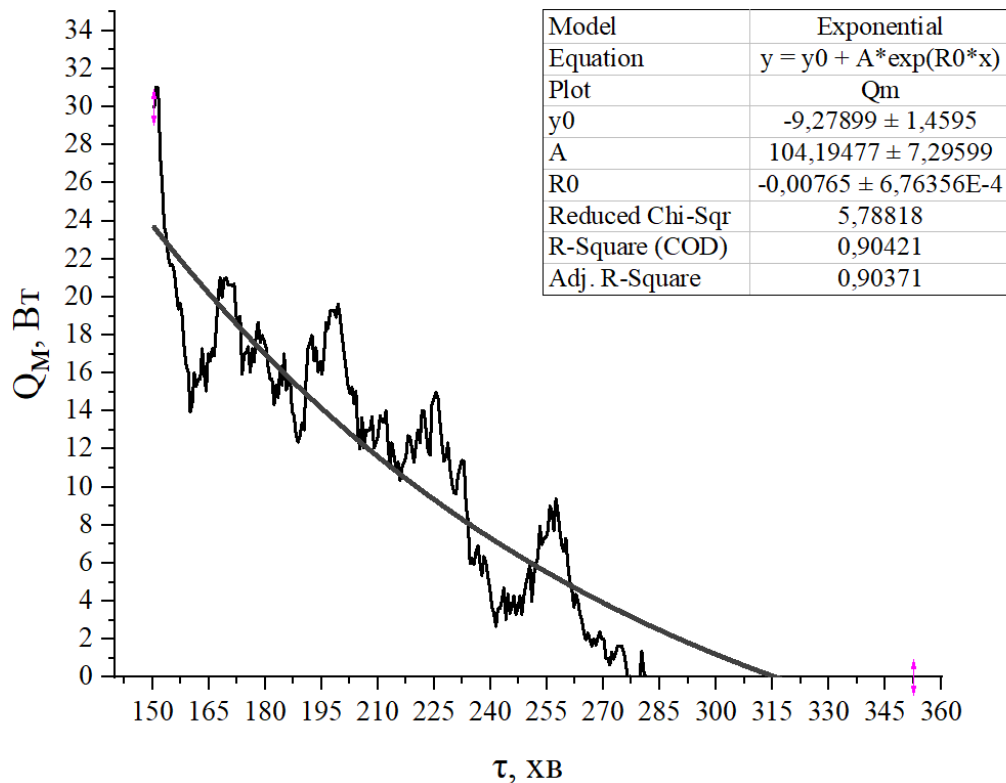


Рис. 3.6. Зміна теплоти нагрівання шару матеріалу від часу

Графік показує, що темп нагріву в часі знижується, причому найбільш інтенсивно - на ділянці від початку періоду нагріву до 160 хв. Через 280 хв. теплота нагріву стає рівною нулю.

Крива зміни теплоти нагрівання узагальнюється залежністю (3.1): **Equation Chapter (Next) Section 1**

$$Q = Q_0 + 104,195 \cdot \exp(-0,0077 \cdot \tau), \quad (3.1)$$

Максимальна похибка формули становить 37 %. Отримана залежність якісно характеризує зміну теплоти нагріву в регенераторах подібного типу, для уточнення кількісних характеристик необхідні дані за інших швидкостей продувки, розмірів каналу (маси завантаження) і видів матеріалу. Проте

експоненціальний характер залежності буде характерний для всіх умов роботи акумулятора.

Під час роботи регенератора слід враховувати потужність, споживану вентилятором. У пілотній установці застосовувався вентилятор потужністю 14 Вт. Отже, роботу регенератора в періоді нагріву тут має бути припинено при $\tau = 230$ хв.

За час нагрівання $\tau = 280$ хв шар гранульованого матеріалу (гравій) масою 14 кг акумулював теплоту $Q = 132$ кДж, швидкість фільтрації становила $\tau = 0,3$ м/с. Кінцева температура становила 36 °С. В умовах хорошої ізоляції для періоду паузи ця теплота може бути використана для нагрівання повітря теплиці (в періоді охолодження регенератора). Збільшення швидкості наскрізного потоку повітря підвищує можливість більш повної акумуляції теплоти шаром матеріалу, що буде доцільним в промислових теплицях.

Для кількісної оцінки впливу швидкості потоку повітря на температуру слід визначити залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості потоку, і, знаючи залежність температури шару в обраному перерізі від коефіцієнта тепловіддачі, що визначається запропонованою математичною моделлю (для аналізу використовувались дані розрахунку, за якими представлений рис. 2.4, для тривалості процесу нагрівання 1800 с), визначити формулу, що пов'язує температуру зі швидкістю потоку, теплофізичними характеристиками повітря та визначальним розміром (у цьому випадку - діаметр каналу). Відповідно до результатів дослідження теплообміну між наскрізним потоком повітря і нерухомим щільним шаром, на кафедрі тепломасообміну (нині нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики) отримано наступну залежність:

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,85}, \quad (3.2)$$

З урахуванням розрахункових даних за залежністю (2.35), отримано напівемпіричну формулу такого вигляду для розрахунку зміни температури залежно від швидкості фільтрації:

$$\Delta t = (t - t_0) = 0,109 \cdot \frac{d^{-0,15}}{\lambda} \cdot \left(\frac{w}{\nu} \right)^{0,85}, \quad (3.3)$$

Оціночні розрахунки показують, що підвищення швидкості потоку від 0,3 м/с до 1,5 м/с призводить до збільшення температури на 3,95 °С (для температури повітря $t = 40$ °С та $\tau = 1800$ с).

Середнє значення теплових втрат у III періоді (пауза) від гранульованої насадки в ґрунт становило 2,2 Вт, що відповідало коефіцієнту теплопередачі $k=2,34$ Вт/(м²К). Низьке значення коефіцієнта теплопередачі дає змогу зробити висновок, що посилення ізоляції теплообмінного каналу нераціональне. Результати теплових розрахунків для всього періоду паузи наведено в Додатку 3.

Для підвищення ефективності роботи ґрунтового регенератора під час переходу до періоду стійкого зниження температури матеріалу слід завершити період нагрівання, для чого необхідно забезпечити регенератор системою автоматики.

3.2. Аналіз розподілу температур в гранульованій насадці при нагріванні наскрізним потоком повітря

На рис. 3.7 представлені температурні криві розподілу температур по довжині теплообмінного каналу, отримані для різних моментів часу нагрівання гранульованої насадки [2]. Представлені результати для термопар 4, 5, 6, які, як було визначено вище, надають дані без кінцевих ефектів, дані термопар 3 та 7 не були обрані для подальшого аналізу.

Початкова температура матеріалу дорівнювала $t_n = 21,56$ °С. Через 10 хв. Після початку роботи регенератора при $L = 0,8$ м не змінилася: $t = 22,12$ °С. При $L=0,4$ м температура підвищилася на 7,12 °С. Через 180 с температура за $L=0,8$ м температура підвищилася до $t = 22,93$ °С, а за $L = 0,4$ м температура до $t = 31,12$ °С. Можна бачити, що шари матеріалу в каналі послідовно поглинають теплоту наскрізного потоку повітря, причому завдяки теплоємності обраного матеріалу попередні шари інтенсивно поглинають теплоту, що викликає істотне зниження інтенсивності процесу в наступних

шарах. За часом температура всіх шарів збільшується, проте теплової рівноваги за вказаний період часу не спостерігалось. Однак спостерігається зменшення різниці між температурами на межах каналу.

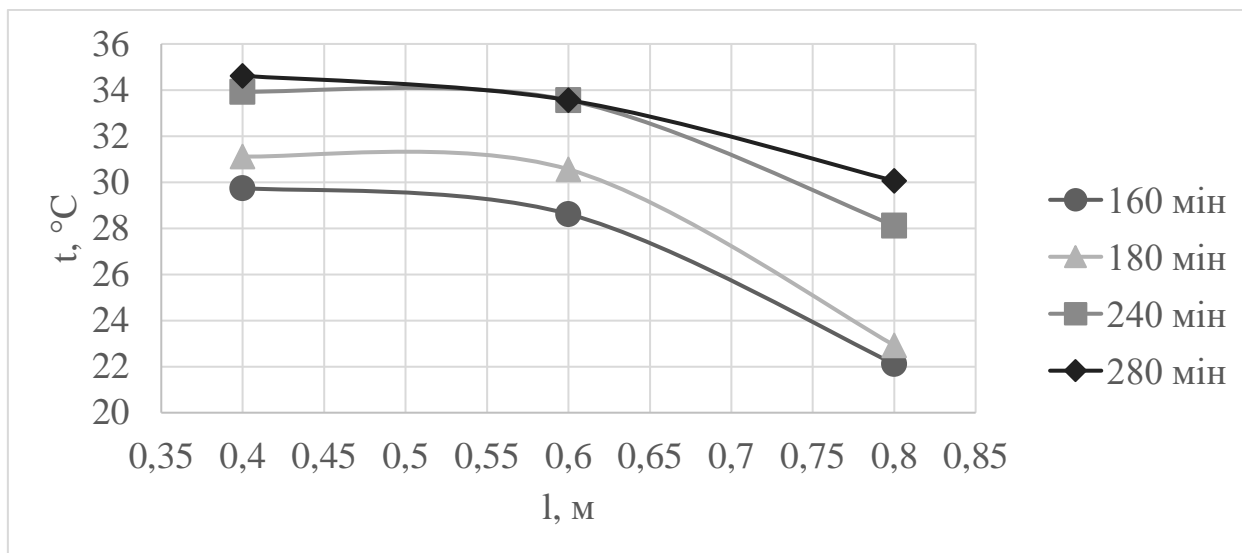


Рис. 3.7. - Температурні криві розподілу температур по довжині теплообмінного каналу

Аналіз кривих температур (рис. 3.7) показує, що в процесі нагрівання щільного шару матеріалу не спостерігається стрибкоподібних зон зміни температур, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі.

3.3. Дослідження теплообміну між потоком повітря та часткою гравію

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

В ряді випадків процесів нагрівання щільних тіл існує необхідність враховувати формування термічного шару в тілі. Тоді весь процес нагрівання (охолодження) тіла розділяють на дві стадії: у першій стадії теплота проникає від поверхні всередину тіла, температура змінюється тільки в прогрітій (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 [3] 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:

$$\delta_m^2 = 2a \tau n(n+1), \quad (3.4)$$

або в безрозмірному вигляді:

$$\Delta_m^2 = 2Fo \cdot n(n+1), \quad (3.5)$$

де $\Delta_m = \frac{\delta_m}{\ell_0}$ – безрозмірна товщина термічного шару; $Fo = \frac{a_{num} \tau}{\ell_0^2}$ – число

Фур'є.

В [3] для всіх класичних тіл рекомендовані єдині формули.

Перша стадія ($Fo \leq Fo^*$):

$$Fo^* = \frac{C_1}{2n(n+1)}, \quad (3.6)$$

$$Fo = \frac{C_1 \Delta_m^2}{2n(n+1)} \quad (3.7)$$

$$\theta = \frac{t - t_0}{t_n - t_0} = \left(\frac{y}{\delta_m} \right)^n, \quad (3.8)$$

Друга стадія ($Fo > Fo^*$):

$$\theta = \frac{t - t_n}{t_0 - t_n} = \left[1 - \left(\frac{y}{\ell_0} \right)^n \right] \exp \left[-C_3 (n + C_3) (Fo - Fo^*) \right], \quad (3.9)$$

Значення коефіцієнтів для класичних тіл наведені в [3].

При проведенні розрахункових досліджень у якості частки досліджувалася частка гравію. Питома теплоємність $c = 770$ Дж/(кг·К), щільність $\rho = 2700$ 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 $n=2$). Таким чином, час стадії формування термічного шару можна вважати зневажливо малим.

Дослідження процесу теплообміну потоку повітря з часткою реальних розмірів, яка по формі наближається до куба, було проведено експериментально [2]. Схема експериментальної установки наведена на рис. 3.8.

Методика експерименту полягала в наступному. У вертикальному теплообмінному каналі 2 містилася частинка гравію 3, включався вентилятор 1 і нагрівач (на схемі не показаний). Встановлювалася температура повітря.

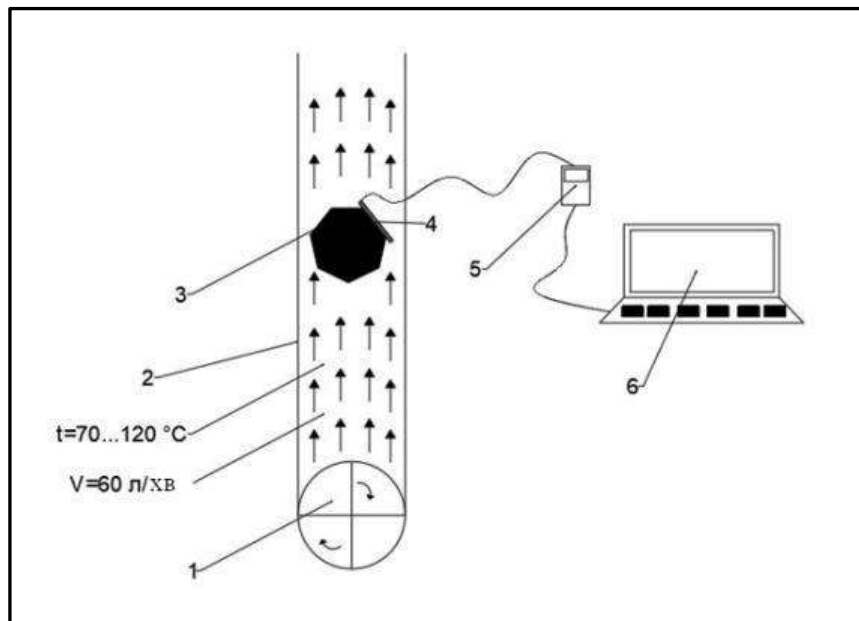


Рис. 3.8. - Схема експериментальної установки для дослідження процесу нагрівання частинки в потоці повітря

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 $t_{\text{вх}} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ наведені на рис. 3.9.

На графіку наведені температурні криві, отримані в період 60 с, для верхній, нижній, бічній лівій та бічній правій стороні, відповідно рисунку. Хід кривих подібний, розходження виникає внаслідок неоднакових умов взаємодії потоку повітря з часткою гравію. Низхідна частина кривих відповідає періоду охолодження частинки за рахунок природної конвекції після вимкнення вентилятора. Для визначення необхідності врахування похибки вимірювань на випромінювання, одночасно виконувалися вимірювання температури стінки каналу (нижня крива).

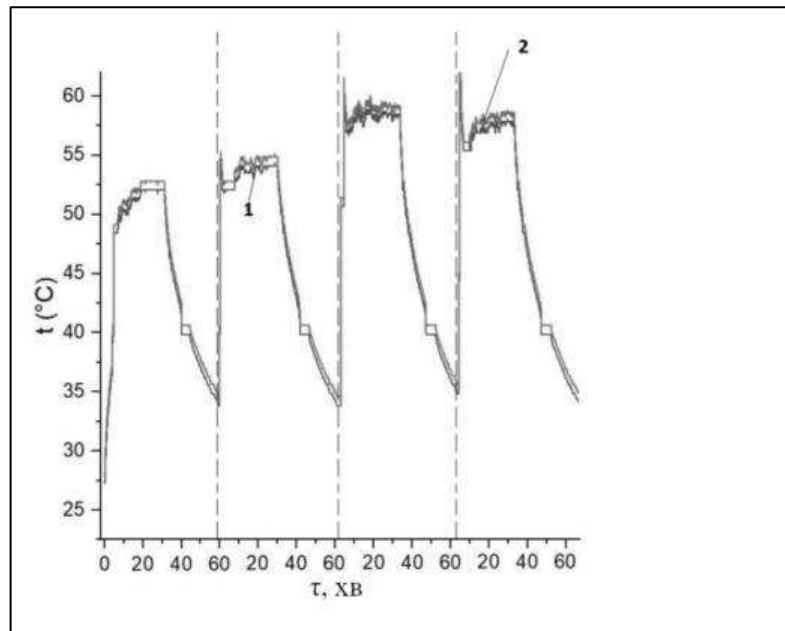
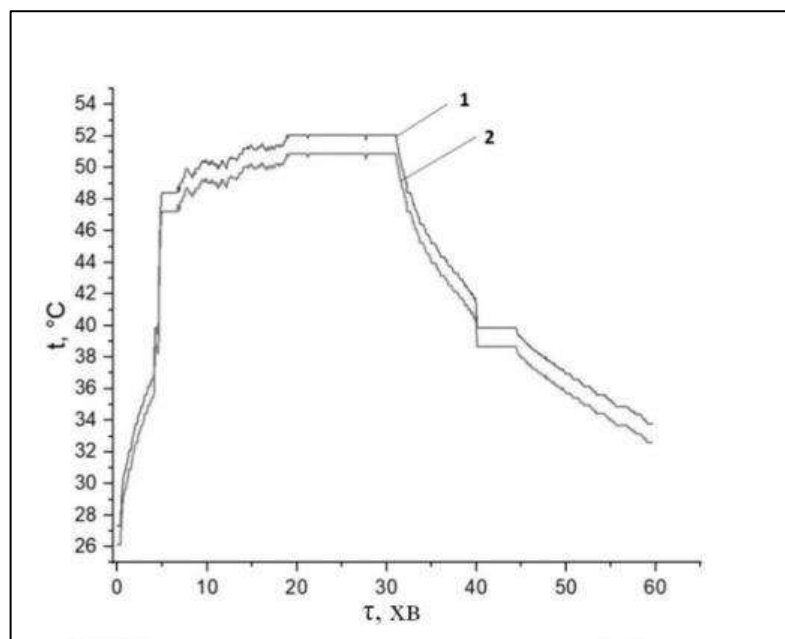


Рис. 3.9. – Температура на поверхні частки гравію при нагріванні в потоці повітря для верхній, нижній, бічній лівій та бічній правій стороні

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 гравію в якості гранульованої насадки для регенеративних теплообмінників.

На рис. 3.10 представлені температурні криві, отримані на поверхні частки гравію та всередині неї.

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



**Рис. 3.10. – Зміна температури на поверхні частки та в центрі за часом
1 - температура на поверхні частки, 2 - температура всередині частки**

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

Можна зробити висновок, що при нагріванні частки гравію, 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 частинок можна знехтувати.

3.4. Моделювання процесу нагрівання щільного шару часток в теплообмінному каналі в системі Ansys Discovery 2021 R2

Моделювання теплообміну в каналі при граничних умовах I роду в системі Ansys Discovery 2021 R2 дозволило отримати картини розподілу

температур по довжині теплообмінного каналу з гранульованою насадкою (рис. 3.11), для якої були 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.

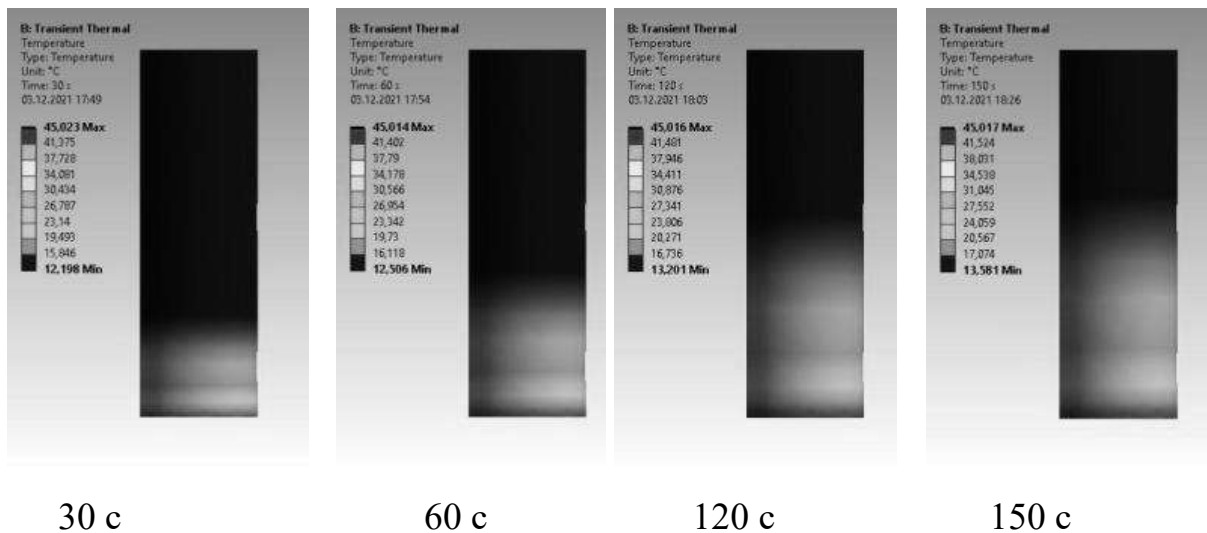


Рис. 3.11. - Розподіл температур по довжині теплообмінного каналу з гранульованою насадкою для різних періодів нагрівання

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. Дослідження процесів нагріву як одиночної частинки, так і щільного шару гранульованого матеріалу, що заповнює теплообмінний канал регенератора, так само раціонально проводити за допомогою сучасних

прикладних програм, таких як: Autodesk Fusion 360, Autodesk Inventor, Autodesk Nastran, Ansys, що дає змогу отримати наочні результати взаємодії різних теплоносіїв і оцінити інтенсивність нагрівання. Приклад роботи таких програм наведено в Додатку К.

3.5. Дослідження аеродинамічного опору нерухомого щільного шару гравію

3.5.1. Мета та актуальність дослідження аеродинамічного опору нерухомого щільного шару гравію

Нерухомий зернистий шар широко використовується в апаратах фільтрування, йонного обміну, абсорбції, ректифікації, екстракції, абсорбції, при використанні каталізаторів в хімічних процесах та ін. [6]. Під час руху потоку рідини чи газу через зернистий шар, суцільна фаза заповнює весь простір між частинками, вона одночасно рухається всередині каналів неправильної форми, що утворені цими частинками та обтікає окремі частки. Опис такого руху є змішаною задачею гідродинаміки. Інтереси нашого дослідження стосуються оцінки аеродинамічного опору щільного шару сипкого матеріалу в каналі регенеративного теплообміннику як частини ґрунтового регенератора для теплиць.

Метою даних досліджень є визначення аеродинамічного опору щільного шару сипкого матеріалу та оцінка можливості застосування теоретичних залежностей для розрахунку втрат тиску під час продувки повітрям шару гравію в циліндричному каналі. Результати досліджень опубліковані в [7].

3.5.2. Матеріали та методи дослідження залежності швидкості наскрізного потоку повітря від товщини шару гравію в каналі

Експериментальне дослідження аеродинамічного опору щільного шару в циліндричній трубі (рис. 3.12а) проводилось при варіюванні висоти шару: $H_1=0,8$ м, $H_2=0,6$ м, $H_3=0,4$ м, $H_4=0,2$ м. Для визначення втрат напору був застосований водяний дифманометр, відбірники котрого були розташовані на вході та виході труби. Процес зняття значень втрат напору показаний на рис. 3.12б. Продувка шару повітрям здійснювалась вентилятором, встановленим на вході в канал (рис. 3.12в).



Рис. 3.12. Експериментальне дослідження аеродинамічного опору щільного шару гравію

1а – зовнішній вид каналу, 1б – вимірювання втрат напору в процесі продувки шару повітрям, 1в – вигляд вентилятора, встановленого на вході в канал.

Для кожного значення висоти шару анемометром вимірювали швидкість повітря на вході в вентилятор та на виході з каналу.

3.5.3. Аналітичні основи визначення аеродинамічного опору шару часток с наскрізним газовим потоком

Для проведення аналітичних розрахунків були визначені відповідні залежності, що узагальнюють дані по втратам тиску в потоці при продувці щільного нерухомого шару твердих часток [6, 8]. В [6] наведені дані про опір

дерев'яних пелет повітряному потоку, що необхідні для проектування та керування вентиляцією, охолодженням і сушкою сипких пелет. В цьому дослідженні вимірювали перепади тиску в залежності від витрат повітря для циліндричних дерев'яних гранул декількох розмірів. Діаметр гранул 6,4 мм; довжина варіювалась від 4 до 34 мм. Експериментальні швидкості повітряного потоку варіювалися від 0,014 до 0,8 м³/с. Відповідні виміряні статичні тиски знаходилися в діапазоні від 2 до 2550 м⁻¹ Па. Дані були адаптовані до трьох прогностичних моделей Шедда, Хукілла-Айвза та Ергуна, які пов'язують падіння тиску з потоком повітря у сипких гранульованих матеріалах. Визначили, що рівняння Ергуна забезпечує найкращу відповідність. Формулу Ергуна (Ергана) [9] на практиці для щільного шару, традиційно використовують ту, яка вимагає врахування інерційних сил в потоці, що рухається (другий доданок у правій частині рівняння).

$$\frac{\Delta P}{H} = \frac{150\mu_c w (1-\varepsilon)^2}{d^2 \varepsilon^3} + \frac{1,75\rho_c w^2 (1-\varepsilon)}{d \varepsilon^3}, \quad (3.10)$$

де μ - коефіцієнт динамічної в'язкості,

ρ – густина рідини (газу),

w - швидкість потоку,

H -висота шару.

Перепад тиску ϵ як сумою двох доданків: перший доданок визначає вплив поверхневого тертя, другий — опору форми. Значення постійних 150 та 1,75 отримані при обробці експериментальних даних.

У якості частинки в цих дослідженнях використовувалися кульки, циліндри, таблетки, мармурова крихта та сортований кокс.

Для розрахунку аеродинамічного опору кулі також рекомендується формула [8]:

$$\Delta p = f_s \frac{\rho_c w_\phi^2}{2} \frac{a_{num}}{\varepsilon^3} \delta, \quad (3.11)$$

де f_3 – та еквівалентний коефіцієнт опору кулі, що визначається для різних режимів перебігу (в'язкісного, інерційного, в'язкісно-інерційного) із залежності:

$$f_3 = \frac{8}{Re_3} \alpha + \alpha_{ин} , \quad (3.12)$$

де $Re_3 = \frac{4w_\phi}{a_{y0} V_2}$ – еквівалентне число Рейнольдса; α , $\alpha_{ин}$ – коефіцієнти,

що залежать від форми частинок.

Для гладких сферичних частинок $\alpha = 4.55$, $\alpha_{ин} = 0.45$; для шматкових матеріалів $\alpha = 5.0$, $\alpha_{ин} = 0.75$.

Значення питомої поверхні частинок (в одиниці об'єму):

$$a_{num} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{\phi \cdot d_e} , \quad (3.13)$$

де ε – порізність шару; значення визначалося експериментально.

Застосований матеріал (гравій) є полідисперсним, для такого випадку еквівалентний діаметр частинок визначається як середньозважений по поверхні відповідно до залежності (1):

$$d_3^* = \left(\sum_{i=1}^n \frac{m_i \phi_i}{d_i} \right)^{-1} , \quad (3.14)$$

де n – число фракцій у суміші, m_i – масовий вміст i -тої фракції у суміші, кг/кг; d_i – розмір частинок i -тої фракції; ϕ_i – коефіцієнт форми частинок. Коефіцієнт ϕ_i , що характеризує відхилення форми частинок від сферичної, для кульок дорівнює одиниці, а для частинок іншої форми може бути знайдений за рекомендаціями [4]: $\phi_i = \frac{F}{F_0}$, де F_0 – площа поверхні ідеального тіла, F – реальна площа поверхні гранули i -тої фракції.

Геометричні характеристики фракцій гравію

№	d_i , м	F_0 , м ²	F , м ²	φ_i	$m \cdot 10^2$, кг	n	m_i , кг
1	0,0267	$1,45 \cdot 10^{-3}$	$18 \cdot 10^{-4}$	1,24	1,01	33	0,367
2	0,0317	$1,54 \cdot 10^{-3}$	$22 \cdot 10^{-4}$	1,43	1,11	19	0,2323
3	0,0276	$1,51 \cdot 10^{-4}$	$19 \cdot 10^{-4}$	1,26	1,07	20	0,2357
4	0,0266	$1,29 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-4}$	1,31	0,85	11	0,103
5	0,0203	$0,69 \cdot 10^{-3}$	$9,5 \cdot 10^{-4}$	1,37	0,33	17	0,0618

Відповідно до даних фракцій, отримали, що еквівалентний діаметр гравію $d_e = 0,021$ м.

Таблиця 3.2

Втрати тиску в шарі гравію при його продуванні потоком повітря

Довжина каналу з гравію, м	0,8	0,6	0,4	0,2
Швидкість повітря на вході в канал, м/с	5,4	6,1	6,7	6,9
Швидкість повітря на виході з каналу, м/с	0,31	0,3	0,32	0,33
Втрати напору, мм. вод. ст.	6	4	3	2
Втрати напору, Па	57	39	29	20
Втрати напору за рівнянням Ергуна [2]	41,82	29,49	22,19	11,76
Втрати напору [3]	68,20	47,96	36,3	19,2

Експериментальні дослідження показали, що швидкість повітря на вході в канал суттєво перевищує швидкість повітря на виході з нього, що говорить про великий аеродинамічний опір кулі для вентилятора, що застосовується. Повітря на вході закидається назад у докільця, не проходячи щільний шар матеріалу.

Під час проведення розрахунків приймалося, що значення питомої поверхні частинок $a_{num} = 89,2$ м²/м³. Це значення отримали при оцінці поверхні частинок, що містяться у циліндричній трубі об'ємом $V = 0,00785$ м³. Було визначено, що $F = 0,7$ м². Значення порозності $\varepsilon = 0,41$ також було отримано експериментально при заповненні заданого об'єму досліджуваним матеріалом.

Аналіз результатів розрахунків та експериментальних значень втрат напору показує хорошу кореляцію. Причому залежність, яка запропонована у [10], демонструє кращу збіжність із експериментальними даними, та демонструє кращу збіжність з експериментальними даними в порівнянні з залежністю Ергуна.

Дослідження аеродинамічного опору нерухомої щільної кулі гравію показало, що для обраного вентилятора продування кулі ускладнене та для забезпечення швидкості повітря, що відповідає паспортним даним, слід застосовувати вентилятор більшої потужності або зменшувати товщину кулі.

Аналіз результатів розрахунків та експериментальних даних щодо втрат напору показує хорошу кореляцію.

3.6. Аналіз результатів експериментальних досліджень теплообміну між наскрізним потоком повітря та гранульованою насадкою

Основні наукові результати: проведено аналіз температурних кривих зміни повітря на вході та виході регенератора, встановленого в макеті теплиці об'ємом $0,25 \text{ м}^3$, і матеріалу насадки. У періоді нагрівання насадки акумульована теплота становила $Q = 13,2 \cdot 10^4 \text{ Дж}$, яку можна використати при зниженні температури в теплиці [1]. Протягом паузи втрати від теплообмінного каналу в навколишнє середовище становлять 48000 Дж . Тривалість періоду становила 358 хв , при цьому середній тепловий потік відповідав $2,2 \text{ Вт}$. Втрати теплоти в періоді паузи суттєві внаслідок його тривалості, проте середній коефіцієнт теплопередачі має низьке значення $k = 2,3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, тому посилення ізоляції теплообмінного каналу нераціональне.

Галуззю практичного використання результатів дослідження є тепличні господарства, що допускають можливість встановлення додаткового теплообмінного обладнання. Інноваційність технічного рішення визначається можливістю використання теплоти повітря в теплиці та здійснення контактного теплообміну між потоком повітря і частинками насадки.

Конструкція регенератора, простота його виготовлення та експлуатації, а також ефективність акумулювання теплоти повітря в теплиці в денний час дає змогу рекомендувати його до використання в тепличних господарствах. Сферу застосування технологічного продукту можна розширити: регенеративні теплообмінники з щільним шаром гранульованого матеріалу раціонально використовувати для утилізації низькопотенційних повітряних потоків, що утворюються на підприємствах харчових виробництв, систем вентиляції та в теплицях.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Температура повітря в теплиці в денний час істотно вища за температуру довкілля, що дає змогу акумулювати теплоту гранульованою насадкою з можливістю її використання в нічний час доби.

2. Для забезпечення раціональної роботи регенератора період нагріву повинен завершуватися в момент зниження середньої температури насадки. Після цього заслінки, що обмежують теплообмінний канал, закриваються. Починається період паузи, який триває доти, доки температура повітря в теплиці не стане нижчою за припустиму температуру в теплиці насадки.

3. Отримано залежність зміни теплоти нагріву від часу, яка апроксимує експериментальні дані з максимальною похибкою 27 % для $\tau = 1800$ с.

4. У процесі нагрівання щільного шару матеріалу не спостерігається стрибкоподібних зон зміни температур, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі.

5. За час нагрівання $\tau = 280$ хв шар гранульованого матеріалу (гравій) масою 14 кг акумулював теплоту $Q = 132$ кДж, швидкість фільтрації становила $\tau = 0,3$ м/с. Кінцева температура становила 36 °С. За умов ізоляції з каучуку фрезованого, товщиною 12 мм, для періоду паузи, акумульована теплота може бути використана для нагрівання повітря в теплиці в періоді охолодження регенератора.

6. Середнє значення теплових втрат у III періоді (пауза) від гранульованої насадки в ґрунт становило 2,2 Вт, що відповідало коефіцієнту теплопередачі $k = 2,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Низьке значення коефіцієнта теплопередачі дає змогу зробити висновок, що посилення ізоляції теплообмінного каналу нераціональне.

7. Для підвищення ефективності роботи ґрунтового регенератора під час переходу до періоду стійкого зниження температури матеріалу доцільно завершити період нагрівання, для чого необхідно забезпечити регенератор системою автоматики.

8. При нагріванні одиночної частки гравію, 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 частинок можна знехтувати.

9. 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.

10. Дослідження аеродинамічного опору нерухомого щільного шару гравію показало, що для обраного вентилятора продування шару ускладнене та для забезпечення швидкості повітря, що відповідає паспортним даним, слід застосовувати вентилятор більшої потужності або зменшувати товщину шару. Аналіз результатів розрахунків, за формулою Ергуна, та експериментальних даних щодо втрат напору показує хорошу кореляцію.

Список використаних літературних джерел до розділу 3

1. Mukminov, I., Volgusheva, N., Georgiesh, C., & Boshkova, I. (2022). Experimental study of a pilot unit of a ground regenerator for greenhouses. *ScienceRise*, (2), 3-10. <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2022.002411>
2. Теоретичне та експериментальне дослідження теплообміну в каналі з гранульованою насадкою / І. І. Мукмінов та ін. *Refrigeration engineering and technology*. 2021. Т. 57, № 4. С. 264–272. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2206>.
3. Ляшенко Б., Кривонос О., Вакалюк Т. Методи обчислень : навч.-метод. посіб. для студентів фізико-мат. ф-ту. Житомир : ЖДУ ім. І. Франка, 2014. 228 с.
4. Fusion 360 | 3D CAD, CAM, CAE, & PCB cloud-based software | autodesk. *Autodesk | 3D Design, Engineering & Construction Software*. URL: <https://www.autodesk.com/products/fusion-360>.
5. Ansys discovery | 3D product simulation software. *Ansys | Engineering Simulation Software*. URL: <https://www.ansys.com/products/3d-design/ansys-discovery>.
6. Development of new forms of catalytic elements in ammonia oxidation reactors with a fixed granular bed / N. J. Masalitina et al. *Bulletin of the national technical university "kpi". series: chemistry, chemical technology and ecology*. 2019. No. 1. P. 55–60. URL: <https://doi.org/10.20998/0821.2019.01.10>.
7. Бошкова І., Альтман Е., Мукмінов І. Дослідження нестационарного теплообміну частки гравію з потоком повітря. *Наука в південному регіоні України: здобутки та перспективи розвитку* : МІЖНАР. НАУКОВО-ПРАКТ. КОНФ., ПРИСВЯЧ. 50-РІЧЧЮ ПІВД. НАУК. ЦЕНТРУ НАН УКРАЇНИ І МОН УКРАЇНИ, м. Одеса, 16 трав. 2021 р. Одеса, 2021. С. 308–312.

8. Cascade filtration properties of a dual-layer granular bed filter / S.-R. Tian et al. *Powder technology*. 2016. Vol. 301. P. 545–556. URL: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.06.037>.

9. Akgiray Ö., Saatçı A. M. A new look at filter backwash hydraulics. *Water supply*. 2001. Vol. 1, no. 2. P. 65–72. URL: <https://doi.org/10.2166/ws.2001.0022>.

10. Kakaç S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design, fourth edition. Taylor & Francis Group, 2020. 528 p.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ЩІЛЬНИМИ ШАРАМИ ГРАНУЛЬОВАНИХ МАТЕРІАЛІВ

4.1. Ґрунтовий регенератор для теплиць

На підставі експериментальних та теоретичних досліджень запропонована схема ґрунтового регенератора для теплиць, яка належить до галузі сільського господарства, а саме до агропромислових споруд з ефективним використанням та зберіганням відновлювальної енергії, зокрема – тепличних підприємств. На даний час отримано патент на корисну модель u202100945 Ґрунтовий регенератор для теплиць [1] (Додаток Л). В основу запропонованої корисної моделі поставлена задача створити удосконалений ґрунтовий регенератор для теплиці, в якому, шляхом конструкційних змін, зокрема, установлення теплоізоляційних заслінок на вхідному та вихідному перетині теплообмінного каналу, забезпечити можливість збору вологи та подальшого її використання для потреб теплиці, і, як наслідок, підвищити енергетичну ефективність роботи регенератора. Актуальність поставленої проблеми демонструється величиною вологості повітря RH в теплиці. На рис. 4.1 представлений графік залежності RH від часу. Можна бачити, що RH досягає 94 % (20 годин вечора). Графік побудовано за результатами вимірювання вологості повітря в теплиці протягом доби за допомогою приладу TempHum, дані з якого надходили на комп'ютер. Результати вимірювань подано в Додатку М.

Поставлена задача вирішена за допомогою конструкції ґрунтового регенератора для теплиць, що містить заглиблений під ґрунтом ізольований теплообмінний канал, заповнений гранульованим матеріалом, вхідний та вихідний повітропроводи, а також витяжний каналний вентилятор, установлений на виході вихідного повітропроводу тим, що, на відміну від прототипу, нижній сегмент теплообмінного каналу виконаний перфорованим та з'єднаний з дренажним каналом трикутного перерізу зі змінним перетином,

який збільшується в напрямку виходу теплообмінного каналу, до нижньої частини якого приєднана водовідвідна трубка, сполучена із всмоктувальною частиною насоса, нагнітальна частина якого сполучена з накопичувальною ємністю, а на вході та виході теплообмінного каналу установлені теплоізолювані заслінки. Вологовміст у теплиці протягом доби представлено на рисунку 4.1.

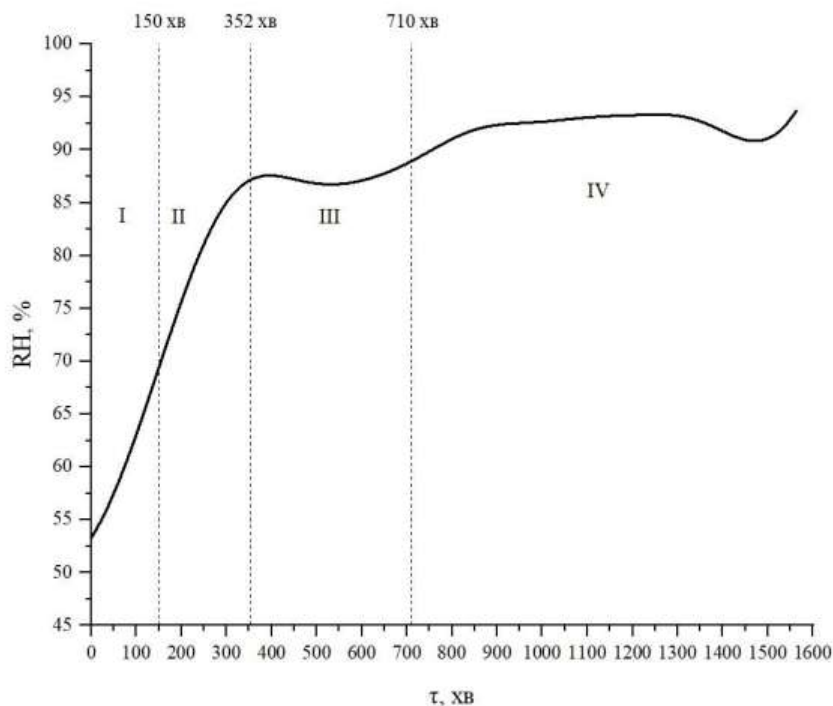


Рис. 4.1. Зміна вологовмісту повітря в теплиці протягом доби

I – ранковий період до включення регенератора, II – період роботи регенератора (період нагрівання, з 6 до 15 годин; III – період паузи (консервація насадки), IV – період охолодження регенератора (нагрів повітря в об’ємі теплиці).

Досягнення заявленого технічного результату забезпечується завдяки конструктивними змінами, зокрема, наявності додаткової дренажної системи для збору конденсованої води, яка складається з отворів та каналу трикутного перерізу змінного розміру, приєднаного до перфорованого сегменту теплообмінного каналу, водовідвідної трубки та насоса для перекачування

води з дренажного каналу у відокремлену накопичувальну ємність в теплиці. Трикутний переріз дренажного каналу зі змінним перетином є оптимальним для збору вологи, оскільки дозволяє повномірне стікання води в збірник конденсату та є простим у виготовленні. Для зниження теплових витрат ґрунтовий регенератор обладнаний теплоізолюваними заслінками на вході та виході теплообмінного каналу. Для забезпечення оптимального мікроклімату в теплиці мережа повітропроводів обладнана керованою системою датчиків температури, сигнали з яких налаштовані на запуск/зупинення витяжного каналного вентилятора та закриття/відкриття заслінок.

На рисунку 4.2 зображений ґрунтовий регенератор в складі теплиці.

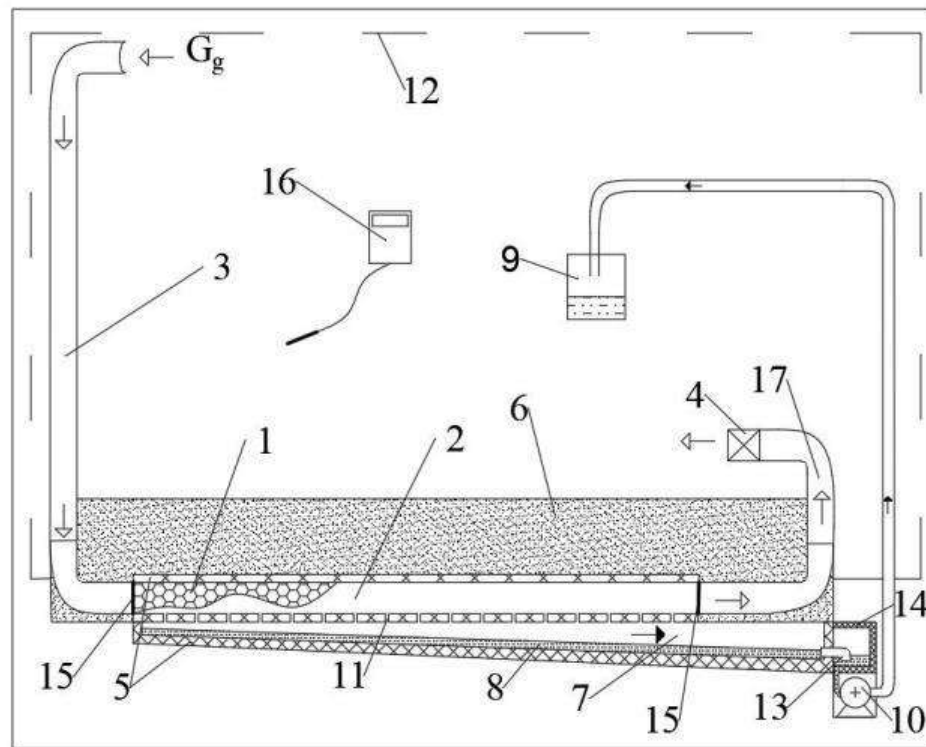


Рис. 4.2. Схема ґрунтового регенератора в складі теплиці

Конструкція ґрунтового регенератора складається з теплообмінного каналу 2, заповненого гранульованим матеріалом 1 та покритим шаром ізоляції 5, повітропроводів – вхідного 3 та вихідного 17, з установленим на виході витяжним каналним вентилятором 4. Теплообмінний канал 2 містить

перфорований сегмент 11, через який сконденсована волога 8 витікає в дренажний канал 7. Дренажний канал 7 виконаний трикутним та змінного розміру, збільшуючись в напрямку вихідного повітропроводу 17, завдяки чому вода збирається у його кінцевій нижній частині. Наприкінці дренажного каналу 7 установлена водовідвідна трубка 13, через яку вода, що сконденсована, поступає в збірник конденсату 14. За допомогою насосу 10 сконденсована волога 8 подається в накопичувальну ємність 9 та може бути подальше використана в системі поливу теплиці. Теплообмінний канал 2 з теплоізоляцією 5 розташований під ґрунтом теплиці 6. Повітропроводи 3 та 17 ґрунтового регенератора знаходяться під світлопрозорим корпусом 12 з можливістю забезпечити циркуляцію повітря внутрішнього простору теплиці, проходячи через теплообмінний канал 2.

Теплообмінний канал 2 покритий теплоізоляцією 5 та має теплоізольовані заслінки 15 для утримання теплоти, що акумульована в денний час шаром гранульованого матеріалу 1. Теплоізоляція 5 з теплообмінного каналу 2 продовжується на дренажному каналі 7 та повністю його покриває. Датчики температури 16 зв'язані з системою керування теплоізольованими заслінками 15 та витяжним каналним вентилятором 4.

Ґрунтовий регенератор функціонує наступним чином.

При досягненні температури повітря в теплиці, що нагрівається, при надходженні сонячної енергії у внутрішній простір теплиці через світлопрозорий корпус 12, на рівні 30-35°C, вмикається витяжний каналний вентилятор 4, розташований у вихідному повітропроводі 17, після чого тепле повітря по вхідному повітропроводу 3 надходить в теплообмінний канал 2, який знаходиться під ґрунтом 6 теплиці, та в якому здійснюється контактний теплообмін між потоком повітря та частками гранульованого матеріалу 1. Волога, що конденсується на частках, стікає через перфорований сегмент 11 теплообмінного каналу 2 в дренажний канал 7 трикутного перерізу. На виході з каналу конденсат через трубку 13, що з'єднана зі збірником конденсату 14, при включенні насосу 10 сконденсована вода 8 відкачується в ємність 9. При

досягненні температури в теплиці заданого рівня сигнали з датчиків температури 16 надходять до системи автоматики (на кресленні не показано), яка керує режимом включення витяжного каналного вентилятора 4 та відкриттям/закриттям теплоізоляційних заслінок 15, що установлені наприкінці теплообмінного каналу 2. Теплоізольовані заслінки 15 закриваються після закінчення періоду нагрівання шару гранульованого матеріалу 1. При зниженні температури повітря в теплиці до граничного відносно рекомендованих для рослин, що вирощуються в теплиці, теплоізольовані заслінки 15 відкриваються, вентилятор 4 вмикається та повітря з внутрішнього простору теплиці починає рух, проходячи вхідний повітропровід 3, теплообмінний канал 2 та вихідний повітропровід 17. Проходячи через шар гранульованого матеріалу 1, повітря нагрівається і температура в теплиці підвищується. Для утримання акумульованої шаром гранульованого матеріалу 1 теплоти, теплообмінний канал 2 та дренажний канал 7 покриті теплоізоляцією 5.

4.2 Аналіз теплової схеми роботи ґрунтового регенератора у складі теплиці та методика теплового конструкторського розрахунку

4.2.1 Аналіз роботи ґрунтового регенератора в теплиці

Теплову схему теплиці подано на рис. 4.3.

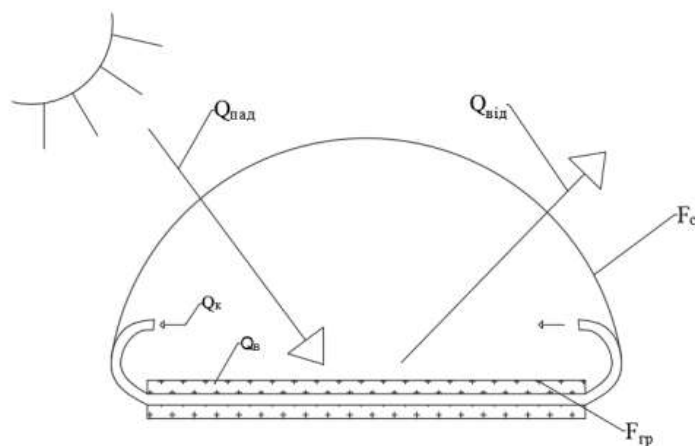


Рис. 4.3. Схема теплиці з ґрунтовим регенератором

$Q_{\text{пад}}$ - теплота, яка приходить від сонця, $Q_{\text{к}}$ - корисна теплота, $Q_{\text{в}}$ - втрачена теплота, $Q_{\text{от}}$ - відбита теплота, $F_{\text{гр}}$ - площа ґрунту в теплиці, $F_{\text{с}}$ - площа скляної поверхні.

Рівняння енергетичного балансу для розглянутої теплиці за нестационарного режиму має вигляд:

$$Q_{\text{пад}} (1 - R_c) = Q_n = Q_{\text{к}} + Q_{\text{від}} + Q_{\text{ак}}, \text{ Вт} \quad (3.15)$$

де Q_n - променистий потік, поглинений ґрунтом;

$Q_{\text{пад}}$ - потік сонячного випромінювання, що падає на поверхню ґрунту;

R_c - приведена відбивна здатність системи;

$Q_{\text{к}}$ - тепловий потік, переданий гранульованому матеріалу (корисний);

$Q_{\text{від}}$ - сумарні теплові втрати від теплиці в навколишнє середовище;

$Q_{\text{ак}}$ - тепловий потік, акумульований ґрунтом.

Сонячна енергія, поглинута ґрунтом, передається внаслідок природної конвекції повітря в теплиці та від повітря у верхній частині теплиці через повітропроводи в разі примусової вентиляції - до шару гранульованого матеріалу.

Під час аналізу процесів теплопереносу в теплиці приймають низку припущень:

1. режим стаціонарний $Q_{\text{ак}} = 0$;
2. теплові потоки через покриття теплиці одновимірні;
3. у ділянці довгохвильового випромінювання небосхил може розглядатися як абсолютно чорне тіло з деякою ефективною температурою;
4. властивості повітря і гранульованого матеріалу (насадки) не залежать від температури;
5. прозоре покриття теплиці не поглинає сонячного випромінювання.

Важливою характеристикою ґрунтового теплообмінника в складі теплиці є сумарні втрати теплоти в навколишнє середовище. Вони залежать від умов

теплообміну. Розглянемо процеси перенесення в теплиці, зображеній на рис. 4.1. Теплову схему з покриттям представлено на рис. 4.4. Нехай у деякій характерній ділянці ґрунту, що має температуру T_n , поглинається частина Q_n сонячного випромінювання, що несе енергію $Q_{над}$.

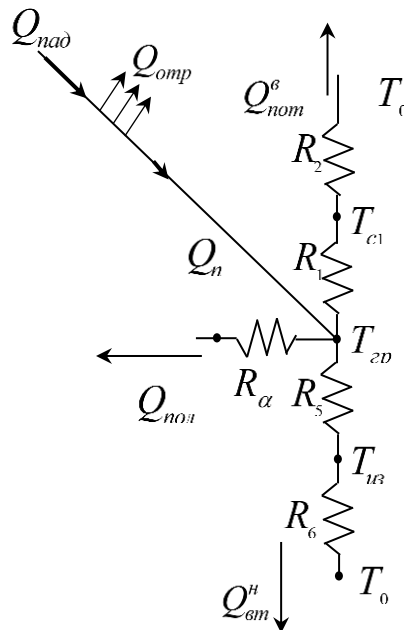


Рис. 4.4. Теплова схема теплиці

Згідно з рівнянням (5.1)

$$Q_n = Q_{над} (1 - R_c), \quad (3.16)$$

Під час розрахунку поглинутого потоку рекомендується застосовувати методику середньої тривалості $\tau=8$ годин, приймаємо показник поглинання [2], у якій слід ураховувати ступінь відбиття сонячної радіації від поверхні (альbedo) A [3] і показник поглинання теплового потоку сонячної радіації - коефіцієнт k . Нехтуючи розсіяним сонячним випромінюванням $Q_{\Delta t}$.

Поглинена енергія витрачається на нагрівання насадки ($Q_{гр} = Q_{кор}$) і втрати в навколишнє середовище через верхню, нижню та бічні стінки теплиці. Втрати через нижню поверхню колектора залежать від термічного опору теплопровідності ізоляції R_5 і опору процесів конвективного та променистого

теплообміну поверхні ізоляції з навколишнім середовищем R_6 . Приймаємо $R_5 = R_6 = 0$, тобто втрати від ґрунту через нижню частину теплиці нехтувано малі.

Коефіцієнт втрат через верхню поверхню теплиці визначається величиною, оберненою до суми відповідних термічних опорів (це, по суті, коефіцієнт теплопередачі від поверхні пластини в навколишнє середовище):

$$K_e = (R_1 + R_2)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.17)$$

Щільність теплового потоку, що передається від ґрунту з температурою до скляного покриття теплиці з температурою за рахунок вільної конвекції та випромінювання, визначається формулою:

$$q = q_{к1} + q_{л1} = (\alpha_1 + \alpha_{л1})(T_n - T_{c1}) = \frac{T_n - T_{c1}}{R_1}, \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (3.18)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі при вільній конвекції в об'ємі теплиці, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\alpha_{л1}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням між ґрунтом і скляним покриттям, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для коефіцієнта тепловіддачі α_1 за вільної конвекції у великому об'ємі можна застосувати таке емпіричне рівняння [4]:

$$\overline{Nu}_{p,h} = 0,15 Ra_{p,h}^{0,33} \varepsilon_i \quad (3.19)$$

де Ra – число Ралея:

$$Ra_{p,l} = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t Pr_p, \quad (3.20)$$

l, ν, β - коефіцієнти теплопровідності ($\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), кінематичної в'язкості ($\text{м}^2/\text{с}$)

і об'ємного розширення ($1/\text{К}$) повітря при середній температурі $\bar{T} = \frac{T_n + T_{c1}}{2}$;

Коефіцієнт променистого теплообміну між ґрунтом і скляним покриттям визначається формулою:

$$\alpha_{л1} = \frac{q_{л1}}{T_n - T_{c1}} = \frac{\varepsilon_{np} \sigma_0 (T_n^4 - T_{c1}^4)}{T_n - T_{c1}} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_n^2 + T_{c1}^2)(T_n + T_{c1}), \quad (3.21)$$

де σ_0 - коефіцієнт променевипускання абсолютно чорного тіла, (

$$\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}^4));$$

$$\varepsilon_{np} \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{грунта}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) \cdot \frac{F_{грунта}}{F_c}} - \text{приведений ступінь чорноти системи "грунт-}$$

покриття" (випадок одного тіла в порожнині іншого);

$\varepsilon_n, \varepsilon_{c1}$ - ступінь чорноти ґрунту і скляного покриття відповідно.

Таким чином, термічний опір R_1 можна представити в такому вигляді:

$$R_1 = (\alpha_1 + \alpha_{n1})^{-1}, \text{ К}/(\text{Вт}/\text{м}^2) \quad (3.22)$$

Щільність теплового потоку, що передається від скляного покриття в навколишнє середовище, визначається процесами природної конвекції та випромінювання між покриттям і небосхилом:

$$q = (\alpha_2 + \alpha_{n2})(T_c - T_0) = \frac{T_c - T_0}{R_2}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (3.23)$$

а відповідний термічний опір:

$$R_2 = (\alpha_2 + \alpha_{n2})^{-1}, \text{ К}/(\text{Вт}/\text{м}^2) \quad (3.24)$$

Коефіцієнт тепловіддачі для скляного покриття, що обдувається повітрям, визначається з формули [5]:

$$\alpha_2 = 5.7 + 3.8w, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.25)$$

Замість T_n може бути використана температура навколишнього середовища T_0 . При цьому значення α_{n2} зміниться незначно. Під час розрахунку наведеного ступеня чорноти для системи теплиця-навколишнє середовище приймається $\varepsilon_{np} = \varepsilon_c$, оскільки для такого розташування тіл (одне тіло в порожнині іншого) площа поверхні теплиці набагато менша за навколишню поверхню (небосхил), та $\frac{F_n}{F_c} = 0$. Тоді:

$$\alpha_{n2} = \varepsilon_c \sigma_0 (T_c^2 + T_{o.c.}^2)(T_c + T_{o.c.}), \quad (3.26)$$

Після розрахунку $K_g = (R_1 + R_2)^{-1}$, знаючи площу поверхні теплиці,

можна визначити втрати теплоти від теплиці в навколишнє середовище:

$$Q_{вт} = K \cdot F_c \cdot (t_{зрунт} - t_{o.c.}), \quad (3.27)$$

$$Q_{п} = Q_{над} \cdot A \cdot k, \quad (3.28)$$

Корисний тепловий потік, який іде на нагрівання насадки:

$$Q_{кор} = Q_n - Q_{вт}, \quad (3.29)$$

Питомий корисний тепловий потік відповідно до закону Ньютона-Ріхмана:

$$q_{пол} = \alpha_{мк} (\bar{T}_в - \bar{T}_м), \quad (3.30)$$

Знаючи $Q_{кор}$ и $q_{кор}$, можна визначити площу поверхні частинок, що містяться в насадці:

$$F_{часток} = \frac{Q_n}{q}, \quad (3.31)$$

Далі можна знайти об'єм теплообмінної ділянки:

$$V = \frac{F_{часток}}{a_{пит}}, \quad (3.32)$$

та масу завантаження:

$$m = V \cdot \rho, \quad (3.33)$$

Дані дають змогу провести розрахунок геометричних характеристик регенеративного теплообмінника відповідно до розмірів конкретної теплиці.

Залежно від тривалості періоду нагрівання насадки (акумуляції теплоти) $\tau_{ак}$, визначається кількість теплоти, акумульованої гранульованою насадкою:

$$Q = Q_{пол} \cdot \tau_{ак}, \text{ Дж} \quad (3.34)$$

Ця величина дає змогу оцінити тривалість підтримання заданого температурного рівня в теплиці завдяки використанню теплоти, акумульованої насадкою регенератора (період охолодження) $\tau_{охл}$.

$$\tau_{охл} = \frac{Q^{ДЖ}}{Q_{пот.2}}, \quad (3.35)$$

Для оцінки $Q_{вт2}$ необхідно задатись середніми температурами поверхні

ґрунту, скляного покриття і довкілля для періоду, коли потрібен нагрів теплиці.

4.2.2 Алгоритм розрахунку ґрунтового регенератора

На підставі залежностей, представлених у результаті аналізу теплових процесів у теплиці, складено алгоритм розрахунку, який апробовано на реальних умовах роботи ґрунтового регенератора.

Розрахунок проводився за наступних вихідних даних:

- матеріал: гравій гранітний, щільність 1400 кг/м^3 ;
- канали теплообмінної ділянки: круглого перерізу діаметром 20 см ;
- температура скляного покриття теплиці: $25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- початкова температура шару матеріалу: $17 \text{ }^\circ\text{C}$;
- кінцева температура шару матеріалу: $32 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура навколишнього середовища: $20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- середній потік сонячного випромінювання: 340 Вт/м^2 ;
- тривалість процесу нагріву шару матеріалу: 8 годин ;
- довжина теплиці – 9 м , ширина – 4 м .
- коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну: $7,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$;
- питома поверхня частинок в одиниці об'єму a_{num} , $\text{м}^2/\text{м}^3$;

Теплофізичні властивості повітря матеріалу.

- число Прандтля для повітря, за $40 \text{ }^\circ\text{C}$ – $0,699$;
- теплопровідність повітря, за $40 \text{ }^\circ\text{C}$ – $0,0276 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$;
- ступінь чорноти ґрунту: $0,74$;
- ступінь чорноти покриття теплиці (скло): $0,937$;
- показник поглинання теплового потоку сонячної радіації ґрунтом, k . За середньої тривалості $\tau = 8 \text{ годин}$ приймаємо показник поглинання теплового потоку сонячної радіації $k = 0,44$ [2].
- альbedo ґрунту, A , в наших умовах дорівнює 26% [3, таб. 1.5].

число Релея:

$$Ra_{n,l} = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t Pr_n = \frac{9,8 \cdot 4^3}{(1,66 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,003 \cdot 3 \cdot 0,699 = 1,55 \cdot 10^{10}.$$

число Нуссельта:

$$\overline{Nu}_{p,h} = 0,15 Ra_{p,h}^{0,33} \varepsilon_i = 0,15 \cdot (1,55 \cdot 10^{10})^{0,33} \cdot 1 = 345,94$$

коефіцієнт тепловіддачі за вільної конвекції в об'ємі теплиці:

$$\alpha_{\kappa 1} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{345,94 \cdot 0,0276}{4} = 2,344 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

наведений ступінь чорноти системи "грунт-покриття":

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{грунта}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) \cdot \frac{F_{грунта}}{F_c}} = \frac{1}{0,74 + \left(\frac{1}{0,937} - 1 \right) \cdot \frac{36}{56,55}} = 0,717.$$

коефіцієнт променистого теплообміну між грунтом і скляним покриттям:

$$\alpha_{\lambda 1} = \frac{q_{\lambda 1}}{T_n - T_{c1}} = \frac{\varepsilon_{np} \sigma_0 (T_{грунт}^4 - T_c^4)}{T_n - T_{c1}} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_n^2 + T_c^2)(T_n + T_c) = \text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$= 0,717 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (316^2 + 298^2) \cdot (316 + 298) = 4,71$$

термічний опір R_1 :

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_{\lambda 1}} = \frac{1}{2,344 + 4,71} = 0,142 \text{ К}/(\text{Вт}/\text{м}^2).$$

коефіцієнт тепловіддачі для скляного покриття, що обдувається вітром:

$$\alpha_2 = 5,7 + 3,8 \cdot w = 5,7 + 3,8 \cdot 0,5 = 7,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

коефіцієнт променистого теплообміну між скляним покриттям і навколишнім середовищем:

$$\alpha_{\lambda 2} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_c^2 + T_{o.c.}^2)(T_c + T_{o.c.}) = \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$= 0,717 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (298^2 + 293^2) \cdot (298 + 293) = 4,198$$

термічний опір R_2 :

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_{21} + \alpha_{\lambda 2}} = \frac{1}{7,6 + 4,198} = 0,085.$$

коефіцієнт втрат через верхню поверхню теплиці:

$$K = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{0,142 + 0,085} = 4,42.$$

втрати теплоти від теплиці в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{вт}} = K \cdot F_c \cdot (t_{\text{грунт}} - t_{\text{о.с.}}) = 4,42 \cdot 56,55 \cdot (43 - 20) = 5,7 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

питомий корисний тепловий потік:

$$q_{\text{нов}} = \alpha_k \cdot \Delta t = 7,8 \cdot 25 = 195 \text{ Вт/м}^2.$$

Щільність теплового потоку від розсіяної радіації дана з урахуванням розсіяного відбиття прямої радіації від земної поверхні із середнім альбедо.

Для розглянутої теплиці (розсіяним сонячним випромінюванням) $Q_{\Delta t}$ нехтуємо.

У цьому випадку

Теплота, отримана від сонячної радіації:

$$Q_c = Q_{0c} \cdot k \cdot (1 - A) = 19227 \cdot 0,44 \cdot (1 - 0,14) = 9,6 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

де Q_{0c} -теплота отримана площею скляного покриття теплиці,

$$Q_{0c} = 340 \cdot F_c = 340 \cdot 56,55 = 19227 \text{ Вт.}$$

корисна теплота:

$$Q_{\text{кор}} = Q_c - Q_{\text{вт}} = 9,6 \cdot 10^3 - 5,7 \cdot 10^3 = 3,88 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

площа поверхні частинок, що містяться в насадці:

$$F_{\text{част}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{q} = \frac{3,88 \cdot 10^3}{195} = 19,89 \text{ м}^2.$$

об'єм теплообмінної ділянки:

$$V = \frac{F_{\text{част}}}{a_{\text{уд}}} = \frac{19,89}{720} = 0,028 \text{ м}^3.$$

маса завантаження:

$$m = V \cdot \rho \cdot \varepsilon = 0,028 \cdot 1400 \cdot 0,4 = 98 \text{ кг.}$$

кількість каналів при діаметрі 0,2 м:

$$n = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2 \cdot l} = \frac{4 \cdot 0,028}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 4} = 4,5 \text{ шт.}$$

Вибираємо 5 каналів довжиною по 30 см.

кількість теплоти акумулювала насадка:

$$Q_{\text{акум}} = Q_{\text{кор}} \cdot 3600 \cdot \tau = 3,88 \cdot 10^3 \cdot 8 = 1,117 \cdot 10^8 \text{ Дж.}$$

Приймаючи, що середня температура навколишнього середовища в нічний час 7°C , а середня температура на поверхні плівки теплиці 16°C .

Теплові втрати у нічний час

число Релея:

$$Ra_{p,l} = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t Pr_p = \frac{9,8 \cdot 4^3}{(1,66 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,003 \cdot 4 \cdot 0,711 = 2,24 \cdot 10^{10}.$$

число Нуссельта:

$$\overline{Nu}_{p,h} = 0,15 Ra_{p,h}^{0,33} \varepsilon_t = 0,15 \cdot (2,24 \cdot 10^{10})^{0,33} \cdot 1 = 390,54.$$

коефіцієнт тепловіддачі за вільної конвекції в об'ємі теплиці:

$$\alpha_{k1} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{390,54 \cdot 0,0271}{4} = 2,65 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

наведений ступінь чорноти системи "грунт-покриття":

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{грунта}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) \cdot \frac{F_{грунта}}{F_c}} = \frac{1}{0,74 + \left(\frac{1}{0,937} - 1 \right) \cdot \frac{36}{56,55}} = 0,717.$$

коефіцієнт променистого теплообміну між грунтом і скляним покриттям:

$$\alpha_{n1} = \frac{q_{л1}}{T_n - T_{c1}} = \frac{\varepsilon_{np} \sigma_0 (T_{грунту}^4 - T_c^4)}{T_n - T_{c1}} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_n^2 + T_c^2) (T_n + T_c) = \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$
$$= 0,717 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (293^2 + 285^2) \cdot (293 + 285) = 3,9$$

термічний опір:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_{n1}} = \frac{1}{2,65 + 3,9} = 0,152 \text{ К/(Вт/м}^2 \text{)}.$$

коефіцієнт тепловіддачі для скляного покриття, що обдувається вітром:

$$\alpha_2 = 5,7 + 3,8 \cdot w = 5,7 + 3,8 \cdot 0,5 = 7,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

коефіцієнт променистого теплообміну між скляним покриттям і навколишнім середовищем:

$$\alpha_{л2} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_c^2 + T_{o.c.}^2) (T_c + T_{o.c.}) = \\ = 0,717 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (285^2 + 280^2) \cdot (285 + 280) = 3,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

термічний опір:

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_{21} + \alpha_{21}} = \frac{1}{7,6 + 3,7} = 0,089.$$

коефіцієнт втрат через верхню поверхню теплиці:

$$K = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{0,152 + 0,089} = 4,151.$$

втрати теплоти від теплиці в навколишнє середовище:

$$Q_{вт} = K \cdot F_c \cdot (t_{грунт} - t_{o.c.}) = 4,151 \cdot 56,55 \cdot (20 - 7) = 3,052 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

втрати теплоти в навколишнє середовище у період паузи:

$$Q_{вт.n} = K \cdot F_c \cdot \Delta t_n \cdot \tau_n = 4,151 \cdot 56,55 \cdot (34 - 24) \cdot 21480 = 5,04 \cdot 10^7 \text{ Дж.}$$

де $Q_{вт.n}$ – втрати теплоти у період паузи, Дж;

Δt_n – різниця температури шару матеріалу та ґрунту у період паузи, °С;

τ_n – час періоду паузи, с.

Тоді теплоти, запасеної в акумуляторі, вистачить на

$$\tau_n = \frac{Q_{акум} - Q_{вт.n}}{Q_{вт}} = \frac{1,117 \cdot 10^8 - 5,04 \cdot 10^7}{3,052 \cdot 10^3} = 2,008 \cdot 10^4 \text{ с, або 5,6 годин.}$$

Таким чином, за заданих вихідних даних теплоти, акумульованої насадкою, вистачить на 5,6 годин. У разі зниження температури вночі та, відповідно, збільшення теплових втрат, тривалість періоду охолодження регенератора зменшиться. Тому регенератор має бути оснащений регулятором температури. Крім того, як було показано в розділі 3, у періоді паузи регенератора, навіть із гарною теплоізоляцією і з закритими засувками, втрати в ґрунт не виключаються. Тому можна уточнити методику, врахувавши ці втрати.

В прикладі розрахунку регенератора використосувався вентилятор ДОМОВЕНТ 100, споживча потужність якого $P=14$ Вт. Таких вентиляторів $n=5$

шт. Тривалість роботи в періоді нагрівання складала 8 годин, в періоді охолодження – 5,6 годин. Тоді кількість теплоти, що витратили вентилятори:

$$Q_p = \tau \cdot n \cdot P = (8 + 5,6) \cdot 3600 \cdot 5 \cdot 14 = 3427200 \text{ Дж.}$$

Потужність електронагрівального пристрою для компенсації теплових втрат в умовах, прийнятих для проведення розрахунку: $Q_e = Q_{вт} = 3,1 \cdot 10^3 \text{ Вт}$.

Необхідна кількість теплоти від електронагрівача:

$$Q_c = Q_{em} = 3,1 \cdot 10^3 \cdot 5,6 \cdot 3600 = 62496000 \text{ Дж.}$$

Регенератор дозволяє зменшити енерговитрати на 59068800 Дж.

Енергоспоживання вентиляторів складає 70 Вт, для обігріву теплиці за використання енергоприладів можна використовувати ТЕН SELFA GDWI-0160 1 1/2" 400 V (L = 390 мм номінальною потужністю 4.5 кВт).

За час роботи вентиляторів з урахуванням тарифу на електроенергію на підприємствах (згідно з проектом рішення НКРЕКП для годин мінімального навантаження (з 00:00 до 07:00 та з 23:00 до 24:00) – 2 714,00 грн/МВт-год), вартість електроенергії на роботу регенератора складає 2,6 грн.

Вартість за роботу електронагрівача за той же період складає 68,4 грн.

Витрати на електроенергію за використання ґрунтового регенератора знизяться в 26,3 рази.

Представлені результати носять оціночний характер, проте вони переконливо свідчать про енергоефективність впровадження ґрунтових регенераторів.

Представлена методика дає змогу провести оціночні розрахунки ґрунтових регенераторів. Результати розроблення конструкції ґрунтового регенератора і методики його теплового розрахунку було впроваджено в ТОВ "Науково виробниче підприємство АГРОФЕРМТЕХНІКА" (Додаток Н).

4.3. Розробка установки для термообробки та сушіння щільного шару гранульованого матеріалу

4.3.1. Доцільність підведення мікрохвильової енергії до щільного шару матеріалу

В промисловості існує необхідність вдосконалення технології сушіння гранульованих матеріалів, зокрема гранульованого суперфосфату [6], карбаміду, карбонмоамонійні солі [7, 8, 9], цеолітів [10], а також зернових [11, 12] та рослинних матеріалів, що при використанні традиційних технологій потребують великі питомі енергетичні затрати [13]. Перспективними є технології, засновані на застосуванні енергії мікрохвильового (МХ) поля. На кафедрі НТІТ (раніше кафедра тепломасообміну) протягом десятиліть проводяться експериментальні дослідження процесів сушіння при використанні енергії мікрохвильового поля [14, 15, 16]. З результатами експериментальних досліджень встановлено, що застосування мікрохвильового нагрівання здатне суттєво інтенсифікувати процеси перенесення теплоти та вологи, встановлені оптимальні режими сушіння для різних видів зернових матеріалів. Мікрохвильові технології відносяться до розряду енергозберігаючих в силу їх природної специфіки, проте для ефективного впровадження мікрохвильової технології необхідна розробка відповідного обладнання. В даній роботі були продовжені з дослідницьким колективом розробки мікрохвильового обладнання для сушіння гранульованих (зернових) матеріалів.

4.3.2. Аналіз шляхів інтенсифікації процесів перенесення маси в щільних шарах гранульованого (сипкого) матеріалу

Для інтенсифікації технологічних процесів необхідні відомості про зовнішній масообмін (масовіддачу), з одного боку, для розширення фізичних

уявлень про такий складний процес, як зовнішній масообмін у шарі, з іншого - для розрахунку багатьох технологічних процесів, пов'язаних із масообміном: випаровування з пористої поверхні в першому періоді сушіння, сублімація в газове середовище, адсорбція, під час поверхневої обробки металевих виробів (цементация, нітроцементация, азотування) та інші процеси, які протікають за граничних умов масообміну, а саме: сушка карбонату кальцію, сушіння карбонату кальцію. Однією з приватних задач є сушіння карбонату кальцію, для чого на хімзаводах споживається велика кількість палива, у роботі [18] проведено дослідження впливу режимних параметрів на коефіцієнт тепловіддачі. Узагальнюючи дані досліджень, отримано залежності для коефіцієнта масовіддачі, що показують вплив швидкості повітря і температури. Залежність коефіцієнта масообміну від швидкості повітря має вигляд:

$$\beta = 0,012 \cdot w^{0,25}, \quad (3.36)$$

Вплив температури теплоносія на коефіцієнт масовіддачі відображається залежністю:

$$\beta = 0,0028 \cdot T^{0,33}, \quad (3.37)$$

Залежність свідчить про те, що температура теплоносія слабо впливає на коефіцієнт масовіддачі для умов проведення експерименту. Автори пояснюють це тим, що зі зростанням температури теплоносія коефіцієнт молекулярної дифузії D зростає $T^{2/3}$, але при цьому також збільшується в'язкість газу, а, отже, збільшується і товщина ламінарного шару Δ . Результати досліджень отримано для умов конвективного сушіння нерухомого щільного шару карбонату, карбонат міститься в трубах-сушарках [19].

Дослідження показують, що під час опрацювання експериментальних даних, залежність, що визначає, повинна включати критерії Шмідта і Шервуда, а також числа Рейнольдса:

$$Sh = f(Re, Sc), \quad (3.38)$$

Число Шервуда $Sh = \frac{\beta \cdot l}{D}$ (аналог числа Нуссельта) показує співвідношення інтенсивностей дифузії імпульсу (тобто в'язкість) і дифузії речовини, тобто характеризує відносну роль молекулярних процесів перенесення кількості руху і перенесення маси домішки дифузією.

Число Шмідта $Sc = \frac{\nu}{D}$ - безрозмірне число, що показує співвідношення інтенсивностей дифузії імпульсу (тобто ν) і дифузії речовини, тобто характеризує відносну роль молекулярних процесів перенесення кількості руху і перенесення маси домішки дифузією. Воно також дорівнює відношенню товщин гідродинамічного прикордонного шару і шару масопереносу.

У роботі [20] досліджували масообмін від вертикальної пластини з наплавленим на ній нафталіном у псевдозрідженому шарі частинок окису алюмінію, а для порівняння - і в потоці чистого повітря за умов $t_{\text{сл}}=42-480$ °С.

Отримані значення порівнювали з рівнянням

$$Sh = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot Sc^{0,33}, \quad (3.39)$$

Встановлено, що зі зростанням швидкості фільтрації $w_{\text{ф}}$ число Шервуда Sh збільшувалося. Відзначається великий вплив розміру частинок на масовіддачу. Зокрема, за $Re \approx 1950$ за рахунок зміни розміру частинок величина Sh зростала в 3, 7 і 8 разів порівняно з Sh у потоці чистого повітря для частинок $d_{\text{т}} = 0,278, 0,14$ і $0,088$ мм відповідно.

Отримані дані свідчать про збільшення коефіцієнтів масовіддачі зі зростанням швидкості фільтрації та розміру частинок шару. Результати експериментальних даних узагальнювалися емпіричними рівняннями виду $Sh=Re \cdot Sc$.

Отримано, що в усіх випадках незалежно від розмірів тіла, його форми, діаметра частинок і висоти шару зі збільшенням амплітуди вібрації в дослідженому інтервалі коефіцієнти β монотонно зростають, досягаючи величин порядку 110 м/ч.

У роботі [21] автори досліджували процеси масообміну під час випаровування води з поверхні пористих тіл (цегляних куль) діаметром 29,3 і 52,8 мм, насичених водою. Встановлено, що зі зростанням швидкості від 0,148 до 0,342 м/с коефіцієнти β збільшувалися в 1,5 раза. На підставі експериментальних даних отримано узагальнене емпіричне рівняння подібності, яке показує, що в псевдозрідженому шарі інертного матеріалу число Sh пропорційне $Re^{0,5}$ та $Sc^{0,33}$.

$$Sh = 2 + 2 \cdot 0,75 Re^{0,5} Sc^{0,33}, \quad (3.40)$$

Результати показують, що зі збільшенням швидкості фільтрації шару і розміру частинок відбувається зростання коефіцієнтів масовіддачі.

Було показано, що всі масообмінні процеси значно інтенсифікуються з активними гідродинамічними режимами, зокрема, у псевдозрідженому та віброкиплячому шарах. З літературного огляду випливає, що такі дані є щодо зовнішнього масообміну в псевдозрідженому шарі та представлені у вигляді таких узагальнень. Наприклад, під час випаровування води з пористого тіла:

$$Sh = 2 + 0,60 Re Sc^{0,33}, \quad (3.41)$$

Це дає змогу і в цій роботі в першому наближенні апріорі враховувати вплив фізичних властивостей цільового компонента введенням $Sc^{0,33}$.

В [22] отримано коефіцієнт масовіддачі від елементів насадочного шару:

$$Sh = \frac{k_l \cdot d}{D}, \quad (3.42)$$

Розрахунок ефективності масопередачі в насадці з щільного шару показав таке. З отриманих даних щодо ефективності масовіддачі, можна зробити висновок, що зі збільшенням довжини насадочного шару ефективність процесу збільшується за всіх розглянутих режимів руху середовища і за $D/d = 11$ досягає практично 100% значення. За $D/d = 6$ м режим руху середовища відіграє значну роль, і різниця між отриманими значеннями за різних режимів руху становить близько 12%.

4.3.2. Конвеєрна мікрохвильова установка для термообробки сипких матеріалів

На підставі аналізу сучасних МХ установок для сушіння були обрані шляхи вдосконалення обладнання з метою підвищення їх функціональних можливостей та енергоефективності. Відомі конвеєрні установки для теплової обробки в МХ полі виконуються переважно тунельного типу, містять робочу камеру з продуктопроводом, транспортер продукту, впускний і випускний трубопроводи та розташоване над продуктопроводом джерело променевої енергії. В установці для сушіння біомаси зі стрічковим конвеєром і передбачено встановлення трубок з циркулюючою водою, яка вловлює мікрохвильові електромагнітні хвилі для запобігання виходу електромагнітної енергії у вхідному та вихідному перерізі камери. Пропонується модульне встановлення мікрохвильових генераторів для можливості корегування потужності, проте технічно це складно виготовити. Крім того, пар, що утворюється при сушінні, відводиться через канали, що розташовані на шляху електромагнітних хвиль, внаслідок чого електромагнітне поле викривляється та продукт оброблюється нерівномірно.

Багатофункціональна мікрохвильова установка безперервної дії для мікрохвильової обробки і сушки сипучих матеріалів з передбачає реалізацію ефективного процесу циклічного сушіння, за яким період сушіння під дією мікрохвильового поля чергується з періодом без підведення енергії, коли сушіння на транспортерній стрічці здійснюється за рахунок природної конвекції. Проте аналіз схеми довів, що установки не забезпечує умов рівномірності нагрівання та виключення неприпустимих витоків мікрохвильової енергії в навколишнє середовище. В даній роботі була запропонована конструкція установки, на яку оформлена заявка на винахід та яка знаходиться на стадії розгляду: Конвеєрна мікрохвильова установка для термообробки сипких продуктів, № заявки а 202104930. Прототипом до заявленого технічного рішення є конвеєрна мікрохвильова установка, описана

в патенті на корисну модель UA 34010 [17]. Недоліками прототипу є те, що переміщення продукту від загрузочного бункера здійснюється за допомогою шнека, виконаного з заліза, до продуктопроводу й далі через продуктопровід – шляхом проштовхування без шнеку, утруднене та здатне призводити до закупорки каналу. Внаслідок того, що вказані трубопроводи не мають механізмів, щоб просувають продукт, він починає гальмуватись і забивати канал навіть при невеликих швидкостях подачі. Крім того, порушується рівномірність обробки. Також продуктопровід є вологонепроникним, що обмежує область застосування мікрохвильової установки термообробкою та унеможлиблює її використання для сушіння. В основу нашої розробки поставлено задачу створити конвеєрну мікрохвильову установку для термообробки сипких продуктів, в якій, шляхом іншого виконання продуктопроводу, введення в установку профільованих елементів, розташованих над стрічковим конвеєром, а також оригінального співвідношення висоти кожного профільованого елемента і висоти внутрішньої частини робочої камери, забезпечити підвищення працездатності й поліпшення масо-габаритних характеристик установки.

Поставлена задача вирішена в конвеєрній мікрохвильовій установці для термообробки сипких продуктів, що містить продуктопровід, мікрохвильову камеру, розподілену перегородкою на робочу камеру і технологічний відсік, закритий захисною кришкою, в якій виконані допоміжні вікна, а також, розташовані у технологічному відсіку мікрохвильові модулі. Продуктопровід виконаний у вигляді стрічкового конвеєра з сітчастого радіопрозорого матеріалу, над стрічковим конвеєром розташовані профільовані елементи, закріплені на бокових стінках робочої камери, при цьому, висота кожного профільованого елемента становить 0,07...0,13 висоти внутрішньої частини робочої камери, а по периметру вхідного і вихідного вікон робочої камери установлені канали з радіопрозорого матеріалу з циркулюючою в них водою. Конвеєрна мікрохвильова установка для термообробки сипких продуктів зображена рис. 4.5 [10].

Робота установки може бути пояснена наступним чином. установки наступний. На стрічку 1, що рухається при обертанні барабанів механізму протягування 2, з завантажувального бункера 5, розташованого в мікрохвильовій камері 3, засипається зерновий продукт 8, який при проходженні вирівнювача 7 з щілинним каналом висотою, що відповідає подвоєної глибини проникнення мікрохвильової енергії, вирівнюється в шар постійної товщини, який далі рухається на стрічці 1 по довжині робочої камери 4, поглинаючи мікрохвильове поле, яке надходить від антенних випромінювачів у вигляді рупорних антен 19, які з'єднані з магнетронами 17 через хвилевід 18 та закріплені на перегородці 20, що запобігає проникненню мікрохвильової енергії в технологічний відсік 6.

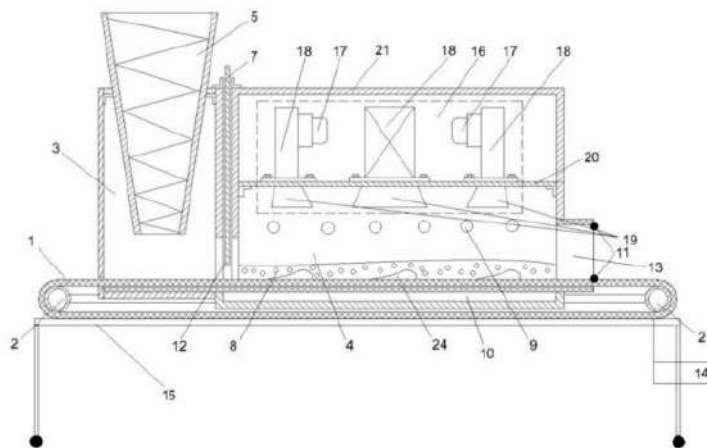


Рис. 4.5. Схема мікрохвильової установки для сушіння та термообробки щільного шару гранульованого матеріалу

1 - транспортерна стрічка, 2 - барабани механізму протягування стрічки, 3 - мікрохвильова камера, 4 – робоча камера, 5 - завантажувальний бункер, 6 - технологічний відсік, 7 – вирівнювач, 8 – шар зернового матеріалу, 9 - вентиляційні канали, 10 – піддон, 11 – канали з радіопрозорого матеріалу з циркулюючою водою, 12 – вхідне вікно, 13 – вихідне вікно, 14 – ємність для збору обробленого продукту, 15 – рама, 16 – технологічний відсік, 17 – магнетрон, 18 – хвилевід, 19 – рупорні антени, 20 – розділяючі стінка, 21 – корпус МХ камери, 22 – профільовані елементи

При проходженні робочої камери 4 вологий зерновий матеріал нагрівається і волога випаровується, надалі віддаляючись в навколишнє середовище через вентиляційні канали 9 на стінці робочої камери 4. Рухаючись на сітчастій транспортерній стрічці 1, сипкий зерновий матеріал натікає на профільовані елементи 23, внаслідок чого частинки шару перемішуються, що інтенсифікує вологоперенесення та підвищує ефективність сушіння. Мікрохвильове електромагнітне поле, яке не поглинене продуктом, поглинається водою, що рухається в радіопрозорих каналах 11, що розташовані по периметру вхідного 12 та вихідного 13 вікон робочої камери 4, що запобігає неприпустимому виходу випромінювання за межі мікрохвильової камери 3.

Пройшовши обробку в мікрохвильовій камері 3, сипкий зерновий продукт зсипається в ємність для збору обробленого продукту 14 з перфорованими стінками для подальшого виходу вологи. Надлишки тепла, що утворюються в результаті роботи магнетронів 17 і допоміжного устаткування, відводяться назовні технологічного відсіку 6 через допоміжні вікна 22.

Розміщення продукту на продуктопроводі, виконаному у вигляді сітчастої стрічки з використанням вирівнювача для вирівнювання сипкого продукту, забезпечує його рівномірну обробку. Профільовані елементи, встановлені перпендикулярно руху сітчастої стрічки, інтенсифікують вихід вологи з шару сипкого матеріалу. Використання радіопрозорих каналів з циркулюючою водою, установлених по периметру вхідного і вихідного вікон робочої камери, запобігає неприпустимим вибокам мікрохвильової енергії, внаслідок чого не вимагається надмірна довжина впускного і випускного продуктопроводу, що збільшує компактність і покращує масо-габаритні характеристики установки. Установлення піддону під сітчастою стрічкою в робочій камері, призначеного для збору частинок продукту, що просипались, підвищує безпеку роботи установки внаслідок того, що вилучається пересушений продукт, який має можливість запалюватися.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. На підставі експериментальних та теоретичних досліджень запропонована схема ґрунтового регенератора для теплиць, яка належить до галузі сільського господарства, а саме до агропромислових споруд з ефективним використанням та зберіганням відновлювальної енергії, зокрема – тепличних підприємств, отримано патент на корисну модель.

2. Проведено аналіз теплової схеми роботи ґрунтового регенератора в теплиці та складено методику теплового конструкторського розрахунку регенератора на основі рівняння енергетичного балансу з урахуванням процесів конвективного та променистого теплообміну.

3. На основі запропонованого алгоритму розрахунку ґрунтового регенератора проведено тепловий конструкторський розрахунок для насадки у вигляді щільного шару гранітного гравію, за густини середнього потоку сонячного випромінювання: 340 Вт/м^2 для теплиці з площею поверхні $56,5 \text{ м}^2$ (ширина - 4 м, довжина - 9 м) при заданій температурі під скляним покриттям теплиці $40 \text{ }^\circ\text{C}$ **визначено, що** середній корисний тепловий потік становитиме $Q_{\text{кор}} = 3,88 \cdot 10^3 \text{ Вт}$, маса завантаження регенератору $m = 98 \text{ кг}$, об'єм теплообмінного каналу $V = 0,028 \text{ м}^3$.

4. Обрано 5 каналів діаметром 20 см і довжиною по 30 см. За заданих нічних температур теплота, акумульована сонячним днем, може бути використана для нагрівання повітря протягом 5,6 годин.

5. Енергоефективність використання ґрунтового регенератора відповідно представленому прикладу розрахунку визначається зіставленням з традиційним електрообогрівом: споживання електроенергії зменшується на 59068800 Дж, вартість електроенергії на роботу регенератора складає 2,6 грн., вартість за роботу електронагрівача за той же період складає 68,4 грн. Витрати на електроенергію за використання ґрунтового регенератора знизяться в 26,3 рази. Представлені результати носять оціночний характер, проте вони

переконливо свідчать про енергоефективність впровадження ґрунтових регенераторів.

6. За меншої температури вночі та, відповідно, збільшення теплових втрат, тривалість періоду охолодження регенератора зменшиться. Регенератор має бути оснащений регулятором температури. Також для врахування втрат акумульованої регенератором теплоти в період паузи рекомендується вводити в розрахункову методику коефіцієнт втрат. Представлена методика дає змогу провести оціночні розрахунки ґрунтових регенераторів.

7. Аналіз робіт дає змогу стверджувати, що вплив фізичних властивостей компонента, що випаровується, слід враховувати введенням числа Шмідта в ступені 0,33, $Sc^{0,33}$.

8. Збільшення діаметра частинок у шарі призводить до збільшення коефіцієнта масообміну. Збільшення швидкості фільтрації посилює масообмін, швидкість в залежності для коефіцієнту масообміну присутня в ступені 0,55.

9. Розроблено установку для термообробки щільного шару гранульованого (сипучого) матеріалу з урахуванням рекомендацій щодо інтенсифікації вологопереносу (масовіддачі). Профільовані елементи, встановлені перпендикулярно руху сітчастої стрічки, інтенсифікують вихід вологи з шару сипкого матеріалу.

Список використаних літературних джерел до розділу 4

1. Ґрунтовий регенератор для теплиць : пат. 148065 Україна : А01G 9/24 (2006.01). № u202100945 ; заявл. 26.02.2021 ; опубл. 30.06.2021, Бюл. № 26. 5 с.

2. Пособие 2.91 к снп 2.04.05-91 расчет поступления теплоты солнечной радиации в помещения (31388). ДНАОП - *Нормативно-правовая библиотека инструкции документы*. URL: <https://dnaop.com/html/31388/doc-posobije-291-k-snip-20405-91-raschet-postuplenija-teploty-solnechnoj-radiacii-v-pomeshhenija>.

3. Отражение солнечной радиации. альbedo. *StudFiles*.
URL: <https://studfile.net/preview/5162964/page:4/>.
4. Heat transfer / V. P. Isachenko et al. University Press of the Pacific, 2000. 556 p.
5. Heat exchanger design handbook. / Kuppan Thulukkanam, CRC Press, 2000. 1119 p. URL: <https://doi.org/10.1201/9781420026870>
6. Гончаренко В. Виробництво гранульованого суперфосфату. Розробити та модернізувати барабанну сушарку : магістрерська робота. Суми, 2020. 57 с.
7. Мукмінов І. Одерження рідких карбамідо-амонійних сумішей з використанням плаву карбаміду і нітратної кислоти : магістрерська робота. Одеса, 2018. 81 с.
8. Мукмінова А. Одерження рідких вуглеамонікатів на основі плаву карбаміду : магістрерська робота. Одеса, 2018. 96 с.
9. Эрайзер Л. Исследование физико-химических основ и технологии получения жидких азотно-углекислых удобрений : дисертація. Северодонецк, 1969. 174 с.
10. Вивчення перспектив застосування цеолітів для теплових акумуляторів / І. Л. Бошкова та ін. *Refrigeration engineering and technology*. 2021. Т. 57, № 3. С. 196–205. URL: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2171>.
11. Kotov B., Kalinichenko R., Spirin A. Mathematical modeling of heat and mass transfer process under heat treatment of grain materials in dense layer. *Teka commission of motorization and power industry in agriculture*. 2016. Vol. 16, no. 4. P. 35–41.
12. Шевчук А., Шульга Ю. Автоматизована система управління сушіння зерна за критерієм енергоефективності. *І науково – практичній конференції магістрантів ІЕЕ* : наук. конф., м. Київ, 21–22 листоп. 2018 р. Київ, 2018.
13. Akulich P. V., Slizhuk D. S. Heat and mass transfer in the blasted layer of vegetable materials with cyclic microwave power supply. *Proceedings of the national academy of sciences of belarus, physical-technical series*. 2021. Vol. 66, no. 1. P. 66–75. URL: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2021-66-1-66-75>.

14. Дементьева Т. Ю. Оценка энергетической эффективности конвективной, микроволновой и микроволново-конвективной сушки зерна. *Наукові здобуття молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті. – 77-а наукова конференція молодих учених, аспірантів і студентів* : наук. конф., м. Київ. Київ, 2011. С. 119.

15. Календерьян В. А. Влияние режимных параметров на характеристики установки для микроволново-конвективной сушки зерновых культур в движущемся слое. *Наукові праці ОНАХТ* : наук. примірник, м. Одеса. Одеса, 2011. С. 86–91.

16. Колесниченко Н., Бошкова И. Энергоэффективность высокоинтенсивных процессов микроволновой обработки материалов. *Сборник докладов международной конференции “ENERGY OF MOLDOVA – 2016. REGIONAL ASPECTS OF DEVELOPMENT”* : наук. конф., м. Одеса, 29 верес. – 1 жовт. 2016 р. Одеса, 2016. С. 118–122.

17. Конвєсна мікрохвильова установка для термообробки сипких продуктів : Україна : F26B17/04 H05B6/64. № а202104930 ; заявл. 02.09.2021.

18. Stress development during drying of calcium carbonate suspensions containing carboxymethylcellulose and latex particles / P. Wedin et al. *Journal of colloid and interface science*. 2004. Vol. 272, no. 1. P. 1–9. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2003.12.030>.

19. Аксельруд Г.А. Массообмен в системе твердое тело - жидкость. Львов: Львовс. университет, 1970. 188 с.

20. Ziegler E. N., Holmes J. T. Mass transfer from fixed surfaces to gas fluidized beds. *Chemical engineering science*. 1966. Vol. 21, no. 2. P. 117–122. URL: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(66\)85002-9](https://doi.org/10.1016/0009-2509(66)85002-9).

21. Leckner B. Heat and mass transfer to/from active particles in a fluidized bed—An analysis of the Baskakov-Palchonok correlation. *International journal of heat and mass transfer*. 2021. Vol. 168. P. 120860. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120860>.

22. Effect of Schmidt number and D/d ratio on mass transfer through gas-solid and liquid-solid packed beds: direct numerical simulations / S. Bale et al. *Powder technology*. 2019. Vol. 354. P. 529–539.
URL: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.05.067>.

ВИСНОВКИ

1. Складено математичну модель взаємопов'язаного міжкомпонентного тепло- і масопереносу в щільному нерухомому шарі, згідно з якою шар складається з двох квазігомогенних компонентів – газового та твердого. Модель включає рівняння теплопереносу в газовому компоненті, рівняння теплопереносу на твердому компоненті та рівняння масопереносу в газовому компоненті;

2. Складена математична модель нестационарного теплопереносу в щільному теплоізованому шарі гранульованого матеріалу, що продувається. Згідно з якою щільний шар розглядають як квазігомогенне середовище з ефективними коефіцієнтами перенесення;

3. Розроблений метод визначення коренів характеристичного рівняння для встановлення постійних інтегрування при рішенні математичної моделі відносно надлишкової температури шару;

4. Розраховані та внесені до таблиці значення коренів характеристичного рівняння в залежності від чисел Bio відповідно до математичної моделі теплоперенесення в теплоізованому каналі з щільним шаром гранульованого матеріалу;

5. Отримана аналітична залежність для розрахунку середньої за перерізом температури шару при нестационарному нагріванні (охолодженні) наскрізним газовим потоком для умов постійної температури газу на вході та відсутності втрат в навколишнє середовище;

6. Збільшення порозності призводить до збільшення температури матеріалу: за результатами розрахунку нагрівання шару гравію зі збільшенням ε в 1,17 разів (від $\varepsilon = 0,42$ до $\varepsilon = 0,36$) температура матеріалу на відстані 0,2 м від входу в канал за $\tau = 1800$ с збільшилась у 1,42 разів - від температури $t = 24,3$ °C до $t = 33,8$ °C;

7. Щільність матеріалу істотно впливає на температуру шару. Так, матеріал із щільністю 800 кг/м^3 (керамзит) за 1800 с нагрівся на $14,6 \text{ }^\circ\text{C}$ вище за фракцію гравію щільністю 1700 кг/м^3 .

8. Підвищення швидкості фільтрації для шару керамзиту з часом нагрівання $\tau = 1800 \text{ с}$ підвищення швидкості фільтрації від $0,3 \text{ м/с}$ до $1,5 \text{ м/с}$ призводить до збільшення температури в $1,42$ рази, з температури $27,5 \text{ }^\circ\text{C}$ до температури $39 \text{ }^\circ\text{C}$, за наступними умовами: відстань від входу $L=0,2 \text{ м}$, температура повітря на вході $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, порозність $\varepsilon = 0,4$, питома поверхня частинок $a_{\text{num}} = 820 \text{ м}^2/\text{м}^3$;

9. Коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну в щільному шарі гравію змінювався в межах $(3,8 - 15,7) \text{ Вт/м}^2\text{К}$ при нагріванні наскрізним потоком повітря з температурою від $36 \text{ }^\circ\text{C}$ до $48 \text{ }^\circ\text{C}$, порозністю шару $\varepsilon = 0,4$, довжиною каналу 1 м ;

10. Середнє значення теплових втрат у періоді паузи в роботі ґрунтового регенератора від гранульованої насадки в ґрунт становило $2,2 \text{ Вт}$, що відповідало коефіцієнту теплопередачі $k = 2,34 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ при посиленій ізоляції теплообмінного каналу: каучук фрезований товщиною 12 мм ;

11. Складена та апробована методика розрахунку ґрунтового регенератора з щільною гранульованою насадкою для теплиць. За результатами розрахунку регенератора для теплиці площею 36 м^2 (довжина теплиці – 9 м , ширина – 4 м) та висотою $2,7 \text{ м}$, середній потік сонячного випромінювання 340 Вт/м^2 , за використання гранітного гравію потрібно встановити теплообмінні канали з щільною насадкою кількістю 5 шт. довжиною $0,3 \text{ м}$., розрахункова акумульована теплота $Q_{\text{ак}} = 1,118 \cdot 10^8 \text{ Дж}$. За розрахунком теплових втрат в нічній час при середній температурі навколишнього середовища $t_{\text{н.с.}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ регенератор зможе в режимі охолодження підтримувати температуру повітря в теплиці протягом $5,6$ години на рівні $16 \text{ }^\circ\text{C}$.

12. Енергоефективність використання регенераторів з щільним шаром гранульованого матеріалу визначена на прикладі ґрунтового регенератора для

теплиць. Відповідно розглянутому прикладу, вартість електроенергії на роботу регенератора складає 2,6 грн., вартість за роботу електронагрівача за той же період складає 68,4 грн. Витрати на електроенергію за використання ґрунтового регенератора знизяться в 26,3 рази. Представлені результати носять оціночний характер, проте вони переконливо свідчать про енергоефективність впровадження ґрунтових регенераторів.

ДОДАТКИ ДОДАТОК А

The screenshot shows the Maple 2022.2 software interface. At the top, there are window titles and a menu bar with options like 'Текст', 'Неиспользуемая математика', 'Математика', 'C Text', and font settings. The main workspace displays several mathematical expressions:

Equation (1): A complex expression involving a summation over n from 1 to 5, with terms involving cos, sin, and exponential functions of variables like a, c, p, k_n, alpha, and Z. The result is given as $eq3 := 2.965430376 \times 10^{-12}$.

Text below (1): **Дослідження математичної моделі при різних вихідних даних**. Parameters listed: $Z := 1; p := 800; c := 860; a := 7.55 \cdot 10^{-5}; \alpha := 4; a_{mid} := 800; \lambda := 0.6; \beta := 0.54; \varepsilon := 0.1; k_1 := 11.42; k_2 := 33.52; k_3 := 48.31; k_4 := 11.42; k_5 := 61.34; \theta := 20; \tau := 1600$.

Dialog Box (2): A 'Maple 2022.2' license dialog box. It contains the Maple logo, the version number 'Maple 2022.2', the date 'воскресенье, 23 октября 2022 г.', the user name 'Ігор Мілінов', the activation code '40000419V3LBERK', and the expiration date 'Дата окончания: February 11, 2024'. There is a 'Восстановить лицензию' button and an 'Ок (0)' button.

Equation (3): Similar to equation (1), but with a different result: $eq2 := 1.482715191 \times 10^{-12}$.

Рис. 1. Дослідження математичної моделі переносу тепла у шарі гранульованого матеріалу у програмному комплексі Maple 2022.2

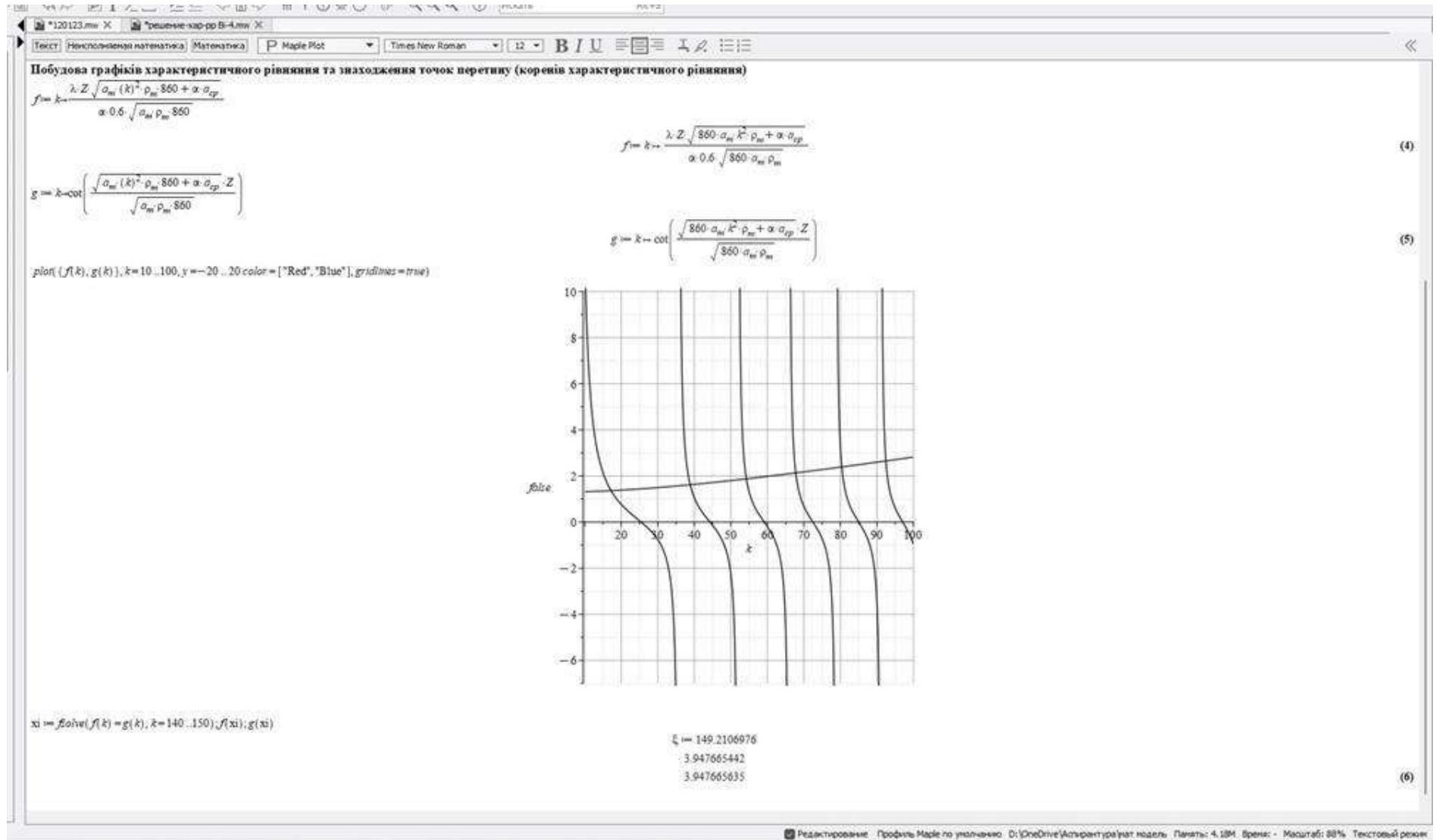


Рис. 2. Дослідження графіку функції математичної моделі переносу тепла у шарі гранульованого матеріалу у програмному комплексі Maple 2022.2

ДОДАТОК Б

Розрахунок температур по довжині каналу з гранульованим матеріалом (гравій)

Знаходження коренів характеристичного рівняння (2.24) здійснювалось графічним шляхом за допомогою пакету прикладних програм MAPLE 2022 як точки перетину рівнянь (1), (2):

$$f(k) = \frac{\lambda_m \cdot \sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}}}{\alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}} \quad (1)$$

$$g(k) = \operatorname{ctg}\left(\frac{\sqrt{a_m \cdot k^2 \cdot \rho_m \cdot c_m + \alpha \cdot a_{num}} \cdot l}{\sqrt{a_m \cdot \rho_m \cdot c_m}}\right) \quad (2)$$

Підставляючи знайдені корені характеристичного рівняння k до рівняння (2.32), знаходимо надлишкову температуру у шарі та температуру шару матеріалу (температура повітря на вході в канал 40°C). Дані розрахунку представлені в табл. 1.

1. Розрахунок локальних температур матеріалу в залежності від часу за $\text{Bi}_0=4$, $\alpha=5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

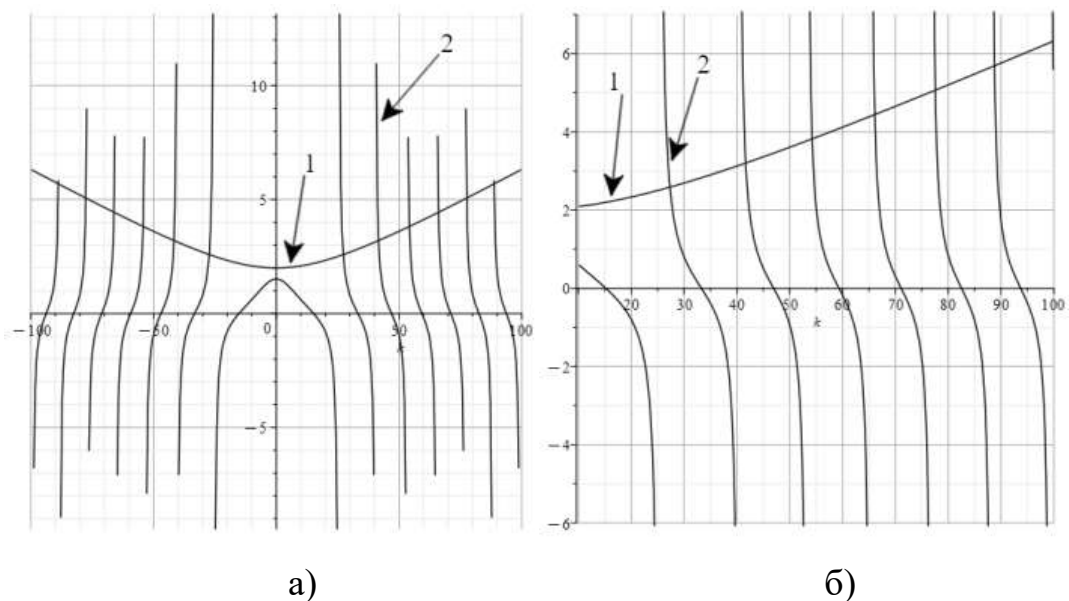


Рисунок 1 – Графічне знаходження коренів k за $\text{Bi}_0=4$

Таблиця 1

Корені характеристичного рівняння k за $Bio=4$

$f(k)=g(k)$	1,64	2,02	2,41	2,79	3,18	3,57	3,96
k	11,42	33,52	48,31	61,34	73,55	85,29	96,34

Таблиця 2

Надлишкова температура та локальна температура шару гравію в залежності від часу за $Bio=4$, $\alpha=5$ Вт/м²К

τ, c		$Z=0,1$ м										
		z, m	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
60	Надлишкова температура, °С		7,71	7,708	7,706	7,703	7,7	7,695	7,69	7,684	7,677	7,669
	Температура шару, °С		32,29	32,292	32,294	32,297	32,3	32,305	32,31	32,316	32,323	32,331
1800	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-12}		3,06	3,059	3,058	3,057	3,056	3,054	3,052	3,049	3,047	3,043
	Температура шару, °С		39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-25}		4,538	4,538	4,536	4,535	4,533	4,53	4,527	4,523	4,519	4,514
	Температура шару, °С		39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
		$Z=0,5$ м										
			0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05
60	Надлишкова температура за повітрям, °С		11,564	11,562	11,559	11,555	11,55	11,543	11,535	11,526	11,515	11,504

τ, c		Z, M									
		0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
1800	Температура шару, °C	28,436	28,438	28,441	28,445	28,45	28,457	28,465	28,474	28,485	28,496
	Надлишкова температура за повітрям, °C	4,859	4,859	4,587	4,586	4,583	4,581	4,578	4,574	4,57	4,565
3600	Температура шару, °C	35,141	35,141	35,413	35,414	35,417	35,419	35,422	35,426	35,43	35,435
	Надлишкова температура за повітрям, °C 10^{-3}	6,807	6,806	6,805	6,802	6,799	6,795	6,79	6,785	6,779	6,772
60	Температура шару, °C	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
	Надлишкова температура за повітрям, °C	17,84	17,557	17,087	16,436	15,611	14,621	13,476	12,188	10,772	9,241
1800	Температура шару, °C	22,16	22,443	22,913	23,564	24,389	25,379	26,524	27,812	29,228	30,759
	Надлишкова температура за повітрям, °C	12,06	11,43	11,25	10,93	10,73	10,21	9,83	8,92	8,31	7,33
3600	Температура шару, °C	27,94	28,57	28,75	29,07	29,27	29,79	30,17	31,08	31,69	32,67
	Надлишкова температура за повітрям, °C	6,19	5,22	5,01	4,51	3,92	3,44	2,11	1,02	0,01	0,01
60	Температура шару, °C	33,81	34,78	34,99	35,49	36,08	36,56	37,89	38,98	39,99	39,99
	Надлишкова температура за повітрям, °C	17,84	17,557	17,087	16,436	15,611	14,621	13,476	12,188	10,772	9,241

τ, c \ / Z, M		0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
		$Z=1,5\ m$									
		1,5	1,35	1,2	1,05	0,9	0,75	0,6	0,45	0,3	0,15
60	Надлишкова температура за повітрям, °С	24,441	24,053	23,409	22,517	21,387	20,031	18,462	16,698	14,758	12,660
	Температура шару, °С	15,559	15,947	16,591	17,483	18,613	19,969	21,538	23,302	25,242	27,340
1800	Надлишкова температура за повітрям, °С	16,522	15,659	15,413	14,974	14,700	13,988	13,467	12,220	11,385	10,042
	Температура шару, °С	23,478	24,341	24,588	25,026	25,300	26,012	26,533	27,780	28,615	29,958
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С	8,480	7,151	6,864	6,179	5,370	4,713	2,891	1,397	0,027	0,027
	Температура шару, °С	31,520	32,849	33,136	33,821	34,630	35,287	37,109	38,603	39,973	39,973

2. Розрахунок температур за $Bi_0=10$, $\alpha=13\ \text{Вт/м}^2\text{К}$

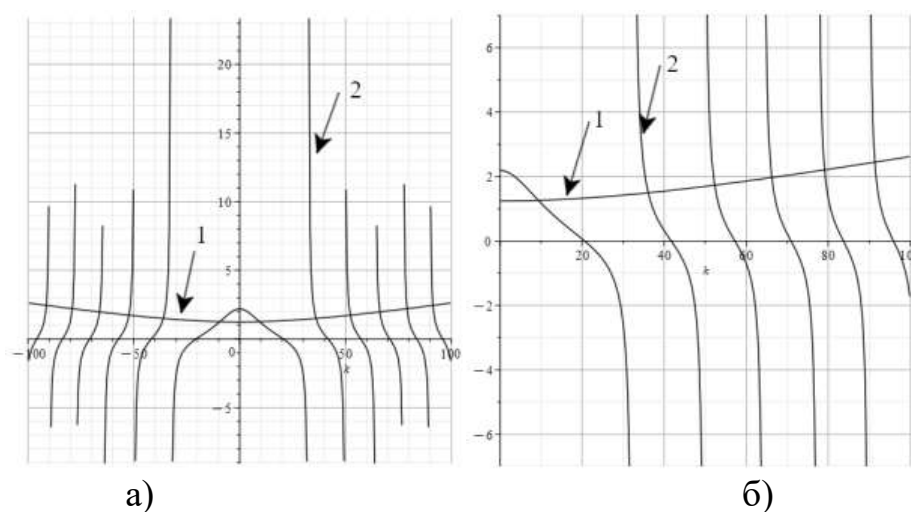


Рисунок 2 – Графічне знаходження коренів k , характеристичного рівняння (1), (2) за $Bi_0=10$

Таблиця 3

Корені характеристичного рівняння k за $Bi_0=10$

$f(k)=g(k)$	1,36	1,62	1,87	2,13	2,39	2,65	2,91
k	17,21	38,89	54,27	67,79	80,39	92,46	104,18

Таблиця 4

Надлишкова температура та локальна температура шару гравію в залежності від часу за $Bi_0=4$, $\alpha=5$ Вт/м²К

τ, c		$Z=0,1$ м										
		z, m	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
60	Надлишкова температура, °С		5,666	5,665	5,664	5,661	5,659	5,655	5,652	5,647	5,642	5,636
	Температура шару, °С		34,334	34,335	34,336	34,339	34,341	34,345	34,348	34,353	34,358	34,364
1800	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-13}		2,249	2,248	2,247	2,247	2,246	2,245	2,243	2,241	2,239	2,236
	Температура шару, °С		39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-27}		3,335	3,335	3,334	3,333	3,332	3,329	3,327	3,324	3,321	3,318
	Температура шару, °С		39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
		$Z=0,5$ м										
			0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05
60	Надлишкова температура за повітрям, °С		8,499	8,497	8,495	8,492	8,489	8,484	8,478	8,471	8,463	8,455
	Температура шару, °С		31,501	31,503	31,505	31,508	31,511	31,516	31,522	31,529	31,537	31,545

τ, c		Z, M									
		0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
1800	Надлишкова температура за повітрям, °C	3,571	3,571	3,371	3,370	3,368	3,367	3,365	3,362	3,359	3,355
	Температура шару, °C	36,429	36,429	36,629	36,630	36,632	36,633	36,635	36,638	36,641	36,645
3600	Надлишкова температура за повітрям, °C 10^{-4}	5,003	5,002	5,001	4,999	4,997	4,994	4,990	4,987	4,982	4,977
	Температура шару, °C	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
Z=1,0 м											
		1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
60	Надлишкова температура за повітрям, °C	13,112	12,904	12,558	12,080	11,473	10,746	9,904	8,958	7,917	6,792
	Температура шару, °C	26,888	27,096	27,442	27,920	28,527	29,254	30,096	31,042	32,083	33,208
1800	Надлишкова температура за повітрям, °C	8,863	8,400	8,268	8,033	7,886	7,504	7,225	6,556	6,107	5,387
	Температура шару, °C	31,137	31,600	31,732	31,967	32,114	32,496	32,775	33,444	33,893	34,613
3600	Надлишкова температура за повітрям, °C	4,549	3,836	3,682	3,315	2,881	2,528	1,551	0,750	0,007	0,007
	Температура шару, °C	35,451	36,164	36,318	36,685	37,119	37,472	38,449	39,250	39,993	39,993

τ, c \ Z, M		0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
		$Z=1,5 m$									
		1,5	1,35	1,2	1,05	0,9	0,75	0,6	0,45	0,3	0,15
60	Надлишкова температура за повітрям, °C	17,963	17,678	17,204	16,549	15,718	14,722	13,569	12,272	10,846	9,304
	Температура шару, °C	22,037	22,322	22,796	23,451	24,282	25,278	26,431	27,728	29,154	30,696
1800	Надлишкова температура за повітрям, °C	12,143	11,509	11,328	11,005	10,804	10,280	9,898	8,981	8,367	7,380
	Температура шару, °C	27,857	28,491	28,672	28,995	29,196	29,720	30,102	31,019	31,633	32,620
3600	Надлишкова температура за повітрям, °C	6,232	5,256	5,045	4,541	3,947	3,464	2,125	1,027	0,020	0,020
	Температура шару, °C	33,768	34,744	34,955	35,459	36,053	36,536	37,875	38,973	39,980	39,980

3. Розрахунок температур за $Bi_0=40$, $\alpha=48 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

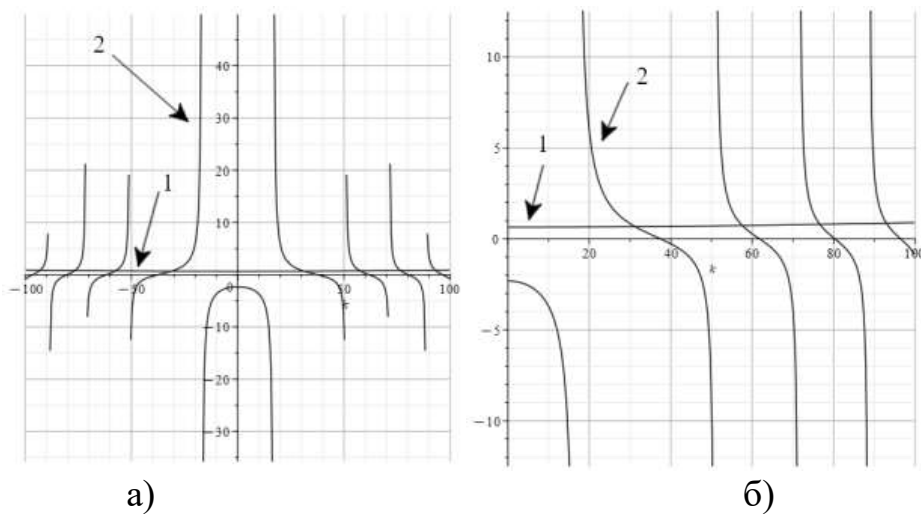


Рисунок 3 – Графічне знаходження коренів k за $Bi_0=40$

Таблиця 5

Корені характеристичного рівняння k за $Bi_0=40$

$f(k)=g(k)$	0,68	0,74	0,80	0,87	0,998	1,06	1,13
k	31,25	57,56	76,59	92,92	121,74	135,06	147,91

Таблиця 6

Надлишкова температура та локальна температура шару гравію в залежності від часу за $Bi_0=40$, $\alpha=5$ Вт/м²К

τ, c		$Z=0,1$ м										
		Z, M	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
60	Надлишкова температура, °С		1,898	1,897	1,897	1,896	1,895	1,894	1,893	1,891	1,890	1,888
	Температура шару, °С		38,102	38,103	38,103	38,104	38,105	38,106	38,107	38,109	38,110	38,112
1800	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-14}		0,753	0,753	0,753	0,753	0,752	0,752	0,751	0,751	0,750	0,749
	Температура шару, °С		39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-29}		1,117	1,117	1,117	1,116	1,116	1,115	1,114	1,113	1,112	1,111
	Температура шару, °С		39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
		$Z=0,5$ м										
			0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05
60	Надлишкова температура за повітрям, °С		2,847	2,846	2,845	2,844	2,843	2,842	2,840	2,837	2,835	2,832

$\tau, \text{с}$		$Z, \text{м}$									
		0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
1800	Температура шару, °С	37,153	37,154	37,155	37,156	37,157	37,158	37,160	37,163	37,165	37,168
	Надлишкова температура за повітрям, °С	1,196	1,196	1,129	1,129	1,128	1,128	1,127	1,126	1,125	1,124
3600	Температура шару, °С	38,804	38,804	38,871	38,871	38,872	38,872	38,873	38,874	38,875	38,876
	Надлишкова температура за повітрям, °С 10^{-5}	1,676	1,675	1,675	1,674	1,674	1,673	1,671	1,670	1,669	1,667
3600	Температура шару, °С	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99	39,99
	$Z=1,0 \text{ м}$										
60	Надлишкова температура за повітрям, °С	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
	Температура шару, °С	4,392	4,322	4,206	4,046	3,843	3,599	3,317	3,000	2,652	2,275
1800	Надлишкова температура за повітрям, °С	35,608	35,678	35,794	35,954	36,157	36,401	36,683	37,000	37,348	37,725
	Температура шару, °С	2,969	2,814	2,769	2,691	2,641	2,513	2,420	2,196	2,046	1,804
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С	37,031	37,186	37,231	37,309	37,359	37,487	37,580	37,804	37,954	38,196
	Температура шару, °С	1,524	1,285	1,233	1,110	0,965	0,847	0,520	0,251	0,002	0,002
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С	38,476	38,715	38,767	38,890	39,035	39,153	39,480	39,749	39,998	39,998
	Температура шару, °С										

Продовження таблиці 6

τ, с		Z, м									
		0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
Z=1,5 м											
		1,5	1,35	1,2	1,05	0,9	0,75	0,6	0,45	0,3	0,15
60	Надлишкова температура за повітрям, °С	6,017	5,921	5,762	5,543	5,265	4,931	4,545	4,111	3,633	3,116
	Температура шару, °С	33,983	34,079	34,238	34,457	34,735	35,069	35,455	35,889	36,367	36,884
1800	Надлишкова температура за повітрям, °С	4,067	3,855	3,794	3,686	3,619	3,443	3,315	3,008	2,803	2,472
	Температура шару, °С	35,933	36,145	36,206	36,314	36,381	36,557	36,685	36,992	37,197	37,528
3600	Надлишкова температура за повітрям, °С	2,087	1,760	1,690	1,521	1,322	1,160	0,712	0,344	0,007	0,007
	Температура шару, °С	37,913	38,240	38,310	38,479	38,678	38,840	39,288	39,656	39,993	39,993

ДОДАТОК В

Монтаж і встановлення пілотної установки

Монтаж пілотної установки включав низку стадій, основні з яких представлені на фото.



Рис. 1. Встановлення ґрунтового регенератора



Рис. 2. Елементи монтажу теплиці: вигляд регенератора в ґрунті

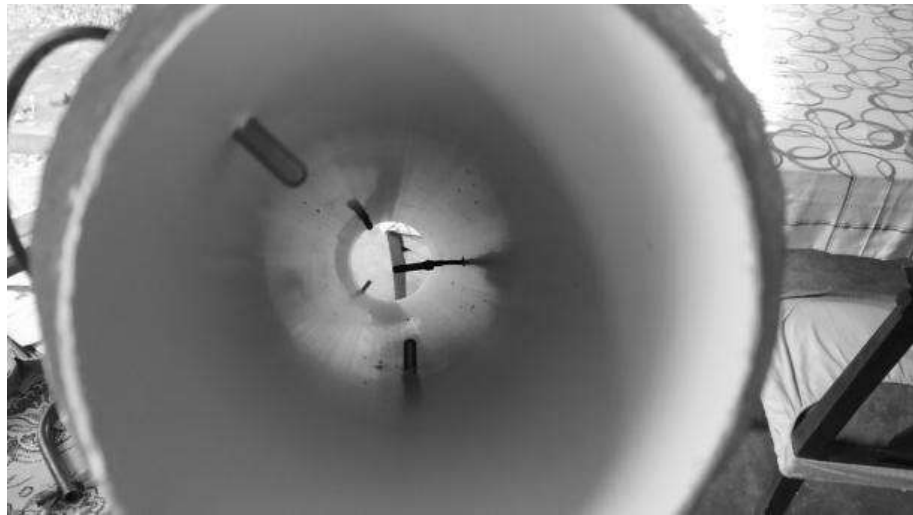


Рис. 3. Встановлення термопар у теплообмінний канал



Рисунок 4. Підготовка ґрунтового регенерації до роботи



Рисунок 5. Ґрунтовий регенератор у збірці



Рисунок 6. Пілотна установка теплиці з ґрунтовим регенератором



Рисунок 7. Намет із ноутбуком для приймання даних від вимірювальної апаратури (синій) і пілотна установка теплиці з ґрунтовим регенератором

ДОДАТОК Г

Прилади і матеріали для проведення досліджень

1. Матеріал для гранульованої насадки: гравій (велика фракція)



Рис. 1. Зовнішній вигляд гравію для проведення експериментів

2. Матеріал для теплоізоляції насадки ґрунтового регенератора

Як ізоляційний матеріал застосовували каучук фрезований товщиною 12 мм. (рис. 2).



Рис.2 Теплообмінний канал з ізоляцією

3. Заслінки для теплоізоляції теплообмінного каналу регенератора

Для зниження теплових втрат на вході і виході теплообмінного каналу в період паузи (консервації) застосовувалася автоматична заслінка **Air Valve**

Технічні характеристики

Час відкриття\закриття: 8-10 секунд

Діаметр: 100 мм

Висота: 150 мм



Рис. 3. Заслінка автоматична з електродвигуном d-100 мм, електродвигун 220 В.

4. Вентилятор для продування гранульованої насадки

Циркуляція повітря забезпечувалася вентилятором Домовент ВКО 100 (рис. 4)

Технічні характеристики

Потужність: 14 Вт

Частота обертання: 2400 об/хв

Продуктивність: 105 м³/год



Рис. 4. Вентилятор Домовент ВКО 100

5. Вимірювання температури

Температуру повітря і частинок у каналі вимірювали термопарами TemPer 2.0 (діапазон зміни температур: -40 - +125 С), рис.5.



Рис. 5. Термопара TemPer 2.0

Дані термопар надходили на ноутбук Teclast F7 plus і перетворювалися в програмному продукті TemPer V27, у пам'ять записувалися результати в градусах С.

6. Вимірювання інтенсивності сонячного випромінювання

Інтенсивність сонячного випромінювання визначали люкстром: TAB8131 Lux Meter (1 – 100000 lx), рис. 6.



Рис. 6. Люкстрметр TAB8131 Lux Meter (1 – 100000 lx)

ДОДАТОК Д

Вхідні дані з приладів								
τ	t	t	t	t	t	t_{in}	t_{out}	t_{average}
хв	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С
час за всіма періодами	температура 1 термопари у шарі	температура 2 термопари у шарі	температура друтої 3 у шарі	температура 4 термопари у шарі	температура друтої 5 у шарі	температура входу повітря	температура виходу повітря	середня температура шару
10	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	23,93	22,26	21,87
10	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	23,93	22,26	21,87
20	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	23,87	22,26	21,87
20	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	23,87	22,26	21,87
30	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	24,5	22,26	21,87
30	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	24,5	22,26	21,87
40	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	25	22,26	21,87
40	22,18	22,18	21,68	21,68	21,56	25	22,26	21,856
50	22,18	22,18	21,68	21,75	21,56	25,31	22,26	21,87
60	22,18	22,18	21,68	21,68	21,56	25,81	22,26	21,856
60	22,18	22,18	21,68	21,68	21,56	25,81	22,26	21,856
70	22,18	22,18	21,68	21,68	21,56	26,43	22,26	21,856
70	22,18	22,18	21,62	21,68	21,56	26,43	22,26	21,844
80	22,18	22,18	21,62	21,68	21,56	26,93	22,26	21,844
80	22,12	22,12	21,62	21,68	21,56	26,93	22,26	21,82
90	22,12	22,12	21,62	21,68	21,56	28,5	22,26	21,82
90	22,12	22,12	21,68	21,68	21,56	28,56	22,26	21,832
100	22,12	22,12	21,62	21,68	21,56	30,12	22,26	21,82
100	22,12	22,12	21,62	21,68	21,56	30,18	22,26	21,82
110	22,12	22,12	21,62	21,68	21,56	31,31	22,26	21,82
110	22,12	22,12	21,62	21,68	21,56	31,18	22,26	21,82
120	22,12	22,12	21,62	21,62	21,56	33,18	22,26	21,808
120	22,12	22,12	21,62	21,62	21,56	33,31	22,26	21,808
130	22,12	22,12	21,62	21,68	21,68	35,12	22,38	21,844
130	22,12	22,12	21,62	21,68	21,68	35,5	22,38	21,844
140	22,12	22,12	21,62	21,68	22,68	38,31	23,38	22,044
140	22,12	22,12	21,62	21,62	22,87	38,31	23,57	22,07

Продовження додатку Д

τ	t	t	t	t	t	tin	tout	taverage
150	26,06	28,93	26,25	21,75	25,62	38,56	26,32	25,722
150	26,06	28,87	26,87	21,75	25,62	38,56	26,32	25,834
160	27,12	29,62	28,5	22,12	27,43	39,75	28,13	26,958
160	27,25	29,75	28,62	22,12	27,56	39,93	28,26	27,06
170	27,25	30,56	29,43	22,37	28,56	40,93	29,26	27,634
170	27,25	30,56	29,56	22,43	28,62	41,06	29,32	27,684
180	28,37	31,18	30,56	22,93	29,43	41,93	30,13	28,494
180	28,56	31,12	30,56	22,93	29,43	41,93	30,13	28,52
190	29,18	31,81	31,25	23,75	29,93	42,75	30,63	29,184
190	29,18	31,81	31,25	23,75	29,93	42,81	30,63	29,184
200	29,81	32,5	31,87	24,06	30,62	44,18	31,32	29,772
200	29,87	32,5	31,93	24,25	30,62	44	31,32	29,834
210	30,31	33	32,37	25,68	31,31	44,56	32,01	30,534
220	30,31	33,37	32,81	26,75	32	46,18	32,7	31,048
220	30,31	33,25	32,81	26,81	32	46,18	32,7	31,036
230	31,06	33,62	33,25	27,5	32,25	47,06	32,95	31,536
230	31,06	33,68	33,31	27,56	32,31	47,12	33,01	31,584
240	31,56	33,87	33,56	28,06	32,81	47,81	33,51	31,972
240	31,56	33,93	33,56	28,12	32,93	47,81	33,63	32,02
250	31,56	34,06	33,56	28,75	32,93	48,06	33,63	32,172
250	31,56	34	33,56	28,75	32,93	48,12	33,63	32,16
260	31,68	34,31	33,56	29,31	32,93	48,25	33,63	32,358
270	32,25	34,81	33,56	29,68	32,93	48,25	33,63	32,646
270	32,18	34,81	33,56	29,75	32,93	48,25	33,63	32,646
280	32,25	34,62	33,56	30,06	32,93	48,93	33,63	32,684
280	32,25	34,62	33,56	30,06	32,93	48,75	33,63	32,684
290	32,25	34,43	33,56	30,37	32,93	48,25	33,63	32,708
290	32,18	34,37	33,56	30,37	33	48,25	33,7	32,696
300	31,56	33,75	33,56	30,62	32,93	47,37	33,63	32,484
300	31,56	33,75	33,56	30,62	32,93	47,37	33,63	32,484
310	30,93	33,25	33,18	30,81	32,93	46,5	33,63	32,22
320	30,31	32,31	32,31	30,93	32,93	44,68	33,63	31,758
320	30,31	32,12	32,25	30,93	32,93	44,68	33,63	31,708
330	29,62	30,62	31,18	30,81	32,93	38,93	33,63	31,032
330	29,5	30,56	31,06	30,81	32,93	38,75	33,63	30,972

Продовження додатку Д

τ	t	t	t	t	t	tin	tout	taverage
340	28,68	29,43	29,68	30,56	32,93	34,87	33,63	30,256
350	27,75	27,93	28,62	30,12	32,93	33,6	33,63	29,47
350	27,62	27,5	28,62	30,12	32,93	33,6	33,63	29,358
360	27,25	27,5	27,75	29,68	32,5	33,1	33,8	28,936
370	27,25	27,5	27,5	29,18	32,25	32,72	33,42	28,736
370	27,25	27,5	27,5	29,18	32,25	32,78	33,48	28,736
380	27,25	27,5	27,25	28,56	32,06	32,72	33,42	28,524
380	27,25	27,5	27,25	28,5	32	32,72	33,42	28,5
390	27,25	27,5	26,93	28,06	31,93	32,1	32,8	28,334
390	27,25	27,37	26,93	28,06	31,93	31,97	32,67	28,308
400	26,87	26,68	26,25	27,37	31,75	31,75	32,15	27,784
400	26,87	26,62	26,25	27,31	31,75	31,68	32,08	27,76
410	26,56	26,31	26,25	26,81	31,25	30,93	31,33	27,436
410	26,56	26,25	26,25	26,81	31,25	30,87	31,27	27,424
420	26,37	26,06	26,06	26,68	31	31	31,4	27,234
420	26,37	26	26,06	26,68	30,93	30,93	31,33	27,208
430	26,25	25,93	25,75	26,25	30,93	30,56	30,96	27,022
430	26,25	25,93	25,75	26,25	30,93	30,5	30,9	27,022
440	26	25,68	25,5	25,93	30,87	29,93	30,33	26,796
440	26	25,68	25,5	25,93	30,87	30	30,4	26,796
450	26	25,5	25,31	25,68	31,06	30,12	30,52	26,71
450	25,93	25,5	25,31	25,68	31,06	30	30,4	26,696
460	25,68	25,25	25,18	25,43	30,62	29,75	30,15	26,432
460	25,68	25,25	25,18	25,43	30,62	29,62	30,02	26,432
470	25,62	24,81	25	25,18	29,93	28,87	29,27	26,108
470	25,62	24,81	25,06	25,12	29,93	28,81	29,21	26,108
480	25,37	24,62	24,93	25,12	28,68	28,5	28,9	25,744
480	25,37	24,62	24,87	25,12	28,68	28,5	28,9	25,732
490	25,25	24,56	24,68	24,81	28,43	28,31	28,71	25,546
490	25,25	24,56	24,68	24,81	28,37	28,31	28,71	25,534
500	25,06	24,56	24,68	24,68	27,81	28,37	28,77	25,358
500	25,06	24,56	24,68	24,62	27,81	28,37	28,77	25,346
510	24,93	24,43	24,56	24,43	27,56	28	28,4	25,182
510	24,93	24,37	24,56	24,37	27,5	28,06	28,46	25,146
520	24,93	24,25	24,37	23,81	27,06	27,68	28,08	24,884

Продовження додатку Д

τ	t	t	t	t	t	tin	tout	taverage
530	24,93	24,18	24,25	23,75	26,81	26,87	27,27	24,784
540	24,93	24,12	24,06	23,75	26,56	26,87	27,27	24,684
540	24,93	24,12	24,06	23,75	26,5	26,93	27,33	24,672
550	24,93	24,12	24	23,75	26,06	26,93	27,33	24,572
550	24,93	24,12	24	23,75	26,06	26,93	27,33	24,572
560	24,93	24,06	24	23,75	25,62	26,87	27,27	24,472
560	24,93	24	24	23,75	25,62	26,87	27,27	24,46
570	24,93	23,93	24	23,75	25,62	26,62	27,02	24,446
580	24,81	23,81	24	23,75	25,62	26,37	26,77	24,398
580	24,81	23,81	24	23,75	25,62	26,31	26,71	24,398
590	24,75	23,75	23,93	23,75	25,62	26,12	26,52	24,36
590	24,81	23,75	23,93	23,75	25,62	26,12	26,52	24,372
600	24,68	23,56	23,81	23,75	25,62	25,87	26,27	24,284
600	24,68	23,56	23,81	23,75	25,62	25,87	26,27	24,284
610	24,62	23,43	23,75	23,75	25,62	25,68	26,08	24,234
610	24,62	23,43	23,68	23,75	25,62	25,68	26,08	24,22
620	24,56	23,43	23,62	23,75	25,62	25,31	25,71	24,196
630	24,5	23,43	23,56	23,75	25,43	25,31	25,71	24,134
630	24,5	23,43	23,56	23,75	25,43	25,31	25,71	24,134
640	24,43	23,43	23,5	23,75	25,31	24,93	25,33	24,084
640	24,43	23,43	23,5	23,75	25,25	24,93	25,33	24,072
650	24,37	23,43	23,43	23,75	25,12	24,56	24,96	24,02
650	24,37	23,43	23,43	23,75	25,12	24,56	24,96	24,02
660	24,31	23,43	23,37	23,75	25	24,62	25,02	23,972
660	24,31	23,43	23,37	23,75	25	24,62	25,02	23,972
670	24,31	23,43	23,31	23,75	24,93	24,5	24,9	23,946
670	24,31	23,43	23,31	23,75	24,87	24,5	24,9	23,934
680	24,31	23,43	23,31	23,62	24,81	24,31	24,71	23,896
680	24,31	23,43	23,31	23,62	24,81	24,25	24,65	23,896
690	24,31	23,43	23,31	23,56	24,68	24,18	24,58	23,858
690	24,31	23,43	23,31	23,56	24,68	24,18	24,58	23,858
700	24,31	23,43	23,31	23,5	24,62	23,93	24,33	23,834
700	24,31	23,43	23,31	23,5	24,62	23,93	24,33	23,834
710	24,18	23,43	23,31	23,43	24,5	23,93	24,33	23,77
710	24,18	23,43	23,31	23,43	24,43	23,93	24,33	23,756

Продовження додатку Д

τ	t	t	t	t	t	tin	tout	taverage
720	24,18	23,43	23,25	23,43	24,43	23,9	23,91	23,744
730	24,12	23,43	23,18	23,37	24,37	23,78	23,79	23,694
730	24,12	23,43	23,25	23,37	24,37	23,78	23,79	23,708
740	23,89	23,38	23,36	23,43	23,95	23,9	23,91	23,602
740	23,88	23,38	23,36	23,43	23,94	23,9	23,91	23,598
750	23,7	23,32	23,3	23,37	23,76	23,9	23,91	23,49
750	23,69	23,26	23,24	23,31	23,75	23,9	23,91	23,45
760	23,51	23,2	23,18	23,25	23,57	23,9	23,91	23,342
760	23,5	23,2	23,18	23,25	23,56	23,9	23,91	23,338
770	23,32	23,13	23,11	23,18	23,38	23,97	23,98	23,224
770	23,31	23,07	23,05	23,12	23,37	23,9	23,91	23,184
780	23,12	23,01	22,99	23,06	23,21	23,84	23,85	23,078
790	22,93	22,82	22,8	22,87	23,02	23,48	23,49	22,888
790	22,93	22,82	22,8	22,87	23,02	23,479	23,489	22,888
800	22,81	22,7	22,68	22,75	22,9	23,444	23,454	22,768
800	22,74	22,63	22,61	22,68	22,83	23,442	23,452	22,698
810	22,62	22,51	22,49	22,56	22,71	23,406	23,416	22,578
810	22,56	22,45	22,43	22,5	22,65	23,404	23,414	22,518
820	22,56	22,45	22,43	22,5	22,65	23,368	23,378	22,518
820	22,49	22,38	22,36	22,43	22,58	23,366	23,376	22,448
830	22,31	22,2	22,18	22,25	22,4	23,33	23,34	22,268
840	22,24	22,13	22,11	22,18	22,33	23,294	23,304	22,198
840	22,18	22,07	22,05	22,12	22,27	23,292	23,302	22,138
850	22,24	22,13	22,11	22,18	22,33	23,256	23,266	22,198
850	22,24	22,13	22,11	22,18	22,33	23,254	23,264	22,198
860	22,24	22,13	22,11	22,18	22,33	23,218	23,228	22,198
860	22,24	22,13	22,11	22,18	22,33	23,216	23,226	22,198
870	22,12	22,01	21,99	22,06	22,21	23,18	23,19	22,078
870	22,12	22,01	21,99	22,06	22,21	23,178	23,188	22,078
880	22,06	21,95	21,93	22	22,15	23,121	23,131	22,018
890	21,93	21,82	21,8	21,87	22,02	23,031	23,041	21,888
890	21,93	21,82	21,8	21,87	22,02	23,026	23,036	21,888
900	21,87	21,76	21,74	21,81	21,96	22,936	22,946	21,828
900	21,87	21,76	21,74	21,81	21,96	22,931	22,941	21,828
910	21,81	21,7	21,68	21,75	21,9	22,841	22,851	21,768

Продовження додатку Д

τ	t	t	t	t	t	tin	tout	taverage
920	21,74	21,63	21,61	21,68	21,83	22,746	22,756	21,698
920	21,74	21,63	21,61	21,68	21,83	22,741	22,751	21,698
930	21,62	21,51	21,49	21,56	21,71	22,651	22,661	21,578
940	21,56	21,45	21,43	21,5	21,65	22,561	22,571	21,518
940	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,556	22,566	21,448
950	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,466	22,476	21,448
950	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,461	22,471	21,448
960	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,371	22,381	21,448
960	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,366	22,376	21,448
970	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,276	22,286	21,448
970	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,271	22,281	21,448
980	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,181	22,191	21,448
980	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,176	22,186	21,448
990	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,091	22,101	21,448
990	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	22,086	22,096	21,448
1000	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,996	22,006	21,448
1000	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,991	22,001	21,448
1010	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,901	21,911	21,448
1010	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,896	21,906	21,448
1020	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,806	21,816	21,448
1020	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,801	21,811	21,448
1030	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,711	21,721	21,448
1030	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,706	21,716	21,448
1040	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,621	21,631	21,448
1040	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,616	21,626	21,448
1050	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,526	21,536	21,448
1050	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,521	21,531	21,448
1060	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,431	21,58	21,448
1060	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,426	21,58	21,448
1070	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,336	21,58	21,448
1070	21,56	21,45	21,43	21,5	21,65	21,331	21,65	21,518
1080	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,241	21,58	21,448
1080	21,49	21,38	21,36	21,43	21,58	21,236	21,58	21,448
1090	21,43	21,32	21,3	21,37	21,52	21,146	21,52	21,388
1100	21,43	21,32	21,3	21,37	21,52	21,056	21,52	21,388

Продовження додатку Д

τ	t	t	t	t	t	tin	tout	taverage
1110	21,43	21,32	21,3	21,37	21,52	20,961	21,52	21,388
1110	21,43	21,32	21,3	21,37	21,52	20,956	21,52	21,388
1120	21,37	21,26	21,24	21,31	21,46	20,866	21,46	21,328
1120	21,37	21,26	21,24	21,31	21,46	20,861	21,46	21,328
1130	21,37	21,26	21,24	21,31	21,46	20,771	21,46	
1130	21,31	21,2	21,18	21,25	21,4	20,766	21,4	
1140	21,31	21,2	21,18		21,4	20,676	21,4	

ДОДАТОК Е

Пошук апроксимаційних рівнянь для узагальнення експериментальних даних

1. Апроксимація даних за температурою повітря в періоді нагрівання

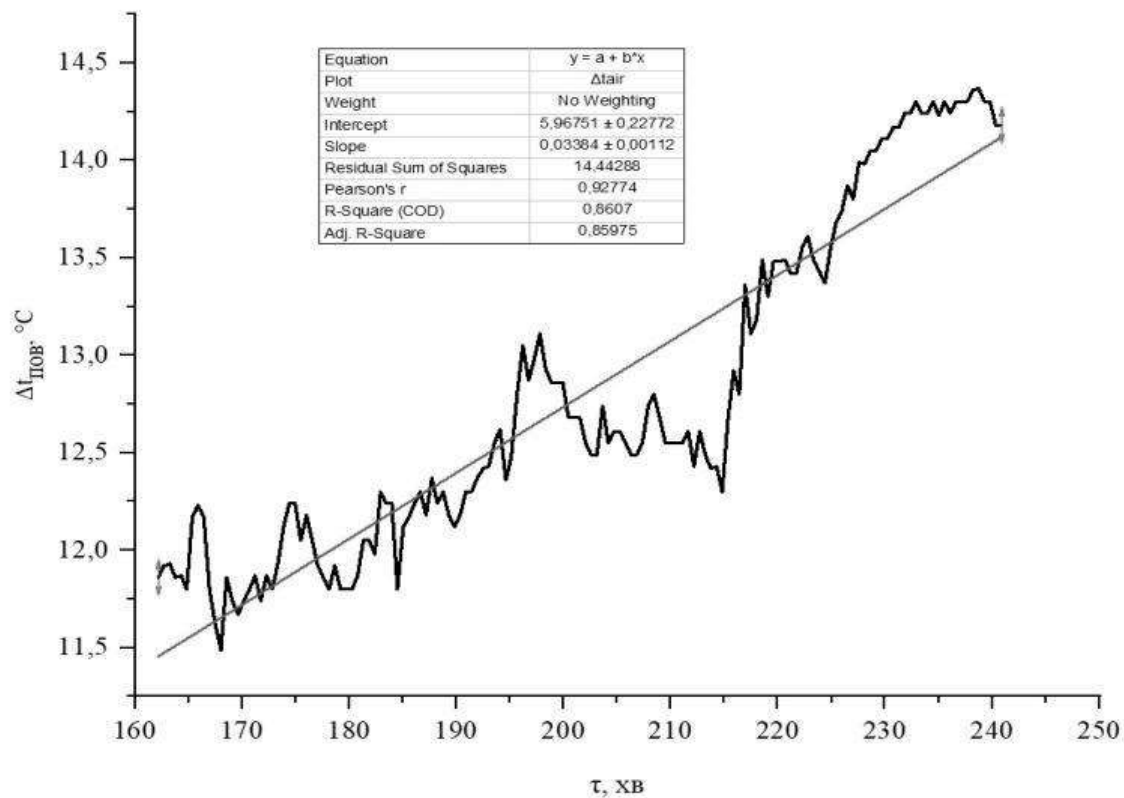


Рис. 1 – Графік зміни температури повітря в теплиці та апроксимувальна залежність

Результати лінійної апроксимації:

Linear Fit (27.05.2023 17:06:52)

Notes

Description	Perform Linear Fitting
User Name	fatal
Operation Time	27.05.2023 17:06:52
Equation	$y = a + b \cdot x$
Report Status	Report generated from Data Changed
Weight	No Weighting
Special Input Handling	
Data Filter	No

Input Data

Input X Data Source	Input Y Data Source	Range
[Book1]V=1!V"r"	[Book1]V=1!Y"Δtair"	[46:194]

Masked Data - Values Excluded from Computations

Notes
No Masked Data

Bad Data (missing values) -- Values that are invalid and thus not used in computations

Notes
No Missing Data

Parameters

		Value	Standard Error	t-Value	Prob> t
Δtair	Intercept	5,96751	0,22772	26,20512	2,89948E-57
	Slope	0,03384	0,00112	30,13763	8,51224E-65

Slope is significantly different from zero (See ANOVA Table).

Standard Error was scaled with square root of reduced Chi-Sqr.

Statistics

	Δtair
Number of Points	149
Degrees of Freedom	147
Residual Sum of Squares	14,44288
Pearson's r	0,92774
R-Square (COD)	0,8607
Adj. R-Square	0,85975

Summary

	Intercept		Slope		Statistics
	Value	Standard Error	Value	Standard Error	Adj. R-Square
Δtair	5,96751	0,22772	0,03384	0,00112	0,85975

ANOVA

		DF	Sum of Squares	Mean Square	F Value	Prob>F
Δtair	Model	1	89,23897	89,23897	908,2766	8,5123E-65
	Error	147	14,44288	0,09825		
	Total	148	103,68185			

At the 0.05 level, the slope is significantly different from zero.

2. Апроксимація даних за коефіцієнтом теплопередачі від щільного шару матеріалу до ґрунту для періоду ІІІ (пауза)

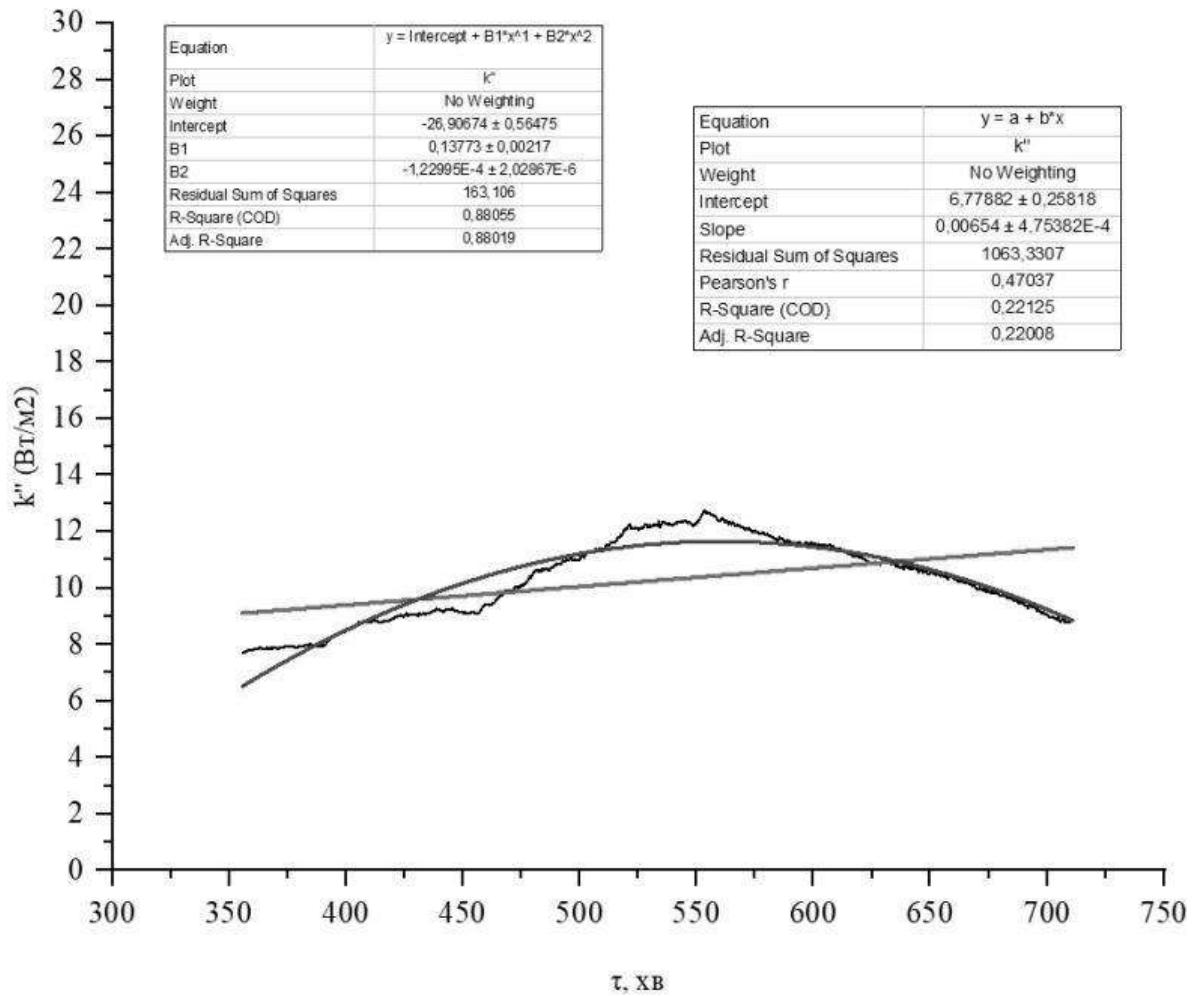


Рис. 2 – Графік зміни коефіцієнта теплопередачі в періоді паузи та апроксимувальні криві (лінійна апроксимація і поліном другого ступеня)

Результаты линейной аппроксимации:

Linear Fit (27.05.2023 23:07:22)

Notes

Description	Perform Linear Fitting
User Name	fatal
Operation Time	27.05.2023 23:07:22
Equation	$y = a + b \cdot x$
Report Status	Report generated from Data Changed
Weight	No Weighting
Special Input Handling	
Data Filter	No

Input Data

Input X Data Source	Input Y Data Source	Range
[Book1]V=1!AJ:r	[Book1]V=1!AP:k	[1*:669*]

Masked Data - Values Excluded from Computations

Notes
No Masked Data

Bad Data (missing values) -- Values that are invalid and thus not used in computations

Notes
No Missing Data

Parameters

		Value	Standard Error	t-Value	Prob> t
k"	Intercept	6,77882	0,25818	26,25578	6,82858E-105
	Slope	0,00654	4,75382E-4	13,76597	3,94516E-38

Slope is significantly different from zero (See ANOVA Table).

Standard Error was scaled with square root of reduced Chi-Sqr.

Statistics

	k"
Number of Points	669
Degrees of Freedom	667
Residual Sum of Squares	1063,3307
Pearson's r	0,47037
R-Square (COD)	0,22125
Adj. R-Square	0,22008

Summary

	Intercept		Slope		Statistics
	Value	Standard Error	Value	Standard Error	Adj. R-Square
k"	6,77882	0,25818	0,00654	4,75382E-4	0,22008

ANOVA

		DF	Sum of Squares	Mean Square	F Value	Prob>F
k"	Model	1	302,1039	302,1039	189,50201	3,94516E-38
	Error	667	1063,3307	1,5942		
	Total	668	1365,4346			

At the 0.05 level, the slope is significantly different from zero.

Результати апроксимації за поліном другого ступеня.

Polynomial Fit (27.05.2023 23:08:43)

Notes

Description	Perform Polynomial Fitting
User Name	fatal
Operation Time	27.05.2023 23:08:43
Equation	$y = \text{Intercept} + B1 \cdot x^1 + B2 \cdot x^2$
Report Status	Report generated from Data Changed
Weight	No Weighting
Special Input Handling	
Data Filter	No

Input Data

Input X Data Source	Input Y Data Source	Range
[Book1]V=1!AJ:r	[Book1]V=1!AP:k	[1*:669*]

Masked Data - Values Excluded from Computations

Notes
No Masked Data

Bad Data (missing values) -- Values that are invalid and thus not used in computations

Notes
No Missing Data

Parameters

		Value	Standard Error	t-Value	Prob> t
k"	Intercept	-26,90674	0,56475	-47,64403	1,00493E-216
	B1	0,13773	0,00217	63,41825	2,01891E-284
	B2	-1,22995E-4	2,02867E-6	-60,62861	2,50035E-273

Standard Error was scaled with square root of reduced Chi-Sqr.

Statistics

	k"
Number of Points	669
Degrees of Freedom	666
Residual Sum of Squares	163,106
R-Square (COD)	0,88055
Adj. R-Square	0,88019

Summary

	Intercept		B1		B2		Statistics
	Value	Standard Error	Value	Standard Error	Value	Standard Error	Adj. R-Square
k"	-26,90674	0,56475	0,13773	0,00217	-1,22995E-4	2,02867E-6	0,88019

ANOVA

		DF	Sum of Squares	Mean Square	F Value	Prob>F
k"	Model	2	1202,32861	601,1643	2454,69473	0
	Error	666	163,106	0,2449		
	Total	668	1365,4346			

At the 0.05 level, the fitting function is significantly better than the function $y=\text{constant}$.

ДОДАТОК Ж

Результати розрахунку теплових характеристик роботи регенератора в періоді нагрівання

τ хв	$Q_{пов}$ Вт	Q_M Вт	$\Delta t_{пов}$ °C	$Q_{вт}$ Вт	$t_{зов}$ °C	k Вт/м ²	Δt °C	Δt °C	Δt °C
час другого періоду	тепло за повітрям	тепло за шаром	різниця температури повітря на вході та виході	втрати тепла	температура довікля за часом	коефіцієнт теплопередачі	середня температура по входу та виходу	уточнена середня температура в акумуляторі	різниця температур на виході з каналу та температури кулі
138	111,76	96,373	15,61	15,382	21	0,1125	30,625	8,693	16,75
139	109,11	97,333	15,24	11,773	21	0,0885	30,63	8,672	16,63
139	106,82	96,053	14,92	10,762	21	0,0862	30,72	8,7	16,5
140	106,89	95,68	14,93	11,207	21	0,0918	30,845	8,801	16,63
140	105,53	97,067	14,74	8,4599	21	0,0711	30,94	8,87	16,69
141	102,38	95,093	14,3	7,2832	21	0,0661	31,03	8,874	16,5
141	101,02	94,72	14,11	6,2963	22	0,0139	31,125	8,843	16,56
142	99,227	82,987	13,86	16,24	22	0,0999	31,13	8,346	16,44
143	97,866	63,36	13,67	34,506	23	0,1511	31,345	7,787	16,5
143	96,578	43,36	13,49	53,218	24	0,1813	31,505	7,071	16,63
144	95,647	43,68	13,36	51,967	24	0,2178	31,63	7,096	16,63

Продовження додатку Ж

τ	Q _{пов}	Q _м	Δt _{пов}	Q _{вт}	t _{зов}	k	Δt	Δt	Δt
145	88,058	38,667	12,3	49,391	24	0,3427	31,47	6,586	15,94
145	86,268	35,253	12,05	51,015	25	0,0336	31,535	6,451	15,88
146	84,908	33,387	11,86	51,521	25	0,0938	31,69	6,458	15,94
146	83,548	32,267	11,67	51,281	25	0,1393	31,785	6,439	15,94
147	81,83	30,773	11,43	51,056	25	0,1876	31,845	6,377	15,88
147	80,899	29,973	11,3	50,926	25	0,2183	31,97	6,424	15,94
148	84,479	29,333	11,8	55,145	25	0,2632	32,22	6,612	16,44
148	85,839	29,653	11,99	56,185	25	0,2743	32,315	6,693	16,56
149	85,839	30,72	11,99	55,119	25	0,2735	32,315	6,683	16,63
149	88,989	30,347	12,43	58,642	25	0,3268	32,535	6,825	17
150	87,629	31,947	12,24	55,682	25	0,3156	32,44	6,718	16,81
150	87,629	29,973	12,24	57,655	25	0,3775	32,44	6,606	16,81
151	88,989	31,04	12,43	57,949	25	0,4076	32,535	6,639	17
152	91,638	30,987	12,8	60,651	25	0,4447	32,72	6,786	17,37
152	88,058	27,307	12,3	60,751	26	0,0286	32,78	6,72	17,12
153	84,479	25,973	11,8	58,505	26	0,079	32,91	6,738	17
153	83,977	23,68	11,73	60,297	26	0,1287	33,065	6,793	17,12
154	84,049	23,307	11,74	60,742	26	0,1593	33,13	6,796	17,19
154	84,049	22,08	11,74	61,969	26	0,1975	33,19	6,784	17,19
155	83,977	21,653	11,73	62,324	26	0,2368	33,315	6,831	17,31
155	83,619	21,707	11,68	61,913	26	0,2702	33,41	6,854	17,32
156	84,479	21,333	11,8	63,145	26	0,3083	33,6	6,978	17,5
156	84,479	20,373	11,8	64,105	26	0,3372	33,66	6,99	17,63
157	82,259	19,36	11,49	62,899	26	0,3496	33,505	6,797	17,25
157	84,049	19,68	11,74	64,369	26	0,3709	33,63	6,896	17,5
158	84,479	18,987	11,8	65,492	26	0,4031	33,78	6,996	17,68
158	85,338	17,28	11,92	68,058	26	0,453	33,91	7,062	17,81
159	84,908	16,427	11,86	68,481	26	0,4946	33,94	7,02	17,81
160	83,19	16,053	11,62	67,137	26	0,5049	33,94	6,982	17,63
160	83,548	13,973	11,67	69,575	26	0,5789	34,095	7,035	17,81
161	83,548	14,347	11,67	69,201	26	0,5954	34,095	6,999	17,75
161	84,049	16	11,74	68,049	26	0,5791	34,13	7,046	17,82
162	84,479	15,307	11,8	69,172	26	0,6223	34,16	7,014	17,88
162	84,908	15,68	11,86	69,228	26	0,6304	34,19	7,03	17,94
163	85,338	15,68	11,92	69,658	26	0,6605	34,22	7,012	18

Продовження додатку Ж

τ	Qпов	Qм	Δtпов	Qвт	tзов	k	Δt	Δt	Δt
163	85,409	17,28	11,93	68,129	26	0,66	34,345	7,111	18,13
164	84,908	16	11,86	68,908	26	0,701	34,44	7,144	18,19
164	84,98	15,04	11,87	69,94	26	0,7522	34,565	7,195	18,32
165	84,479	17,013	11,8	67,465	26	0,7531	34,6	7,178	18,32
165	87,127	16,64	12,17	70,487	26	0,7935	34,785	7,351	18,69
166	87,557	17,28	12,23	70,277	26	0,7911	34,815	7,381	18,75
166	87,127	16,907	12,17	70,221	26	0,8114	34,845	7,373	18,75
167	84,479	18,293	11,8	66,185	26	0,7773	34,78	7,284	18,5
167	83,19	20,053	11,62	63,137	26	0,7415	34,69	7,194	18,32
168	82,259	21,013	11,49	61,246	26	0,7385	34,755	7,219	18,25
169	84,908	20	11,86	64,908	26	0,7949	35	7,44	18,62
169	84,049	20,96	11,74	63,089	26	0,7845	35	7,416	18,5
170	83,548	21,013	11,67	62,535	26	0,8021	35,095	7,461	18,56
170	84,049	20,64	11,74	63,409	26	0,8382	35,19	7,506	18,63
171	84,479	20,64	11,8	63,839	26	0,8619	35,28	7,56	18,75
171	84,98	20,587	11,87	64,393	26	0,8836	35,315	7,567	18,75
172	84,049	20,693	11,74	63,356	26	0,8932	35,25	7,454	18,56
172	84,98	19,04	11,87	65,94	26	0,9742	35,315	7,433	18,69
173	84,479	18,667	11,8	65,812	26	0,9795	35,28	7,384	18,62
173	85,409	18,987	11,93	66,423	26	1,0084	35,345	7,411	18,75
174	86,77	15,947	12,12	70,823	26	1,1453	35,44	7,38	18,94
174	87,629	17,013	12,24	70,615	26	1,1408	35,5	7,442	19,06
175	87,629	17,067	12,24	70,562	26	1,1532	35,5	7,418	19
175	86,268	17,387	12,05	68,882	26	1,1388	35,405	7,299	18,81
176	87,199	16,053	12,18	71,146	26	1,2186	35,66	7,478	19,07
177	86,268	17,28	12,05	68,988	26	1,2174	35,725	7,477	19
177	85,338	16,587	11,92	68,751	26	1,2543	35,72	7,396	18,93
178	84,908	17,973	11,86	66,935	26	1,2138	35,75	7,44	18,93
178	84,479	18,667	11,8	65,812	26	1,2244	35,78	7,41	18,87
179	85,338	17,6	11,92	67,738	26	1,2879	35,91	7,488	19
179	84,479	17,973	11,8	66,505	26	1,2832	35,97	7,512	19
180	84,479	17,707	11,8	66,772	26	1,3073	36,03	7,536	19
180	84,479	17,333	11,8	67,145	26	1,3283	36,03	7,51	19
181	84,98	16,32	11,87	68,66	26	1,3863	36,065	7,493	19
181	86,268	15,68	12,05	70,588	26	1,4385	36,155	7,559	19,12

Продовження додатку Ж

τ	Q _{пов}	Q _м	Δt _{пов}	Q _{вт}	t _{зов}	k	Δt	Δt	Δt
182	86,268	15,68	12,05	70,588	26	1,4385	36,155	7,559	19,12
182	85,767	14,347	11,98	71,421	26	1,4835	36,19	7,544	19,12
183	88,058	15,36	12,3	72,698	26	1,5169	36,41	7,752	19,44
183	87,629	14,72	12,24	72,909	26	1,543	36,38	7,684	19,32
184	87,629	16,32	12,24	71,309	26	1,5237	36,44	7,718	19,31
185	84,479	15,36	11,8	69,119	26	1,4964	36,28	7,522	18,93
185	86,77	17,013	12,12	69,756	26	1,5245	36,44	7,656	19,19
186	87,127	15,093	12,17	72,034	26	1,6376	36,535	7,639	19,19
186	87,629	15,36	12,24	72,269	26	1,6713	36,63	7,684	19,32
187	88,058	15,68	12,3	72,378	26	1,6954	36,72	7,736	19,44
187	87,199	14,027	12,18	73,172	26	1,7634	36,72	7,65	19,31
188	88,559	13,707	12,37	74,853	26	1,811	36,815	7,733	19,44
188	87,629	12,747	12,24	74,882	26	1,8411	36,75	7,618	19,19
189	88,058	12,373	12,3	75,685	26	1,8762	36,78	7,622	19,18
189	87,199	12,747	12,18	74,452	26	1,8527	36,72	7,55	19,06
190	86,77	13,387	12,12	73,383	26	1,8342	36,69	7,506	19
190	87,199	13,013	12,18	74,186	26	1,8542	36,72	7,536	19,06
191	88,058	15,68	12,3	72,378	26	1,809	36,78	7,596	19,18
191	88,058	17,333	12,3	70,725	26	1,7677	36,78	7,596	19,18
192	88,559	17,653	12,37	70,906	26	1,8001	36,815	7,581	19,25
192	88,917	17,973	12,42	70,944	26	1,8088	36,91	7,662	19,37
193	88,989	16,64	12,43	72,349	26	1,8935	37,035	7,701	19,5
194	89,848	17,333	12,55	72,515	26	1,8978	37,095	7,761	19,62
194	90,349	16,053	12,62	74,296	26	1,9958	37,19	7,768	19,75
195	88,488	16,587	12,36	71,901	26	1,954	37,13	7,668	19,56
195	89,347	15,947	12,48	73,4	26	2,0293	37,19	7,668	19,68
196	91,638	17,013	12,8	74,624	26	2,0925	37,41	7,838	20,06
196	93,428	18,667	13,05	74,761	26	2,1104	37,655	8,059	20,43
197	92,139	18,347	12,87	73,792	26	2,0831	37,565	7,969	20,25
197	92,926	19,253	12,98	73,673	26	2,0878	37,69	8,08	20,43
198	93,857	19,307	13,11	74,55	26	2,1197	37,815	8,193	20,62
198	92,568	19,307	12,93	73,262	26	2,098	37,785	8,137	20,5
199	92,067	18,933	12,86	73,134	26	2,1161	37,75	8,064	20,43
199	92,067	19,627	12,86	72,441	26	2,0881	37,75	8,078	20,43
200	92,067	18,933	12,86	73,134	26	2,1655	37,75	7,978	20,12

Продовження додатку Ж

τ	Qпов	Qм	Δtпов	Qвт	tзов	k	Δt	Δt	Δt
200	90,779	17,973	12,68	72,805	26	2,1912	37,66	7,826	19,75
201	90,779	17,013	12,68	73,765	26	2,256	37,66	7,764	19,5
202	90,779	16,267	12,68	74,512	26	2,2941	37,66	7,738	19,44
202	89,848	15,307	12,55	74,541	26	2,316	37,725	7,767	19,32
203	89,418	14,933	12,49	74,485	26	2,3295	37,755	7,771	19,32
203	89,418	15,253	12,49	74,165	26	2,3428	37,755	7,731	19,25
204	91,208	14,4	12,74	76,808	26	2,4624	37,94	7,856	19,44
204	89,848	15,04	12,55	74,808	26	2,4194	37,905	7,785	19,25
205	90,278	12,64	12,61	77,638	26	2,5658	38,005	7,795	19,25
205	90,278	12	12,61	78,278	26	2,6398	38,005	7,709	19,13
206	89,848	13,653	12,55	76,195	26	2,5624	38,035	7,751	19,19
206	89,418	12,053	12,49	77,365	26	2,6309	38,005	7,673	19,07
207	89,418	13,013	12,49	76,405	26	2,6066	38,005	7,659	19,07
207	89,848	12,96	12,55	76,888	26	2,6388	38,035	7,663	19
208	91,208	13,013	12,74	78,195	26	2,6984	38,13	7,734	19,13
208	91,638	13,707	12,8	77,931	26	2,6966	38,16	7,752	19,13
209	90,779	12,053	12,68	78,725	26	2,7698	38,22	7,738	18,94
209	89,848	12,373	12,55	77,475	26	2,7417	38,225	7,717	18,82
210	89,848	12,693	12,55	77,155	26	2,7461	38,285	7,751	18,88
211	89,848	13,76	12,55	76,088	26	2,7069	38,285	7,753	18,88
211	89,848	13,44	12,55	76,408	26	2,7183	38,285	7,753	18,88
212	90,278	13,44	12,61	76,838	26	2,7408	38,375	7,831	19
212	88,989	14,027	12,43	74,962	26	2,7045	38,345	7,749	18,88
213	90,278	12,267	12,61	78,011	26	2,8317	38,505	7,881	19,06
213	89,418	10,987	12,49	78,432	26	2,8839	38,505	7,821	18,82
214	88,917	12,32	12,42	76,597	26	2,8164	38,47	7,786	18,75
214	88,989	11,68	12,43	77,309	26	2,8802	38,535	7,789	18,63
215	88,058	10,987	12,3	77,071	26	2,9016	38,6	7,804	18,63
215	90,707	11,307	12,67	79,4	26	2,9818	38,785	8,001	19
216	92,497	10,347	12,92	82,15	26	3,1173	38,91	8,076	19,19
216	91,638	11,04	12,8	80,598	26	3,0736	38,91	8,052	19
217	95,647	11,307	13,36	84,34	26	3,2336	39,19	8,306	19,5
217	93,857	11,627	13,11	82,23	26	3,1772	39,125	8,203	19,25
218	94,358	12,693	13,18	81,665	26	3,163	39,22	8,286	19,31
219	96,578	12,64	13,49	83,938	26	3,2761	39,375	8,403	19,56

Продовження додатку Ж

τ	Qпов	Qм	Δtпов	Qвт	tзов	k	Δt	Δt	Δt
219	95,217	12	13,3	83,217	26	3,2728	39,35	8,34	19,32
220	96,506	11,307	13,48	85,199	26	3,3762	39,44	8,392	19,43
220	96,506	12,267	13,48	84,239	26	3,3302	39,44	8,404	19,37
221	96,578	13,013	13,49	83,564	26	3,3114	39,505	8,457	19,44
221	96,076	12,32	13,42	83,756	26	3,3677	39,47	8,348	19,37
222	96,076	14,027	13,42	82,05	26	3,2746	39,47	8,386	19,37
222	97,007	14,027	13,55	82,98	26	3,3195	39,595	8,499	19,56
223	97,437	12,96	13,61	84,477	26	3,4125	39,625	8,479	19,62
223	96,578	11,947	13,49	84,631	26	3,444	39,625	8,441	19,56
224	96,148	11,68	13,43	84,468	26	3,4533	39,595	8,387	19,5
224	95,719	14,347	13,37	81,372	26	3,3267	39,565	8,357	19,44
225	97,007	14,667	13,55	82,34	26	3,3754	39,655	8,433	19,62
225	97,938	14,987	13,68	82,951	26	3,433	39,72	8,448	19,75
226	98,367	14,72	13,74	83,647	26	3,4854	39,75	8,442	19,75
227	99,298	13,387	13,87	85,911	26	3,6135	39,815	8,457	19,69
227	98,797	12,32	13,8	86,477	26	3,6725	39,85	8,44	19,63
228	100,16	11,36	13,99	88,797	26	3,7962	39,875	8,429	19,56
228	100,09	11,627	13,98	88,459	26	3,7914	39,94	8,48	19,62
229	100,59	12,32	14,05	88,267	26	3,7915	39,975	8,503	19,63
229	100,59	10,987	14,05	89,6	26	3,8657	39,975	8,479	19,57
230	101,02	10,24	14,11	90,776	26	3,9449	40,005	8,469	19,56
230	101,02	9,7067	14,11	91,31	26	4,0025	40,065	8,481	19,56
231	101,45	9,6533	14,17	91,793	26	4,0424	40,095	8,485	19,62
231	101,45	10,613	14,17	90,833	26	4,0087	40,095	8,473	19,62
232	101,95	11,04	14,24	90,907	26	4,0191	40,19	8,558	19,63
232	101,95	11,413	14,24	90,534	26	4,0026	40,19	8,558	19,63
233	102,38	11,36	14,3	91,017	26	4,034	40,22	8,574	19,56
233	101,95	9,0133	14,24	92,934	26	4,1919	40,25	8,504	19,5
234	101,95	8,2667	14,24	93,68	26	4,2447	40,25	8,478	19,5
234	102,38	5,9733	14,3	96,403	26	4,415	40,28	8,446	19,43
235	101,88	6,2933	14,23	95,582	26	4,3969	40,315	8,455	19,37
236	102,38	5,92	14,3	96,457	26	4,4371	40,35	8,49	19,44
236	101,95	6,6133	14,24	95,334	26	4,3944	40,38	8,508	19,44
237	102,38	6,9333	14,3	95,443	26	4,3995	40,41	8,538	19,5
237	102,38	6,0267	14,3	96,35	26	4,4594	40,41	8,514	19,5

Продовження додатку Ж

τ	Qпов	Qм	Δtпов	Qвт	tзов	k	Δt	Δt	Δt
238	102,38	5,3333	14,3	97,043	26	4,5205	40,47	8,536	19,56
238	102,81	6,3467	14,36	96,459	26	4,4736	40,5	8,592	19,62
239	102,88	6,0267	14,37	96,851	26	4,5009	40,565	8,645	19,69
239	102,38	5,28	14,3	97,097	26	4,5336	40,6	8,652	19,69
240	102,38	4,64	14,3	97,737	25	5,3491	40,66	8,688	19,75
240	101,52	3,7333	14,18	97,784	25	5,3886	40,72	8,7	19,69
241	101,52	3,36	14,18	98,157	25	5,4292	40,72	8,674	19,63
241	101,09	2,6667	14,12	98,421	25	5,4546	40,69	8,63	19,44
242	101,09	3,6267	14,12	97,461	25	5,4106	40,69	8,618	19,44
242	101,09	3,6267	14,12	97,461	25	5,4198	40,69	8,606	19,38
243	100,59	4,0533	14,05	96,533	25	5,3667	40,655	8,573	19,25
244	101,09	4,6933	14,12	96,395	25	5,3408	40,69	8,632	19,25
244	101,09	3,04	14,12	98,048	25	5,4616	40,69	8,594	19,19
245	101,52	4,3733	14,18	97,144	25	5,4006	40,72	8,638	19,25
245	101,52	3,36	14,18	98,157	25	5,4862	40,72	8,6	19,19
246	101,52	3,68	14,18	97,837	25	5,4775	40,72	8,588	19,13
246	101,95	4,2667	14,24	97,68	25	5,4611	40,75	8,628	19,12
247	101,95	3,3067	14,24	98,64	25	5,524	40,75	8,616	19,12
247	102,38	3,6267	14,3	98,75	25	5,5395	40,78	8,634	19,18
248	102,38	4,2667	14,3	98,11	25	5,5036	40,78	8,634	19,18
248	102,38	3,3067	14,3	99,07	25	5,5574	40,78	8,634	19,18
249	102,88	4,2667	14,37	98,611	25	5,5317	40,815	8,669	19,25
249	103,31	4,96	14,43	98,347	25	5,5277	40,845	8,685	19,31
250	103,31	5,3333	14,43	97,974	25	5,516	40,845	8,673	19,31
250	103,74	5,9733	14,49	97,763	25	5,4949	40,875	8,715	19,37
251	104,67	4	14,62	100,67	25	5,696	40,94	8,732	19,38
252	103,31	5,3867	14,43	97,921	25	5,5498	40,845	8,625	19,19
252	104,67	5,9733	14,62	98,694	25	5,6045	40,94	8,706	19,25
253	104,67	6,2933	14,62	98,374	25	5,5864	40,94	8,706	19,25
253	104,67	7,9467	14,62	96,721	25	5,4743	40,94	8,73	19,25
254	104,67	6,9867	14,62	97,681	25	5,5562	40,94	8,694	19,13
254	104,67	7,3067	14,62	97,361	25	5,538	40,94	8,694	19,13
255	104,67	7,36	14,62	97,308	25	5,5533	40,94	8,67	19,07
255	104,67	7,68	14,62	96,988	25	5,5442	40,94	8,658	19,07
256	104,67	9,0133	14,62	95,654	25	5,4499	40,94	8,682	19,07

Продовження додатку Ж

τ	Qпов	Qм	Δпов	Qвт	tзов	k	Δt	Δt	Δt
256	104,67	8,7467	14,62	95,921	25	5,4832	40,94	8,658	19,07
257	104,67	7,7333	14,62	96,934	25	5,5594	40,94	8,634	19,07
257	104,67	9,3867	14,62	95,281	25	5,4376	40,94	8,67	19,07
258	104,67	8,7467	14,62	95,921	25	5,5013	40,94	8,634	19,07
258	104,67	7,68	14,62	96,988	25	5,5929	40,94	8,594	19,07
259	104,67	6,9333	14,62	97,734	25	5,6559	40,94	8,568	19
259	104,67	6,6133	14,62	98,054	25	5,6837	40,94	8,556	18,94
260	104,67	7,3067	14,62	97,361	25	5,6236	40,94	8,582	18,94
261	104,67	5,9733	14,62	98,694	25	5,7502	40,94	8,518	18,94
261	104,67	5,0133	14,62	99,654	25	5,8343	40,94	8,482	18,88
262	104,67	4,6933	14,62	99,974	25	5,8624	40,94	8,47	18,82
262	104,67	3,68	14,62	100,99	25	5,952	40,94	8,432	18,82
263	104,67	4,3733	14,62	100,29	25	5,9111	40,94	8,432	18,82
263	104,67	4,0533	14,62	100,61	25	5,9395	40,94	8,42	18,82
264	104,67	3,36	14,62	101,31	25	6,0011	40,94	8,394	18,75
264	104,67	3,04	14,62	101,63	25	6,0392	40,94	8,37	18,82
265	104,67	2,3467	14,62	102,32	25	6,1012	40,94	8,344	18,75
265	104,67	1,9733	14,62	102,69	25	6,1348	40,94	8,33	18,75
266	104,67	2,3467	14,62	102,32	25	6,1012	40,94	8,344	18,69
266	104,67	1,9733	14,62	102,69	25	6,1445	40,94	8,318	18,69
267	104,67	1,6533	14,62	103,01	25	6,1733	40,94	8,306	18,63
267	104,67	2,0267	14,62	102,64	25	6,1509	40,94	8,306	18,63
268	104,67	1,7067	14,62	102,96	25	6,1685	40,94	8,308	18,57
269	104,67	2,08	14,62	102,59	25	6,1461	40,94	8,308	18,57
269	104,67	2,4	14,62	102,27	25	6,127	40,94	8,308	18,57
270	104,67	2,0267	14,62	102,64	25	6,1606	40,94	8,294	18,57
270	104,67	2,0267	14,62	102,64	25	6,1606	40,94	8,294	18,5
271	104,67	1,0133	14,62	103,65	25	6,2214	40,94	8,294	18,5
271	104,67	1,0133	14,62	103,65	25	6,2214	40,94	8,294	18,5
272	105,1	0,64	14,68	104,46	25	6,2909	40,97	8,298	18,5
272	109,11	1,3333	15,24	107,77	25	6,4906	41,25	8,578	19,06
273	108,25	0,96	15,12	107,29	25	6,4614	41,19	8,518	18,94
273	109,11	1,3333	15,24	107,77	25	6,5008	41,25	8,566	19
274	108,68	1,6533	15,18	107,02	25	6,4556	41,22	8,536	18,94
274	109,11	1,6533	15,24	107,45	25	6,4815	41,25	8,566	19

Продовження додатку Ж

τ	$Q_{пов}$	$Q_{м}$	$\Delta t_{пов}$	$Q_{вт}$	$t_{зов}$	k	Δt	Δt	Δt
275	108,68	1,6533	15,18	107,02	25	6,4556	41,22	8,536	18,94
275	108,68	1,3333	15,18	107,34	25	6,485	41,22	8,524	18,88
276	109,11	0,6933	15,24	108,41	25	6,5496	41,25	8,554	18,94
276	108,68	0	15,18	108,68	25	6,5775	41,22	8,51	18,81
277	108,68	0,0533	15,18	108,62	25	6,5623	41,22	8,524	18,88

ДОДАТОК 3

Результати розрахунку теплових характеристик роботи регенератора в періоді паузи

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
min	W	Вт/м2	W	Вт/м2	W	Вт/м2
час третього періоду	тепло по шару	коефіцієнт теплопередачі	тепло по шару уточнений	коефіцієнт теплопередачі уточнений	тепло по шару уточнений	коефіцієнт теплопередачі уточнений
356	4,32	7,8729	5,1458	9,3779	4,2388	7,7249
357	5,28	9,7086	4,6415	8,5346	4,222	7,7631
359	5,3333	9,8952	4,189	7,772	4,2052	7,802
361	4	7,4759	3,7882	7,0799	4,1884	7,8279
362	3,04	5,7253	3,4391	6,4769	4,1716	7,8565
364	2,6133	4,9496	3,0541	5,7843	4,1493	7,8587
366	2,3467	4,4684	2,8256	5,3805	4,1326	7,8692
367	2,6133	4,9941	2,649	5,0622	4,1159	7,8656
369	1,9733	3,7927	2,524	4,8511	4,0993	7,8788
371	2,6667	5,1346	2,4355	4,6894	4,0827	7,861
373	3,36	6,5447	2,5979	5,0602	4,0606	7,9093
374	2,9867	5,8515	2,7723	5,4315	4,044	7,9231
376	1,92	3,7756	2,8311	5,5673	4,0275	7,92
378	1,9733	3,8949	2,5726	5,0779	4,011	7,9169
379	2,6667	5,2749	2,2681	4,4865	3,9945	7,9015
381	3,7333	7,4707	2,2086	4,4195	3,9726	7,9494
383	3,7333	7,5322	2,6019	5,2494	3,9562	7,9818
384	2,72	5,5316	3,1432	6,3922	3,9398	8,0122
386	1,6533	3,3623	3,7278	7,581	3,9234	7,9789
388	1,3333	2,7168	4,265	8,6902	3,9071	7,9609
390	4,6933	9,6214	4,8224	9,886	3,8854	7,9651
391	8,0533	16,676	5,1568	10,678	3,8691	8,0116
393	9,3333	19,856	5,5762	11,863	3,8528	8,1965

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
395	7,9467	17,187	6,0055	12,989	3,8366	8,2978
396	4,96	10,845	6,3755	13,94	3,8204	8,3535
398	4,32	9,5674	6,4984	14,392	3,7989	8,4133
400	5,3333	11,97	6,277	14,088	3,7827	8,4897
401	5,9733	13,521	5,7069	12,917	3,7666	8,5257
403	6,6133	15,207	4,8724	11,204	3,7506	8,6241
405	5,3867	12,554	4,0855	9,5216	3,7345	8,7035
407	3,4133	8,0701	3,4758	8,2178	3,7131	8,779
408	2,2933	5,4464	3,3169	7,8772	3,6971	8,7803
410	2,9333	7,0134	3,1627	7,5618	3,6812	8,8014
412	2,2933	5,5226	2,9611	7,1306	3,6652	8,8262
413	1,6533	3,9995	2,7521	6,6575	3,6493	8,828
415	1,44	3,4914	2,7011	6,5491	3,6282	8,7968
417	3,04	7,4273	2,7689	6,765	3,6123	8,8256
418	3,68	9,078	2,9455	7,266	3,5965	8,872
420	4,64	11,558	2,9939	7,4577	3,5807	8,9194
422	3,68	9,2573	2,9762	7,4869	3,5649	8,9678
424	3,36	8,5366	2,8656	7,2804	3,5439	9,0039
425	2,6667	6,8461	2,8922	7,4252	3,5282	9,0579
427	2,9867	7,6862	2,8932	7,4457	3,5125	9,0395
429	0,96	2,4887	2,8095	7,2832	3,4969	9,0651
430	1,76	4,5737	2,5872	6,7232	3,4812	9,0467
432	2,72	7,1296	2,4624	6,4544	3,4604	9,0704
434	2,2933	6,041	2,5216	6,6423	3,4449	9,0744
435	3,2	8,5139	2,6279	6,9918	3,4293	9,124
437	3,6267	9,7467	2,5688	6,9036	3,4138	9,1747
439	2,6667	7,2648	2,392	6,5165	3,3983	9,258
441	2,3467	6,393	2,1467	5,8483	3,3777	9,2019
442	1,6533	4,5294	1,8151	4,9725	3,3623	9,2111
444	2,2933	6,3153	1,4236	3,9202	3,3469	9,2164
446	0,96	2,6725	1,0846	3,0193	3,3315	9,2743
447	0,64	1,7762	1,0477	2,9076	3,3161	9,2034
449	0,6933	1,9242	1,3065	3,6261	3,2957	9,1467
451	1,3333	3,7118	1,5959	4,4427	3,2804	9,1322
452	1,7067	4,7636	1,9348	5,4002	3,2652	9,1136
454	1,6533	4,6535	2,39	6,7269	3,2499	9,1472

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
456	2,9867	8,4063	2,9993	8,4418	3,2347	9,1044
458	5,3333	15,302	3,8361	11,006	3,2145	9,2227
459	5,0667	14,92	4,3738	12,88	3,1993	9,4211
461	3,0933	9,1386	4,6557	13,754	3,1842	9,407
463	4,32	12,876	4,7716	14,222	3,1691	9,4457
464	5,6533	17,139	4,6636	14,138	3,1541	9,5619
466	5,3867	16,737	4,4305	13,766	3,134	9,7375
468	4,3733	13,886	4,3316	13,754	3,119	9,9034
470	2,9867	9,5403	4,2542	13,589	3,104	9,9151
471	3,5733	11,449	4,3278	13,866	3,0891	9,8972
473	3,3067	10,795	4,3687	14,262	3,0741	10,036
475	2,9867	9,8465	4,1969	13,836	3,0543	10,069
476	5,3867	17,935	3,9017	12,991	3,0394	10,12
478	5,7067	19,458	3,7194	12,682	3,0246	10,313
480	5,7067	19,852	3,7137	12,919	3,0098	10,47
481	3,3067	11,74	3,7116	13,178	2,995	10,633
483	2,2933	8,1696	3,5958	12,809	2,9753	10,599
485	1,6533	5,953	3,4016	12,248	2,9606	10,66
487	2,2933	8,2854	3,0589	11,051	2,9459	10,643
488	2,6667	9,7728	2,6753	9,8044	2,9312	10,742
490	3,3067	12,295	2,3111	8,5933	2,9166	10,845
492	2,72	10,185	2,2224	8,3217	2,8971	10,848
493	2,72	10,343	2,4467	9,3039	2,8825	10,961
495	2,08	7,9714	2,5609	9,8142	2,8679	10,991
497	1,6533	6,3823	2,5628	9,893	2,8534	11,015
498	1,9733	7,6454	2,4435	9,4668	2,8389	10,999
500	2,6667	10,491	2,3256	9,1492	2,8196	11,093
502	3,5733	14,11	2,2817	9,0099	2,8051	11,077
504	2,3467	9,5203	2,3144	9,3895	2,7907	11,322
505	1,9733	8,0364	2,3595	9,6091	2,7763	11,307
507	1,3867	5,7241	2,5196	10,401	2,762	11,401
509	2,72	11,221	2,8874	11,911	2,7429	11,315
510	2,6667	11,094	3,0827	12,825	2,7286	11,352
512	2,9333	12,456	3,0788	13,073	2,7143	11,526
514	2,6667	11,461	2,9794	12,805	2,7	11,604
515	3,68	15,945	2,9443	12,758	2,6858	11,637

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
517	4,3733	19,466	2,9141	12,971	2,6669	11,87
519	3,9467	17,956	2,8322	12,885	2,6527	12,069
521	2,9333	13,519	2,5574	11,787	2,6386	12,161
522	1,28	5,8993	2,2923	10,565	2,6245	12,096
524	0,32	1,4877	2,057	9,5636	2,6104	12,136
526	2,0267	9,4639	1,7806	8,3149	2,5916	12,102
527	2,0267	9,5549	1,5402	7,2613	2,5776	12,152
529	1,6533	7,8296	1,327	6,2843	2,5636	12,14
531	1,0133	4,8456	1,2171	5,8199	2,5497	12,192
532	0,6933	3,3481	1,3161	6,3555	2,5357	12,245
534	1,7067	8,2415	1,5132	7,3074	2,5172	12,155
536	1,6533	8,1382	1,4936	7,3521	2,5033	12,322
538	1,0133	4,9879	1,2744	6,2729	2,4894	12,254
539	1,28	6,3299	1,1164	5,5208	2,4756	12,242
541	1,3333	6,6556	1,1666	5,8235	2,4618	12,289
543	1,7067	8,6069	1,4564	7,3447	2,4434	12,322
544	1,3867	7,0602	1,6414	8,3573	2,4297	12,371
546	0,64	3,2585	1,6933	8,6214	2,416	12,301
548	0,64	3,2585	1,7353	8,8354	2,4023	12,231
549	1,6533	8,5063	1,6891	8,6905	2,3886	12,289
551	4	21,004	1,5864	8,3301	2,3705	12,447
553	2,6667	14,37	1,4041	7,5664	2,3569	12,7
555	1,3333	7,2216	1,2484	6,7617	2,3433	12,692
556	0	0	1,1113	6,0191	2,3297	12,618
558	0,3733	-2,022	0,9561	5,1786	2,3162	12,545
560	0	0	0,6581	3,543	2,2982	12,374
561	0,32	1,7421	0,372	2,0252	2,2848	12,438
563	0,32	1,7421	0,1184	0,6447	2,2713	12,365
565	0,32	1,7421	0,0739	0,4021	2,2579	12,292
566	0,7467	4,0648	0,1953	1,0629	2,2446	12,219
568	0	0	0,4311	2,3612	2,2268	12,195
570	0,32	1,7526	0,4907	2,6876	2,2134	12,122
572	0,32	1,7616	0,4568	2,5145	2,2001	12,112
573	0,64	3,5233	0,4567	2,5142	2,1869	12,039
575	0,32	1,7708	0,4428	2,4502	2,1736	12,029

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
579	0,64	3,579	0,4822	2,6967	2,1429	11,983
580	0,64	3,579	0,4923	2,7528	2,1297	11,91
582	0,32	1,7895	0,4834	2,7034	2,1166	11,836
583	0,6933	3,8772	0,4988	2,7894	2,1035	11,763
585	0,3733	2,1118	0,5363	3,0336	2,0861	11,8
587	1,0133	5,727	0,608	3,4363	2,073	11,716
589	0	0	0,6815	3,8514	2,06	11,642
590	1,0133	5,7628	0,7471	4,2486	2,047	11,641
592	0,6933	3,943	0,7953	4,523	2,0341	11,568
594	1,0667	6,1374	0,8897	5,1194	2,0168	11,604
596	1,3867	7,9786	0,9329	5,3674	2,0039	11,53
597	1,3333	7,7629	0,9618	5,5995	1,9911	11,592
599	0,96	5,6201	0,9871	5,7787	1,9782	11,581
600	0,96	5,6512	0,9741	5,7343	1,9654	11,57
602	0,64	3,7885	0,9432	5,5834	1,9484	11,533
604	1,0133	6,0377	0,8397	5,0029	1,9356	11,533
606	1,0133	6,0321	0,7231	4,3044	1,9229	11,446
607	1,0133	6,1063	0,6118	3,6867	1,9102	11,511
609	0,6933	4,178	0,5601	3,3752	1,8975	11,434
611	0,3733	2,2647	0,4794	2,9079	1,8806	11,408
613	0,3733	2,2647	0,4116	2,497	1,868	11,332
614	0	0	0,3194	1,9375	1,8554	11,255
616	0,32	1,9523	0,2669	1,6281	1,8429	11,243
617	0,32	1,9412	0,268	1,6257	1,8303	11,103
619	0,64	3,9046	0,4035	2,4619	1,8137	11,065
621	0,32	1,9636	0,5538	3,3981	1,8012	11,052
623	0	0	0,659	4,0435	1,7887	10,976
624	0,64	3,9272	0,727	4,4611	1,7763	10,9
626	0,96	5,925	0,7676	4,7374	1,7639	10,887
628	1,3333	8,326	0,7868	4,913	1,7474	10,912
630	1,3333	8,4335	0,8207	5,1908	1,7351	10,975
631	1,3333	8,4841	0,8443	5,3722	1,7228	10,962
633	0,64	4,0724	0,8746	5,5654	1,7105	10,884
634	0,32	2,0485	0,8839	5,658	1,6983	10,871
636	0,32	2,0485	0,7932	5,0775	1,682	10,767
638	1,0133	6,5261	0,7118	4,5844	1,6698	10,754

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
640	1,0133	6,5727	0,6535	4,2386	1,6576	10,751
641	1,3867	8,985	0,6474	4,1949	1,6455	10,662
643	0,32	2,1034	0,6762	4,4447	1,6333	10,736
645	0,6933	4,5247	0,7399	4,8286	1,6172	10,554
647	0,32	2,1034	0,7642	5,0232	1,6052	10,551
648	0,6933	4,6146	0,7608	5,0636	1,5932	10,603
650	0,6933	4,6146	0,7305	4,8619	1,5812	10,524
651	1,0133	6,7941	0,6771	4,5399	1,5692	10,521
653	0,64	4,3183	0,6706	4,5245	1,5533	10,48
655	0,64	4,3459	0,7206	4,8935	1,5414	10,466
657	0,96	6,5188	0,6956	4,7236	1,5295	10,386
658	0,64	4,4022	0,6739	4,6351	1,5176	10,439
660	0,64	4,4022	0,6024	4,1434	1,5058	10,357
662	0,3733	2,5679	0,5146	3,5395	1,49	10,249
664	0,6933	4,8001	0,468	3,24	1,4783	10,234
665	0,6933	4,837	0,4519	3,1528	1,4665	10,231
667	0,64	4,4649	0,4446	3,1016	1,4548	10,149
668	0	0	0,4594	3,2051	1,4431	10,068
670	0,32	2,2324	0,4791	3,3422	1,4276	9,9593
672	0,64	4,4944	0,5252	3,6879	1,4159	9,9435
674	0,3733	2,6217	0,5579	3,9177	1,4043	9,8619
675	0,6933	4,9068	0,5684	4,0228	1,3928	9,8568
677	0,6933	4,9397	0,5739	4,0885	1,3812	9,8406
679	0,64	4,5906	0,5788	4,1517	1,3659	9,7969
681	0,32	2,2953	0,5734	4,1127	1,3544	9,7145
682	0,64	4,6535	0,5475	3,9811	1,3429	9,7642
684	0,32	2,3267	0,5349	3,889	1,3315	9,6811
685	0,32	2,3267	0,4955	3,603	1,3201	9,5981
688	0,3733	2,7145	0,4321	3,1415	1,3049	9,4878
689	0,3733	2,7364	0,3787	2,7758	1,2935	9,4811
691	0,6933	5,0819	0,3511	2,5734	1,2822	9,3981
692	0,64	4,7236	0,3106	2,2921	1,2709	9,38
694	0,64	4,7566	0,3143	2,3357	1,2596	9,3619
696	0,32	2,3783	0,2968	2,2061	1,2447	9,2506
698	0	0	0,3264	2,4093	1,2335	9,1036
699	0	0	0,3675	2,7312	1,2223	9,0842

Продовження додатку 3

τ	Q_M	k	Q'_M	k'	Q''_M	k''
701	0,32	2,3783	0,4217	3,1342	1,2111	9,0013
702	0,6933	5,1893	0,4891	3,661	1,2	8,9814
705	1,0133	7,6473	0,5996	4,5247	1,1852	8,9443
706	0,64	4,8242	0,6978	5,2596	1,1741	8,8503
708	1,0133	7,6383	0,8092	6,0993	1,1631	8,767
709	0,32	2,4498	0,9338	7,1485	1,1521	8,8197
711	1,12	8,721	1,0716	8,3437	1,1411	8,8851

ДОДАТОК К

Комп'ютерне моделювання регенеративного теплообмінника та його частин

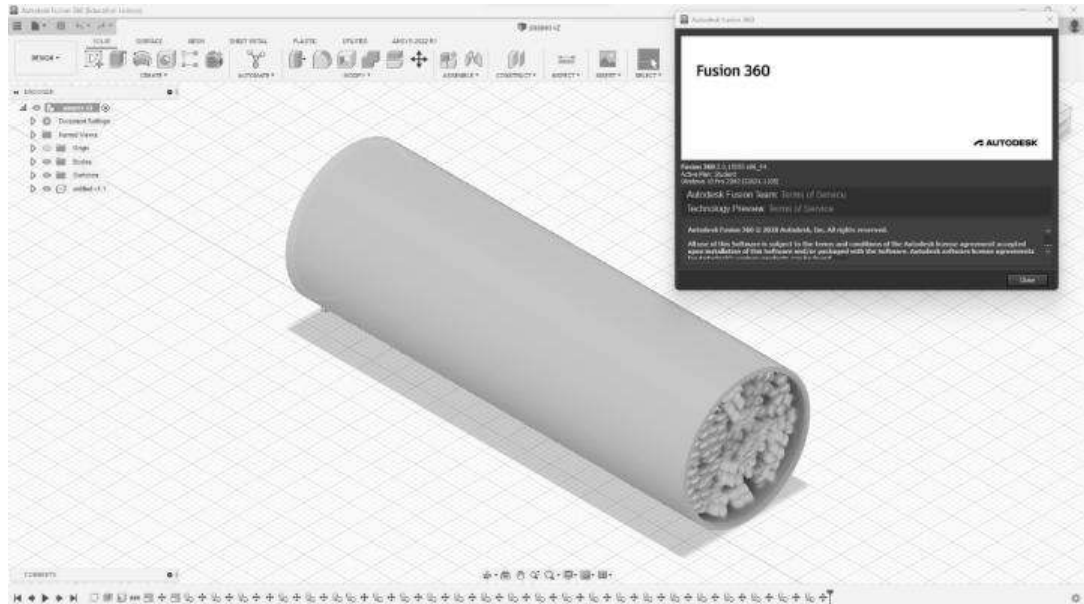


Рис. 1 – Теплообмінний канал із міцним шаром гранульованого матеріалу в середовищі Autodesk Fusion 360

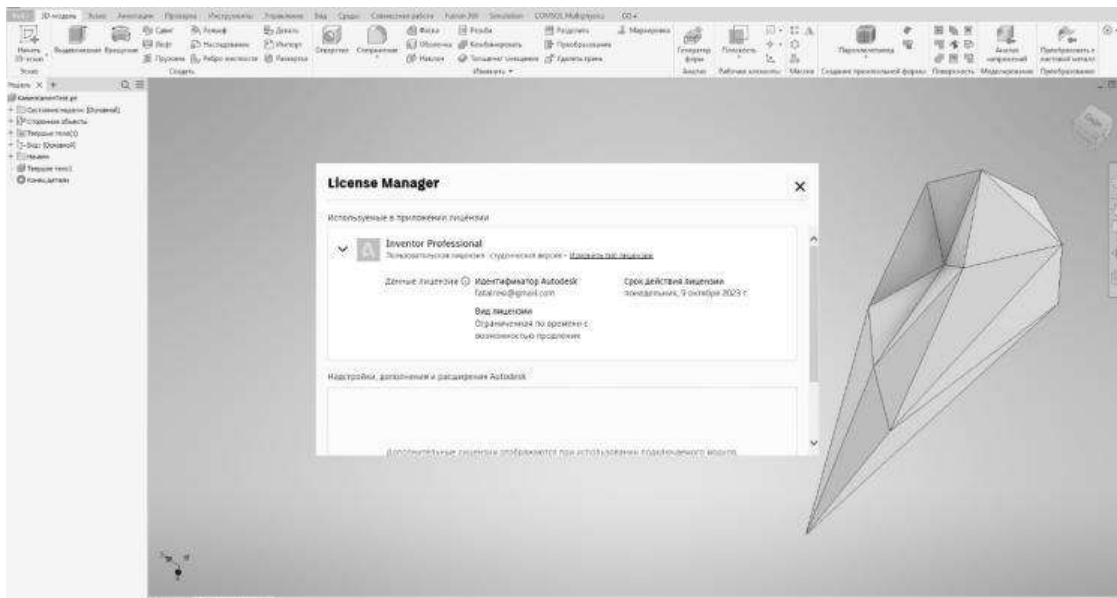


Рис. 2 – Моделювання форми одиної частинки в середовищі Autodesk Inventor

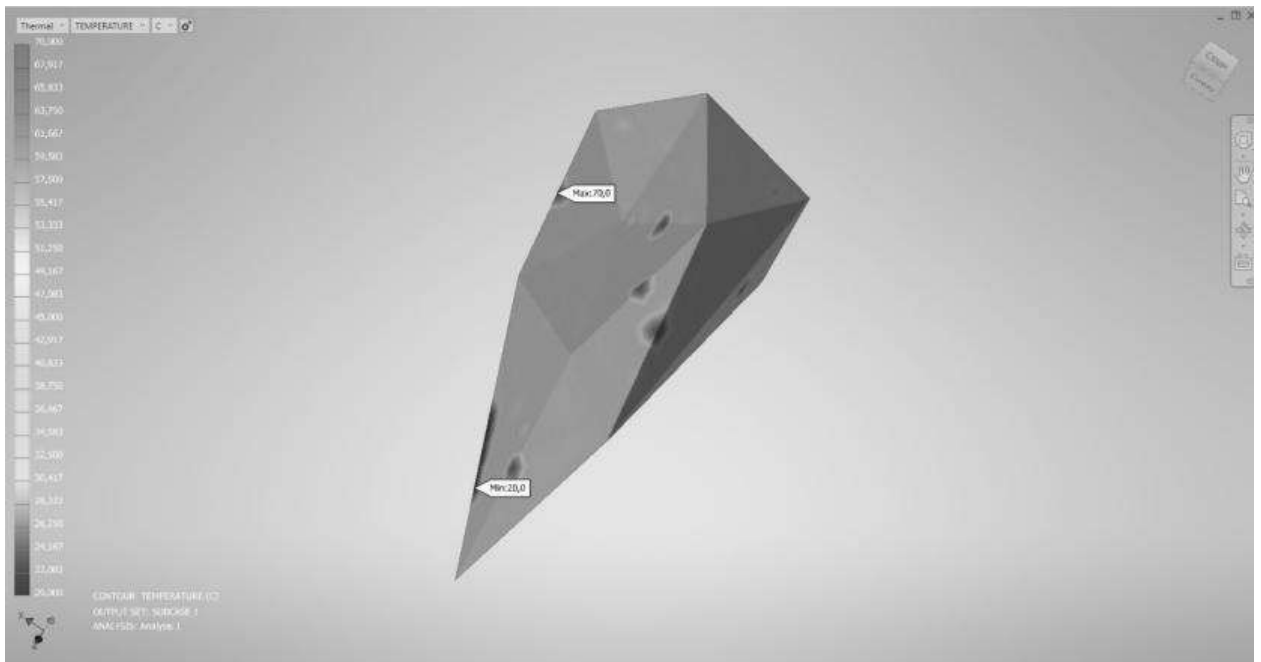


Рис. 3 – Моделювання нагріву одиної частинки в середовищі Autodesk Nastran

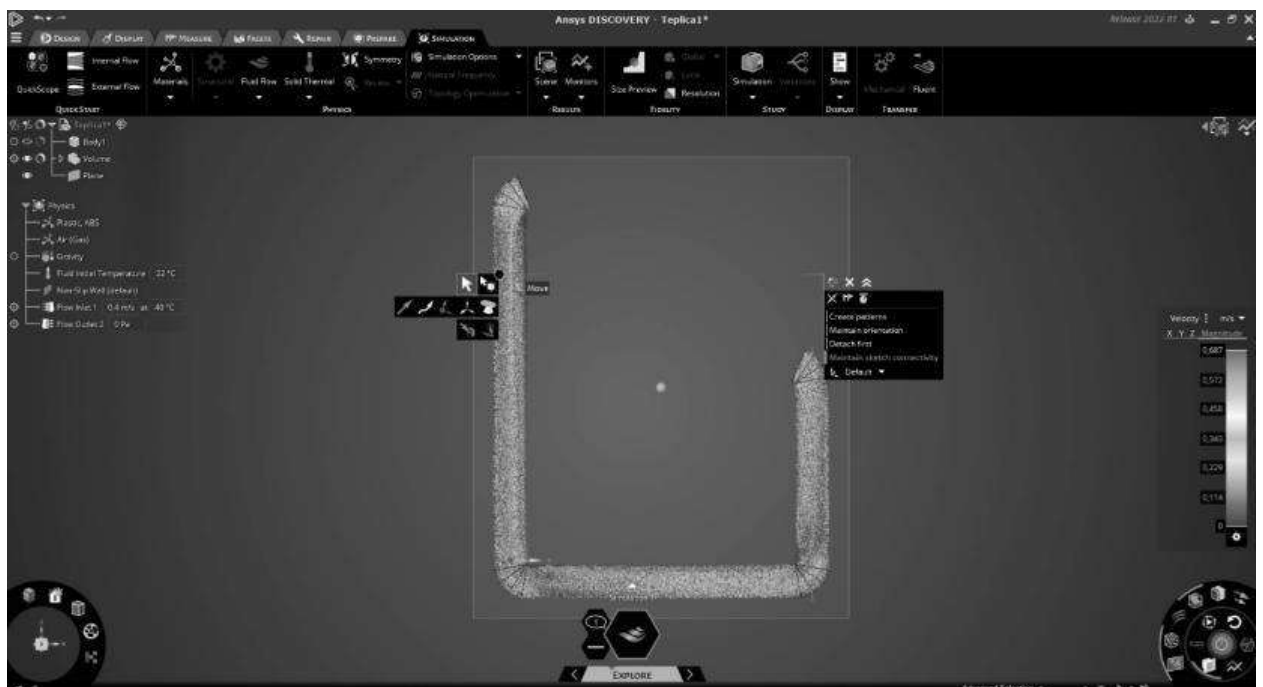


Рис. 4 – Моделювання ґрунтового регенератора в середовищі Ansys Discovery

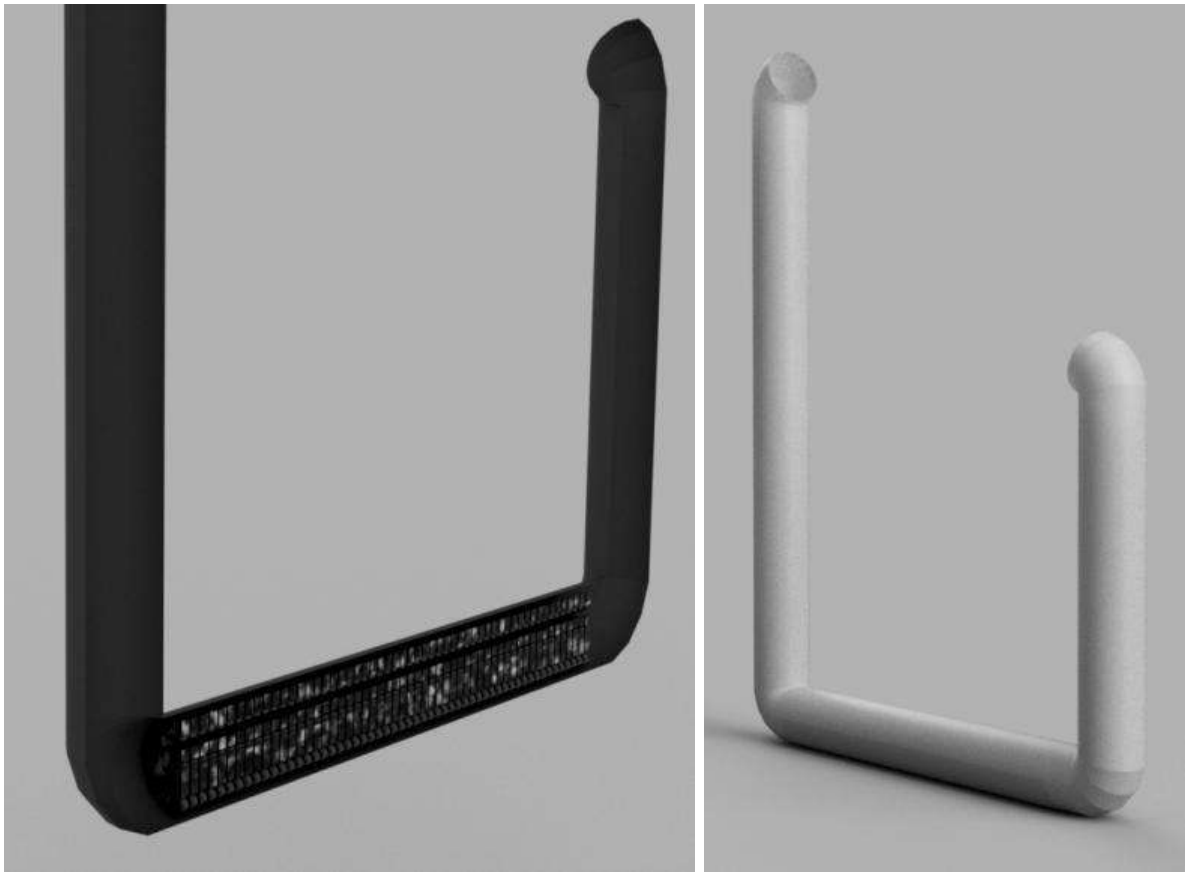


Рис. 5 – Комп'ютерна модель регенератора зі щільним шаром гранульованого матеріалу

ДОДАТОК Л

Патент на корисну модель





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **148065** (13) **U**
(51) МПК
A01G 9/24 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2021 00945	(72) Винахідник(и): Мукінов Ігор Ігорович (UA), Бошкова Ірина Леонідівна (UA), Волгушева Наталя Вікторівна (UA), Альтман Елла Іллівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 26.02.2021	
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 01.07.2021	(73) Володілець (володільці): ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039 (UA)
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 30.06.2021, Бюл.№ 26	

(54) ҐРУНТОВИЙ РЕГЕНЕРАТОР ДЛЯ ТЕПЛИЦЬ

(57) Реферат:

Ґрунтовий регенеративний теплообмінник для теплиці містить заглиблений під ґрунтом ізольований теплообмінний канал, заповнений гранульованим матеріалом, вхідний та вихідний повітропроводи, а також витяжний каналний вентилятор, установлений на виході вихідного повітропроводу. Нижній сегмент теплообмінного каналу виконаний перфорованим та з'єднаний з дренажним каналом трикутного перерізу зі змінним перерізом, який збільшується в напрямку виходу теплообмінного каналу. До нижньої частини каналу приєднана водовідвідна трубка, сполучена із всмоктувальною частиною насоса, нагнітальна частина якого сполучена з накопичувальною ємністю. На вході та виході теплообмінного каналу установлені теплоізольовані заслінки.

UA 148065 U

ДОДАТОК М

Результати вимірювання вологості повітря в теплиці протягом доби

τ	RH	τ	RH	τ	RH	τ	RH
час, хв	волога в теплиці, %	час, хв	волога в теплиці, %	час, хв	волога в теплиці, %	час, хв	волога в теплиці, %
0	48,9	410	86,23	820	91,35	1240	92,45
10	49,14	420	86,11	830	91,23	1230	92,57
20	51,95	430	85,98	840	90,99	1250	94,4
30	54,39	440	85,98	850	90,86	1260	94,28
40	56,34	450	87,2	860	90,62	1270	94,28
50	58,17	460	87,33	870	92,45	1280	94,16
60	59,75	470	87,45	880	92,57	1290	94,04
70	61,22	480	87,57	890	92,57	1300	93,79
80	62,56	490	87,57	900	92,45	1310	93,67
90	63,78	500	87,45	910	92,45	1320	93,43
100	65	510	87,45	920	92,21	1330	93,3
110	65,98	520	86,35	930	92,08	1340	93,18
120	66,95	530	86,35	940	91,96	1350	92,94
130	67,81	540	86,35	950	91,84	1360	92,69
140	68,54	550	86,23	960	93,18	1370	92,57
150	69,27	560	86,11	970	93,3	1380	92,45
160	70	570	85,98	980	93,18	1390	92,21
170	70,61	580	85,86	990	93,18	1400	92,08
180	71,22	590	85,74	1000	93,06	1410	91,96
190	71,71	600	88,06	1010	92,94	1420	91,84
200	72,32	610	88,18	1020	92,82	1430	91,6
210	72,69	620	88,06	1030	92,69	1440	91,47
220	73,17	630	87,81	1040	93,06	1450	91,23
230	73,66	640	87,45	1050	93,06	1460	91,11
240	88,3	650	87,33	1060	93,06	1470	91,11
250	88,42	660	87,08	1070	93,06	1480	90,86
260	88,42	670	86,96	1080	92,82	1490	90,86
270	88,42	680	86,84	1090	92,69	1500	90,74
280	88,3	690	86,72	1100	92,57	1510	90,5
290	88,18	700	86,59	1110	92,45	1520	90,25
300	88,06	710	86,47	1120	93,79	1530	90,13

Продовження додатку М

τ	RH	τ	RH	τ	RH	τ	RH
310	87,94	720	86,35	1130	93,79	1540	90,01
320	87,69	730	86,35	1140	93,79	1550	89,77
330	87,45	740	92,45	1150	93,79	1560	89,64
340	87,33	750	92,57	1160	93,67		
350	87,08	760	92,45	1170	93,55		
360	86,96	770	92,33	1180	93,43		
370	86,84	780	92,21	1190	93,18		
380	86,59	790	91,96	1200	93,06		
390	86,47	800	91,84	1210	92,94		
400	86,35	810	91,6	1220	92,82		

ДОДАТОК Н

Акт впровадження результатів дисертаційної роботи

ТОВ «Науково-виробниче підприємство АГРОФЕРМТЕХНІКА»
65003, м. Одеса, вул. Наливна, 117, тел. (048) 778-60-05
Email: aftka@ukr.net

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

«Інтенсифікація процесів переносу теплоти та маси в щільних шарах гранульованого матеріалу»

Мукмінова Ігоря Ігоровича

Необхідність розробок енергоефективних методів для обігріву та охолодження приміщень зростає з кожним роком. Напрямом, що цікавить нас, є застосування акумуляторів сонячної енергії для обігріву приміщень теплиць в умовах значного добового перепаду температур. Температура у теплиці в середньому має становити від $+16^{\circ}\text{C}$ до $+25^{\circ}\text{C}$ градусів, а вночі спадати не більше ніж на 5–8 градусів.

Температура нижче та вище норми для рослин небажана. Відомо, що повітря у теплицях у весняний період у регіонах з помірним кліматом у денний час інтенсивно нагрівається від сонячного випромінювання, а у нічний час через перепад температур суттєво охолоджується. Це визначає раціональність розробки регенератора, здатного акумулювати теплоту вдень та використовувати її для обігріву внутрішнього об'єму теплиці вночі.

В даний час є схемне рішення, одним із авторів якого є Мукмінов І.І.: ґрунтовий регенеративний теплообмінник для теплиці, що містить заглиблений під ґрунтом ізольований теплообмінний канал, заповнений гранульованим матеріалом, повітропроводи, а також витяжний каналний вентилятор. Конструкція регенератора та принцип роботи описаний в патенті на корисну модель UA (11)148065 «Ґрунтовий регенератор для теплиць». Однак виробництво та експлуатація ефективних ґрунтових регенераторів вимагає розрахункової методики для отримання даних про основні робочі характеристики регенератора та фізичні умови його експлуатації. Цю проблему дає змогу вирішити методика розрахунку, розроблена Мукміновим І.І.

Розрахунок проводився за наступних вихідних даних:

- матеріал: щєбінь гранітний, щільність 1430 кг/м^3 ;
- канали теплообмінної ділянки: круглого перерізу діаметром 200 мм;
- температура повітря на вході в канал: 40°C ;
- температура повітря на виході з каналу на початку періоду нагріву: 20°C ;
- температура повітря на виході з каналу в кінці періоду нагрівання: 35°C ;
- початкова температура шару матеріалу: 17°C ;
- кінцева температура шару матеріалу: 32°C ;
- середній потік сонячного випромінювання: 340 Вт;
- тривалість процесу нагріву шару матеріалу: 6 годин;
- кількість теплообмінних каналів: 9.

Розрахунок проводився для теплиці з розмірами 18x4 м, висота стін – 2,5 м, кліматичні умови якої відповідають Одеській області.

Результати розрахунку ґрунтового регенератора для теплиці:

Витрата повітря в одному каналі G_g , кг/с	Швидкість фільтрації повітря w_f , м/с	Довжина каналу L , м	Маса щєбно в каналі m , кг
0,072	1,85	3,8	171

Для виконання розрахунків приймалися рекомендації, отримані Мукміновим І.І. при проведенні власних експериментів на пілотній моделі ґрунтового регенератора. Рекомендації стосувалися вибору коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну, тривалості періоду нагріву, коефіцієнту форми та питомої поверхні часток, а також до вибору вихідних даних за температурами повітря та матеріалу в періоді нагрівання. Акумуляовану теплоту передбачається використовувати в нічний час при зниженні температури повітря в теплиці нижче 15 °С.

У розрахунках приймалося, що середня температура навколишнього середовища в нічний час $t_1=11$ °С, а середня температура на поверхні плівки теплиці $t_2=16$ °С, теплові втрати становитимуть 5600 Вт. За таких умов теплоти, запасеної в акумуляторі, вистачить на 3,6 години, з тим щоб температура в теплиці підтримувалася на рівні не менш 17 °С.

Предметом впровадження є методика розрахунку ґрунтового регенератора для теплиць та рекомендації до вибору режимних параметрів, що дозволяє проводити варіантні розрахунки та обрати оптимальний варіант ґрунтового регенератора в залежності від умов експлуатації.

З урахуванням того, що для реалізації проекту модернізації теплиці необхідно додатково отримати пакет технічної та конструкторської документації та виконати роботи для монтажу регенераторів в складі теплиці, термін окупності орієнтовно складає 2,5 роки.

ВИСНОВОК

Ґрунтовий регенеративний теплообмінник з щільним шаром гранульованого матеріалу для теплиці, розроблений на підставі методики теплового розрахунку та з урахуванням рекомендованих режимних параметрів, які були отримані Мукміновим І.І. при виконанні дисертаційної роботи, доцільно застосовувати для підтримки заданого температурного рівня повітря в теплиці. Достовірність працездатності промислового ґрунтового регенератора підтверджується експериментальними дослідженнями пілотної установки, виготовленої безпосередньо Мукміновим І. І.

Директорка ТОВ «Науково-виробниче підприємство АГРОФЕРМТЕХНІКА»



О.К. Рибаківа