

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В ОХОЛОДЖУВАЛЬНІЙ СИСТЕМІ РЕАКТОРА ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ПІРОЛІЗУ

Маркіна Л. М., доктор технічних наук, професор

Іващенко Т. Г., доктор технічних наук, старший науковий співробітник

Власенко О. В., науковий співробітник, аспірант

Державна екологічна академія післядипломної освіти

та управління, м. Київ

email:olegvvvv@gmail.com

Анотація

Стаття присвячена розробці та аналізу моделей процесів теплообміну в охолоджувальній системі реактора циркуляційного піролізу, що є ключовим елементом для забезпечення ефективної та безпечної роботи піролізних установок. Охолодження реактора в даному контексті відіграє важливу роль у запобіганні перегріву робочих компонентів, зниженні енергетичних втрат та забезпеченні стабільності піролізного процесу. В роботі розглянуто фізичні основи теплопередачі в охолоджувальних системах, що включають конвекцію, теплопровідність та радіаційний теплообмін.

Окремо звертається увага на методи математичного моделювання, що дозволяють точно описати та прогнозувати теплові процеси в реакторі, враховуючи змінні параметри середовища, наприклад, температуру, швидкість потоку охолоджувальної рідини та теплофізичні властивості матеріалів. У статті також представлено аналіз впливу різних факторів, таких як температура та тиск, на ефективність охолодження, що дозволяє оптимізувати роботу системи та підвищити її надійність.

Розроблені моделі застосовуються для визначення температурних режимів в різних частинах реактора та охолоджувальної системи, а також для оптимізації розподілу тепла між різними елементами системи. Моделювання процесів те-

плообміну дозволяє не тільки забезпечити стабільну роботу піролізного реактора, а й знизити енергетичні витрати, що є важливим аспектом у контексті сучасних вимог до енергетичної ефективності промислових процесів.

Використання запропонованих математичних моделей дозволяє отримати важливі параметри для проектування та налаштування охолоджувальних систем, а також для підвищення їх енергоефективності та безпеки в процесі експлуатації. Стаття має практичне значення для інженерів та науковців, що займаються проектуванням та експлуатацією піролізних установок і теплотехнічних систем, а також для тих, хто розробляє нові технології з переробки органічних матеріалів.

Ключові слова: циркуляційний піроліз, багатоконтурна циркуляційна система, моделювання та розрахунок, рівноважний стан, теплообмін, технологічні параметри.

Abstract

The article is devoted to the development and analysis of models of heat exchange processes in the cooling system of a circulating pyrolysis reactor, which is a key element for ensuring the efficient and safe operation of pyrolysis plants. In this context, reactor cooling plays an important role in preventing overheating of working components, reducing energy losses and ensuring the stability of the pyrolysis process. The paper discusses the physical

foundations of heat transfer in cooling systems, including convection, thermal conductivity and radiative heat transfer.

Special attention is paid to mathematical modeling methods that allow you to accurately describe and predict thermal processes in the reactor, taking into account variable parameters of the environment, for example, temperature, coolant flow rate and thermophysical properties of materials. The article also presents an analysis of the impact of various factors, such as temperature and pressure, on cooling efficiency, which allows you to optimize the operation of the system and increase its reliability.

The developed models are used to determine temperature conditions in different parts of the reactor and cooling system, as well as to optimize the distribution of heat between different elements of the system. Simulation of heat exchange processes allows not only to ensure the stable operation of the pyrolysis reactor, but also to reduce energy costs, which is an important aspect in the context of modern requirements for energy efficiency of industrial processes.

The use of the proposed mathematical models allows you to obtain important parameters for the design and adjustment of cooling systems, as well as for improving their energy efficiency and safety during operation. The article is of practical importance for engineers and scientists involved in the design and operation of pyrolysis plants and thermal engineering systems, as well as for those who develop new technologies for the processing of organic materials.

Keywords: circulating pyrolysis, multi-circuit circulation system, modeling and calculation, equilibrium state, heat transfer, technological parameters.

Постановка проблеми

Основними конструктивними блоками установок багатоконтурного циркуляційного піролізу (БЦП), є реактор і система циркуляційного охолодження, додаткової деструкції та стабілізації парогазової суміші вуглеводнів. В результаті розрахунку та моделювання має бути визначена площа теплообміну, що забезпечує задану міру перетворення сировини за певний час. При цьо-

му необхідно враховувати обмеження по допустимій температурі матеріалу стінок реактора. Димові гази, що відходять, повинні мати мінімально низьку температуру перед викидом їх в димар, це пов'язано з ефективним використанням спалюваного палива та можливості застосування когенераційних процесів [3]. З цією метою в установках передбачається конвекційна зона, де реактор нагрівається за рахунок тепла димових газів та зона повернення та циркуляції частини парогазової суміші до реактора для повторної деструкції.

Мета

Моделювання та розрахунок процесів теплообміну в охолоджувальній системі реактора циркуляційного піролізу для визначення числа контурів та геометричні параметри у багатоконтурній циркуляційній системі, визначення основних показників процесів деструкції важких рідких продуктів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Існує декілька моделей і методик розрахунку конвективного теплопереносу, що використовують різну міру деталізації. Визначення мінімального числа контурів можна виконати за методом Мак Кеба Тіле та метод Поншона – Саварі [4]. Як найповнішим, є метод ділення газоходу за ступенями. При його використанні весь об'єм газоходу розбивають на ділянки (зони) і враховують теплообмін на кожній з них. За простою моделлю теплопередачі приймається постійна температура в газоході однієї ступені і середня температура стінки реактора другої ступені [10].

Зонний метод дозволяє дуже точно і з врахуванням всіх чинників визначити температуру в будь-яких точках усередині газоходу. Проте він вельми громіздкий, вимагає великого числа ітерацій і не має істотних переваг перед простішими моделями, які дають близькі за значенням результати. Крім того, при порівнянні результатів розрахунку з експериментом ніколи не відома точна витрата палива пальників [13]. А при різних витратах палива температури по зонах знач-

но різняться. Використання середніх температур димових газів, що відходять, і температур стінки для розрахунку – дуже грубе наближення.

Виклад основного матеріалу

Щоб забезпечити селективне відділення важкої рідкої фази (ВРФ) від парогазової суміші (ПГС), необхідно мати відповідне число контурів у багатоконтурній циркуляційній системі (БЦС). Для цього треба змодельювати, розрахувати теоретично число контурів, виходячи з мінімальної молекулярної маси 200 для вихідної ПГС.

Теоретично кожен контур МЦС (рис. 1) представляє ідеальний теплообмінник, що формує стан і структуру потоків ПГС і ВРФ, що задовольняють наступним вимогам:

1. Потoki ПГС і ВРФ, що виходять з контактної зони, перебувають у стані рівноваги.
2. Потік парогазової суміші (ПГС), що надходить контактну зону в поперечному перерізі, має однаковий склад і швидкість.
3. У межах контактної зони ВРФ має однакову молекулярну масу з контактної зони ВРФ, що виходить.

Розрахунок реактора з газоходом ведеться, фактично, завжди в перевірочному варіанті, тобто заздалегідь вибирають їх конфігурацію. Крім того, зазвичай задаються температурою, при якій сировина потрапляє в реактор. Теплопідвід до реактора здійснюється головним чином за рахунок конвекції.

У загальному вигляді блок-схема розрахунку реактора багатоконтурного циркуляційного піролізу (БЦП) показана на рисунку 2.

Спочатку задаються вихідні дані для розрахунку (блок 1): розподіл сировини і її температури, склад суміші сировини і палива; конфігурація реактора (послідовність розташування контурів відносно руху димових газів); розмір, задана температура димових газів, що поступають в димар і так далі. Крім того, додатково задаються деякими величинами, які перевіряють в ході рахунку (блок 2).

Залежно від використовуваної методики розрахунку конвективного перенесення тепла до корпусу реактора проводиться розподіл реактора, поверхонь і об'ємів газоходу на ділянки (по ступеням) (блок 3). Далі проводиться розрахунок горіння палива (блок 4).

Для розрахунку теплопередачі усередині реактора мають бути визначені теплофізичні властивості ПГС в реакторі (блок 5). Щільність ПГС розраховують по складу, вважаючи його ідеальним газом. Теплоємність і в'язкість беруться з літератури або розраховуються за відомими методиками [1].

Після, проводиться розрахунок теплообміну в реакторі (блок 6). У зв'язку з тим, що по довжині реактора температура, тиск, склад сировини і інші параметри змінюються, розрахунок його зазвичай ведуть окремо по кожній ділянці.

Розміри останніх вибирають такими, щоб можна було нехтувати зміною умов усередині цих ділянок.

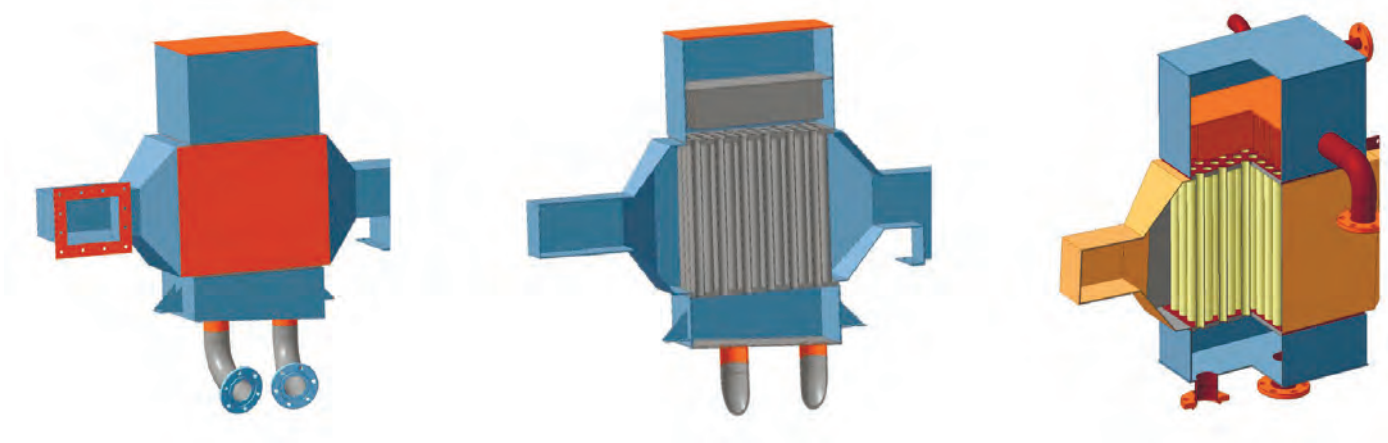


Рисунок 1. Комп'ютерне 3D зображення багатоконтурної циркуляційної системи

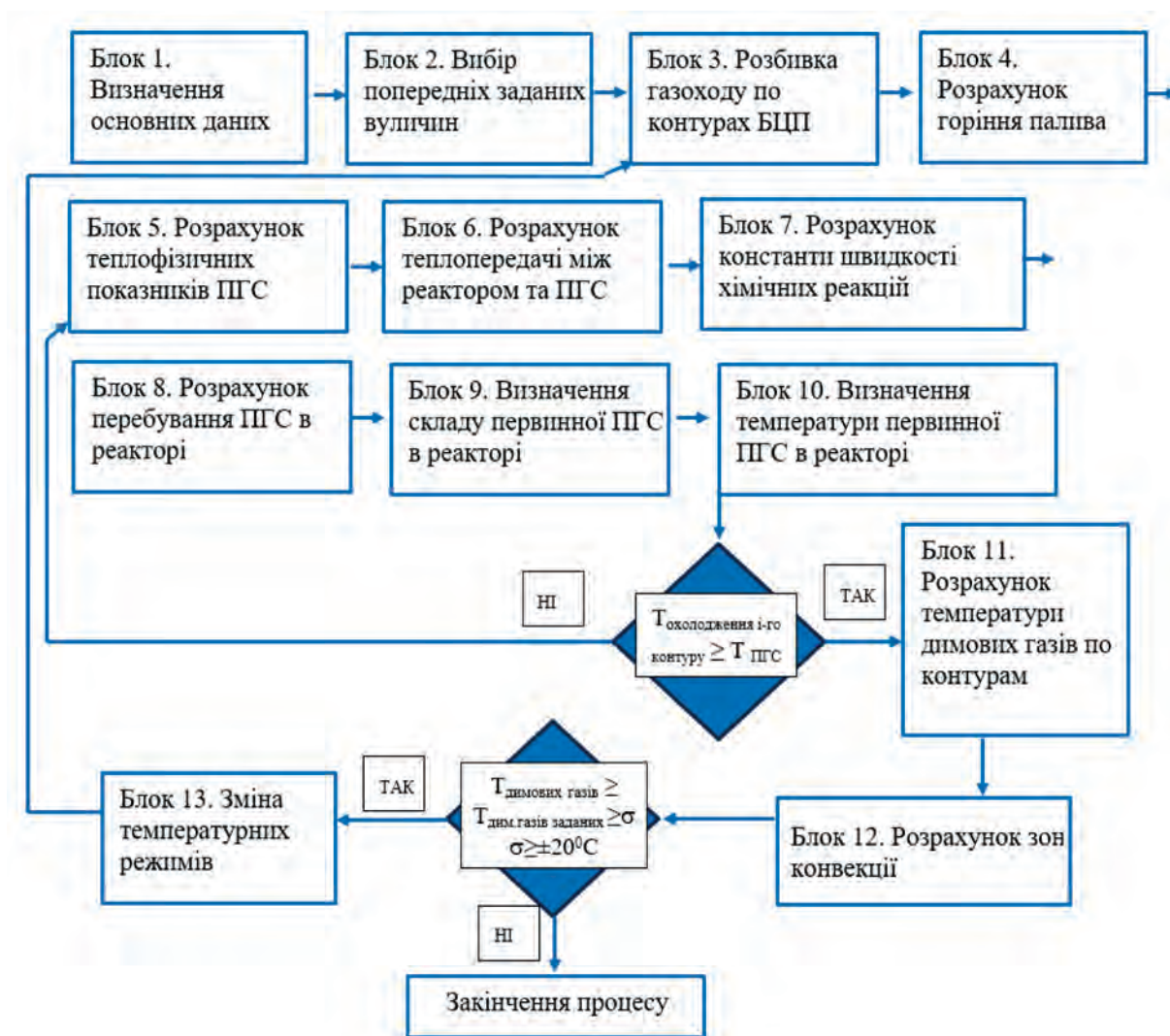


Рисунок 2. Блок-схема алгоритму розрахунку реактора БЦП [2]

У блоці 7 виконується перерахунок констант швидкостей хімічних реакцій при зміні температури сировини. По відомих витратах сировини, його складу, тиску і температурі розраховують час перебування сировини в ділянці реактора (блок 8).

По відомих константах швидкостей реакції і часу перебування потоку в ділянці реактора знаходиться зміна складу сировини в нім (блок 9). Церобиться шляхом інтеграції системи кінетичних рівнянь, яка є складовою частиною програми. По зміні складу потоку визначається потрібне для цього тепло. Виходячи з теплопереносу конвекції до поверхні реактора і тепловіддачі від неї до сировини усередині реактора, обчислюють теплонапруженість і температуру поверхні реактора, а також температуру

сировини на виході з ділянки (блок 10). У зв'язку з нерівномірністю обігріву реактора важливо знати максимальні температури його поверхні. Для цього слід враховувати коефіцієнт нерівномірності прогрівання, а також теплопровідність і товщину відкладень нагару на зовнішній поверхні реактора і твердого залишку всередині реактора.

Послідовність розрахунків з використанням блоків 5–10 повторюють по числу ділянок із зміною температури на вході в кожен з них, поки не буде прораховано увесь реактор. Після цього в блоці 11 визначається температура димових газів на границі зон.

Після розрахунку кожній конвекційній зоні перевіряють температуру димового газу: якщо вона стає менше заданої величини для входу в димар,

то рахунок зупиняється; збільшують витрату палива в реактор і розрахунок повторюють із самого початку. В кінці рахунку також порівнюють розраховану і задану температури димових газів. Узгодження цих величин з точністю $\pm 20^\circ\text{C}$ може вважатися достатнім.

Розрахунок опору газоходу по тракту димового газу і необхідної висоти димаря зроблений за відомими методиками [9].

Описаний вище алгоритм розрахунку дещо видозмінюється залежно від поставлених завдань. Так, приведена послідовність розрахунку конвекційних секцій відповідає «проектному» варіанту, тобто коли визначається необхідна поверхня теплопередачі. Коли поверхня задана (так званий, «перевірочний» варіант), то шукається температура потоку ПГС, що нагрівається. При цьому секція розраховується ітераційно, оскільки невідомі температури, до яких нагріється потік в трубах циркуляційної системи і охолоджаться димові гази. Окремим випадком є розрахунок реактора за температурою його стінки.

Оскільки, з одного боку, витрата палива по пристроях пальників ніколи не вимірюється, а з іншою, температуру поверхні реактора можна виміряти з чималою точністю ($\pm 10\text{--}15^\circ\text{C}$), такі розрахунки дозволяють надійно визначити зміну температури по довжині реактора. Отримані результати показують, що зміни температури стінки на $10\text{--}15^\circ\text{C}$ слабо впливають на температуру сировини, тоді як невелика довільна зміна профілю температури потоку може привести до абсолютно нереальних розрахункових температур стінки.

Принцип роботи контурів установки

Первинну парогазову суміш, отриману в реакторі, піддають послідовному багатоступеневому охолодженню з пониженням температури кожної ступені, починаючи з початкової температури ПГС, на $70\text{--}100^\circ\text{C}$, отриману на кожній ступені рідку фракцію окремих компонентів парогазової суміші повертають самопливом у реактор, забезпечуючи сполучення первинного піролізу відходів з повторним піролізом окремих компонентів ПГС, а залишену частину ПГС направляють на наступну ступінь охолодження.

Для подальших розрахунків необхідно визна-

чити кількість контурів установки та температуру ПГС на вході до контуру та на виході з нього.

Розрахунок кількості контурів та їх температур. Для заданого складу органічних побутових відходів експериментальним шляхом знаходиться максимальна температура реактора $t_{\text{max p}}$ (наприклад, для відходів, що мають рівні кількості різних полімерів вона становить $600\text{--}650^\circ\text{C}$, при цьому температура ПГС буде $450\text{--}500^\circ\text{C}$).

Відповідно до цього розраховується кількість ступенів охолодження:

$$N_{\text{контуров}} = \frac{t_{\text{вхпгс}} - t_{\text{пгсвих}}}{\Delta t},$$

де $t_{\text{пгсвих}}$ – температура кінцевої ступені,

$t_{\text{вхпгс}}$ – початкова температура ПГС,

$\Delta t = (70 - 100)^\circ\text{C}$ – температура охолодження ступені.

Далі розраховуються температури ПГС на вході та виході для кожної ступені: $t_{1\text{вх}} = t_{\text{вхпгс}}$,

$$t_{1\text{вих}} = t_{1\text{вх}} - \Delta t, t_{2\text{вх}} = t_{1\text{вих}}, t_{2\text{вих}} = t_{2\text{вх}} - \Delta t$$

всі останні температури розраховуються аналогічно.

Температуру заданого рівня реактора повернення рідкої фракції можна розрахувати за формулою:

$$t_{\text{рів1}} = t_{\text{max p}} - t_{1\text{вих}}, t_{\text{рів2}} = t_{\text{max p}} - t_{2\text{вих}},$$

всі останні температури розраховуються аналогічно [3].

Теплообмінні поверхні контурів піролізної установки виконані у вигляді пластинчатих поверхонь, між якими організований протитечийний рух теплоносіїв. Тому подальші розрахунки ведуться за методикою для розрахунку пластинчатих теплообмінних апаратів.

Закономірності теплообмінних та гідравлічних процесів в каналах теплообмінних елементів вузько спеціалізовані на відміну від аналогічних залежностей для трубчатих теплообмінних поверхонь. Ймовірно, можливий перенос розроблених методик на елементи інших теплообмінних поверхонь, які конструктивно відрізняються від даної, при точному дотриманні принципів геометричної та гідродинамічної подібності. Розрахунок теплообміну в контурі ґрунтується на базових рівняннях теплового балансу, теплопередачі,

Таблиця 1

При проектному розрахунку використовують:

Вихідні дані:	Геометричні розміри системи охолодження циркуляційної системи та руху димових газів:
Масова витрата повітря $G_{\text{пов}}$, кг/с Масова витрата ПГС $G_{\text{пгс}}$, кг/с Вхідна температура та тиск повітря $t_{1\text{пов}}$, °C, $p_{1\text{пов}}$, Па Вхідна температура та тиск ПГС $t_{1\text{пгс}}$, °C, $p_{1\text{пгс}}$, Па Вихідна температура ПГС $t_{2\text{пгс}}$, °C Сума відносних втрат тиску по трактам : δP	Довжина $L_{\text{пгс}}$, м Ширина b , м Товщина листа $\delta_{\text{л}}$, м Прохідний переріз каналів повітря $S_{\text{пов}}$, м ² Прохідний переріз каналів для ПГС $S_{\text{пгс}}$, м ² Периметр каналів повітря $\Pi_{\text{пов}}$, м Периметр каналів ПГС $\Pi_{\text{пгс}}$, м Крок каналів по ширині листа S_1 , м Крок теплообмінних елементів в контурі t , м

нерозривності, а також емпіричних залежностях для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі та гідравлічних втрат. Вихідні дані до розрахунків наведені у таблиці 1.

Визначаємо середню температуру ПГС в контурі, °C: $t_{\text{пов}}^{\text{ср}} = \frac{t_{1\text{пов}} + t_{2\text{пов}}}{2}$.

За середньою температурою знаходимо теплоємність ПГС $C_{p \text{ пгс}}$, Дж/кг×°C та теплову потужність контуру за рівнянням теплового балансу, кВт: $Q = G_{\text{пгс}} \times c_{p \text{ пгс}} \times (t_{2\text{пгс}} - t_{1\text{пгс}})$.

Приймаємо в першому приближенні температуру на виході з контуру $t_{2\text{пов}}$ та розраховуємо середню температуру повітря в контурі, °C: $t_{\text{пов}}^{\text{ср}} = \frac{t_{1\text{пов}} + t_{2\text{пов}}}{2}$.

За середньою температурою знаходимо теплоємність повітря $C_{p \text{ пов}}$, Дж/кг×°C та за рівнянням теплового балансу знаходимо уточнену температуру повітря за контуром ,

$$^{\circ}\text{C}: t'_{2 \text{ пов}} = t_{1\text{пов}} - \frac{Q}{c_{p \text{ пов}} \times G_{\text{пов}}}$$

Перевіримо точність розрахунку температури $t_{2\text{пов}}$ за формулою: ,

$$\left| \frac{t'_{2 \text{ пов}} - t_{2\text{пов}}}{t_{2\text{пов}}} \right| \leq \varepsilon$$

де ε – прийнята точність розрахунку. Якщо умова не виконується, повторюємо розрахунок з новим значенням $t_{2\text{пов}}$.

За середніми температурами теплоносіїв

визначимо необхідні для подальших розрахунків теплофізичні параметри повітря та ПГС – густину $\rho_{\text{пов}}$, $\rho_{\text{пгс}}$, кг/м³, коефіцієнти теплопровідності $\lambda_{\text{пов}}$, $\lambda_{\text{пгс}}$, Вт/м²×K, динамічної $\mu_{\text{пов}}$, $\mu_{\text{пгс}}$, Па×с, та кінематичної в'язкості $\nu_{\text{пов}}$, $\nu_{\text{пгс}}$, м²/с.

Еквівалентні діаметри проходу теплоносіїв, м:

$$d_{\text{пов}}^e = \frac{4 \times S_{\text{пов}}}{\Pi_{\text{пов}}}; d_{\text{пгс}}^e = \frac{4 \times S_{\text{пгс}}}{\Pi_{\text{пгс}}}$$

Для розрахунку швидкості повітря в каналах теплообмінної поверхні, застосовано спосіб який дозволяє скоротити об'єм варіантних розрахунків, який полягає у використанні взаємозв'язків швидкостей з наперед заданою величиною сумарної втрати тиску по повітряному тракту та тракту ПГС δP_{Σ} м/с :

$$\omega_{\text{пов}} = \left\{ \frac{\delta P_{\Sigma}}{\left[1 + \frac{\lambda_{\text{пов}}}{\lambda_{\text{пгс}}} \times \frac{d_{\text{пгс}}^e}{d_{\text{пов}}^e} \times \frac{\mu_{\text{пгс}}}{\mu_{\text{пов}}} \right]^{0.8} \times \frac{0.28 \times c_{p \text{ пгс}} \times \rho_{\text{пов}} \times \mu_{\text{пов}}}{8 \times 0.018 \times \lambda_{\text{пов}} \times p_{1\text{пов}}} \times \frac{r}{1-r}} \right\}^{0.5} \times \frac{1}{\left[1 + \frac{L_{\text{пгс}}}{L_{\text{пов}}} \times \frac{0.416}{0.28} \times \frac{p_{1\text{пов}}}{p_{1\text{пгс}}} \times \frac{\rho_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пгс}}} \times \frac{d_{\text{пгс}}^e}{d_{\text{пов}}^e}^3 \times \frac{\mu_{\text{пов}}}{\mu_{\text{пгс}}}^{-0.2} \right]}$$

Швидкість ПГС в каналах теплообмінної поверхні розраховується з умови рівності в елементі числа каналів для повітря та ПГС та розраховується за формулою, м:

$$\omega_{\text{пгс}} = \frac{\rho_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пгс}}} \times \frac{S_{\text{пов}}}{S_{\text{пгс}}} \times \frac{G_{\text{пгс}}}{G_{\text{пов}}} \times \omega_{\text{пов}}.$$

Числа Рейнольдса для повітря та ПГС:

$$Re_{\text{пов}} = \frac{\omega_{\text{пов}} \times d_{\text{пов}}^e}{\nu_{\text{пов}}}, Re_{\text{пгс}} = \frac{\omega_{\text{пгс}} \times d_{\text{пгс}}^e}{\nu_{\text{пгс}}}.$$

Числа Нуссельта для повітря та ПГС розраховується за емпіричними залежностями:

$$Nu_{\text{пов}} = 0.018 \times Re_{\text{пов}}^{0.8}, Nu_{\text{пгс}} = 0.018 \times Re_{\text{пгс}}^{0.8}$$

Коефіцієнти тепловіддачі повітря та ПГС, Вт/м²×К:

$$\alpha_{\text{пов}} = \frac{Nu_{\text{пов}} \times \lambda_{\text{пов}}}{d_{\text{пов}}^e}, \alpha_{\text{пгс}} = \frac{Nu_{\text{пгс}} \times \lambda_{\text{пгс}}}{d_{\text{пгс}}^e}.$$

Коефіцієнт теплопередачі контуру визначимо за формулою, Вт/м²×К:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пов}}} + \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пгс}}}}$$

$\lambda_{\text{ст}}$, де – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплообмінної поверхні.

Середній температурний напір визначимо як середній не логарифмічний при проті течії, °С.

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_{1\text{пов}} - t_{2\text{пгс}}) - (t_{2\text{пов}} - t_{1\text{пгс}})}{\ln \frac{(t_{1\text{пов}} - t_{2\text{пгс}})}{(t_{2\text{пов}} - t_{1\text{пгс}})}}.$$

Площа поверхні теплообміну контуру визначимо за рівнянням теплопередачі, м²:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{\text{ср}} \times K}$$

Знайдемо необхідні прохідні перетини всіх каналів по повітрю та ПГС відповідно до визначених вище швидкостей, м²:

$$S_{\text{пов}} = \frac{G_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}} \times \omega_{\text{пов}}}, S_{\text{пгс}} = \frac{G_{\text{пгс}}}{\rho_{\text{пгс}} \times \omega_{\text{пгс}}}$$

Знайдемо кількість каналів по повітрю та ПГС, шт:

$$Z_{\text{пов}} = \frac{S_{\text{пов}}}{S_{\text{пов}}}, Z_{\text{пгс}} = \frac{S_{\text{пгс}}}{S_{\text{пгс}}}.$$

Знайдену кількість каналів по повітрю та ПГС необхідно округлити до цілих та прийняти рівними один до другого $Z_{\text{пов}} = Z_{\text{пгс}}$

Розраховуємо довжину шляху ПГС в теплообмінному елементі, необхідну по площі поверхні теплообміну з урахуванням периметра каналу для ПГС, м:

$$L_{\text{пгс}} = \frac{F}{Z_{\text{пгс}} \times \Pi_{\text{пгс}}}.$$

Газова сторона приймається за розрахункову бо коефіцієнт тепловіддачі продуктів згоряння менше за коефіцієнт тепловіддачі повітря. Порівнюємо отриману довжину листа та прийня-

тий конструктивний розмір довжини листа та приймаємо величину $L_{\text{пгс}}$ рівною або кратною стандартним довжинам профільних листів.

Розраховуємо ширину листа, м: $b_{\text{л}} = 0.5 \times L_{\text{пгс}}$, та розраховуємо кількість каналів по ширині листа, шт: $n_{\text{к}} = \frac{b_{\text{л}}}{S_1}$.

Округляємо отримане значення до цілого.

Визначаємо кількість теплообмінних елементів в контурі по фронту набігаючого потоку ПГС, шт: $n_{\text{е}} = \frac{Z_{\text{пов}}}{n_{\text{к}}}$.

Округляємо отримане значення до цілого.

В процесі перевірконого розрахунку уточнюються фактичні теплотехнічні характеристики при прийнятих розмірах та компоновці контуру.

Приймаємо в першому наближенні значення температури повітря на виході $t_{2\text{пов}}$, °С та по середнім значенням температур знаходимо теплофізичні властивості теплоносіїв.

Розраховуємо фактичну площу поверхні теплообміну секції, м²:

$$F_{\text{с}} = n_{\text{е}} \times n_{\text{к}} \times \Pi_{\text{пгс}} \times L_{\text{пгс}}.$$

Визначаємо фактичні сумарні прохідні перетини каналів теплообмінних елементів по повітрю та ПГС, м²:

$$S_{\text{пов}} = n_{\text{е}} \times n_{\text{к}} \times s_{\text{пов}}, S_{\text{пгс}} = n_{\text{е}} \times n_{\text{к}} \times s_{\text{пгс}}$$

Фактичні швидкості повітря та ПГС в каналах теплообмінних елементів, м/с:

$$\omega_{\text{пов}} = \frac{G_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}} \times S_{\text{пов}}}, \omega_{\text{пгс}} = \frac{G_{\text{пгс}}}{\rho_{\text{пгс}} \times S_{\text{пгс}}}.$$

Коефіцієнти тепловіддачі повітря та ПГС та сумарний коефіцієнт теплопередачі контуру знаходимо аналогічно проектного розрахунку.

Теплову потужність контуру визначимо за формулою для протитечії, кВт:

$$Q = (t_{1\text{пгс}} - t_{1\text{пов}}) \times \omega_{\text{пгс}} \times \frac{1 - \exp \left[-\frac{F_{\text{с}} \times K}{\omega_{\text{пгс}}} \times 1 - \frac{\omega_{\text{пгс}}}{\omega_{\text{пов}}} \right]}{1 - \frac{\omega_{\text{пгс}}}{\omega_{\text{пов}}} \times \exp \left[-\frac{F_{\text{с}} \times K}{\omega_{\text{пгс}}} \times 1 - \frac{\omega_{\text{пгс}}}{\omega_{\text{пов}}} \right]}$$

Вихідні температури повітря та ПГС знайдемо за формулами, °С:

$$t_{2\text{пов}} = t_{1\text{пов}} - \frac{Q}{\omega_{\text{пов}}}, t_{2\text{пгс}} = t_{1\text{пгс}} - \frac{Q}{\omega_{\text{пгс}}}.$$

Перевіримо точність розрахунку температури $t_{2\text{пов}}$ за формулою:

$$\left| \frac{t'_{2\text{пов}} - t_{2\text{пов}}}{t_{2\text{пов}}} \right| \leq \varepsilon$$

(для $t_{2\text{пгс}}$ точність розраховується аналогічно), де ε – прийнята точність розрахунку. Якщо умова не виконується, повторюємо розрахунок з новим значенням $t_{2\text{пов}}$.

Після проведення перевірного розрахунку, отримані результати необхідно співставити з відповідними даними проектного розрахунку. Якщо розходження фактичних значень теплотехнічних характеристик контуру з їх значеннями, заданими перед проектуванням, не більше 0,5% то результати компоновки можна вважати задовільними.

Мета гідравлічного розрахунку – визначення втрат тиску по тракту контуру. Розраховуються коефіцієнти втрат тиску з повітряної сторони та сторони ПГС можна знайти за формулами:

$$\varepsilon_{\text{пов}} = 0.416 \times Re_{\text{пов}}^{-0.2} \text{ та } \varepsilon_{\text{пгс}} = 0.28 \times Re_{\text{пгс}}^{-0.2}.$$

Втрати тиску з повітряної сторони та сторони ПГС можна знайти за формулами:

$$\Delta P_{\text{пов}} = \varepsilon_{\text{пов}} \times \rho_{\text{пов}} \times \frac{L_{\text{пов}}}{d_{\text{пов}}^e} \times \frac{\omega_{\text{пов}}^2}{2},$$

$$\Delta P_{\text{пгс}} = \varepsilon_{\text{пгс}} \times \rho_{\text{пгс}} \times \frac{L_{\text{пгс}}}{d_{\text{пгс}}^e} \times \frac{\omega_{\text{пгс}}^2}{2}.$$

Відносні втрати тиску з повітряної сторони та сторони ПГС розраховуються за формулами:

$$\delta P_{\text{пов}} = \frac{\Delta P_{\text{пов}}}{P_{\text{пов}}} \times 100\% \text{ та}$$

$$\delta P_{\text{пгс}} = \frac{\Delta P_{\text{пгс}}}{P_{\text{пгс}}} \times 100\%.$$

Сумарні відносні втрати тиску з повітряної сторони та сторони ПГС розраховуються за співвідношенням:

$$\delta P_{\Sigma} = \delta P_{\text{пов}} + \delta P_{\text{пгс}}.$$

Якщо розрахована відносно сумарна втрата тиску по трактах контуру менше заданої то можна збільшити швидкість течії теплоносія на величину,

$$(\sqrt{\delta P_{\Sigma \text{задан}}} - \delta P_{\Sigma \text{расч}} - 1) \div 100\%$$

це приведе до зменшення площі поверхні теплообміну і маси системи.

Розрахунок геометричних характеристик контурів системи багатоконтурного піролізу, майже завжди, виконується як перевірочний. Тобто спочатку приймають конструкцію, а потім розрахунком перевіряють її здатність працювати на заданому режимі. На основі вихідної геометрії була розроблена тривимірна геометрична модель парогазового тракту модуля (рисунок 1). Методи оптимізації в моделюванні технологічних процесів та устаткування застосовувались з використанням комп'ютерних технологій ANSYS (Fluent), COMSOL Multiphysics. Модель стала основою для побудови кінцево-об'ємної розрахункової сітки, що складається з тетраедричних елементів середнім об'ємом $2,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$. У якості поверхні теплообміну використовується трубний пучок з шаховим компонованням трубок. Зовні він охолоджується повітрям, яке набігає поперек осі труб.

Охолодження повітрям було вибрано спираючись на легкість регулювання його витрати, та на низьку теплоємність. Це дозволяє регулювати тепловіддачу у великих діапазонах, тим самим регулюється склад вихідної речовини (продуктів піролізу).

Виходячи з робочих креслень створено розрахункову сітку яку зображено на рисунку 3, вона складається з 350 тис. вічок [5].

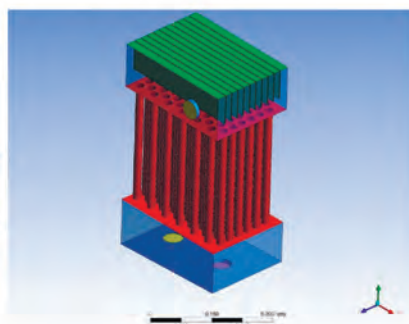
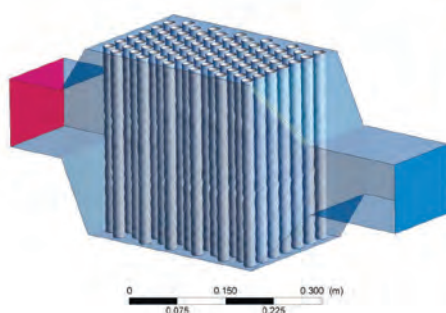


Рисунок 3. Розрахункова сітка контуру системи багатоконтурного піролізу

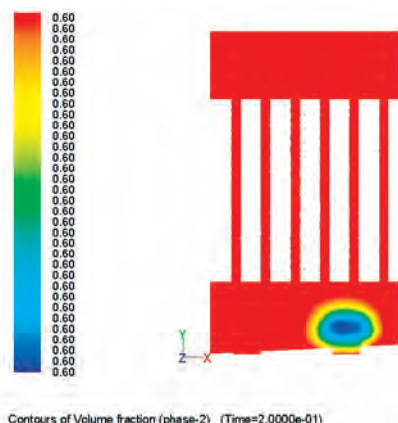


Рисунок 4. Початкова фаза конденсації компонентів важкої фракції ПГС при входженні їх в перший контур трьох контурної циркуляційної системи

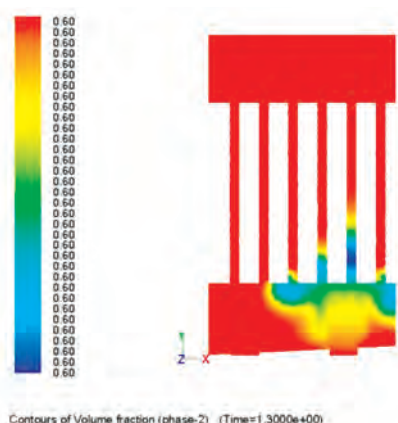


Рисунок 5. Початкова фаза конденсації компонентів важкої фракції ПГС при входженні їх в другий контур трьох контурної циркуляційної системи

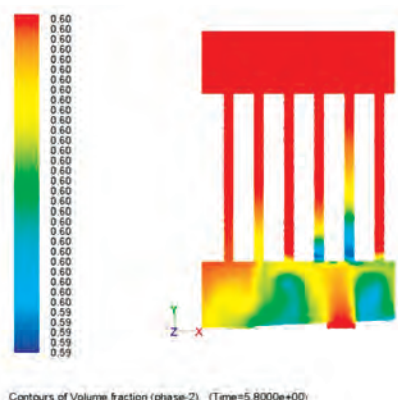


Рисунок 6. Середня фаза конденсації компонентів важкої фракції ПГС при розподіленні їх в першому і другому контурах трьох контурної циркуляційної системи

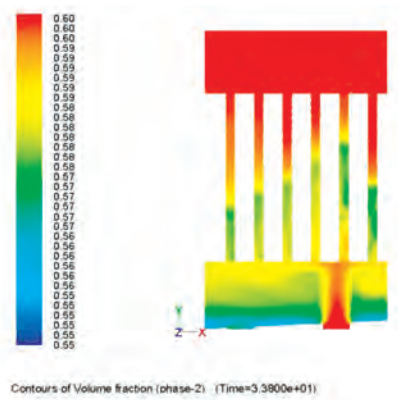


Рисунок 7. Середня фаза конденсації компонентів важкої фракції ПГС при розподіленні їх в трьох контурах трьох контурної циркуляційної системи

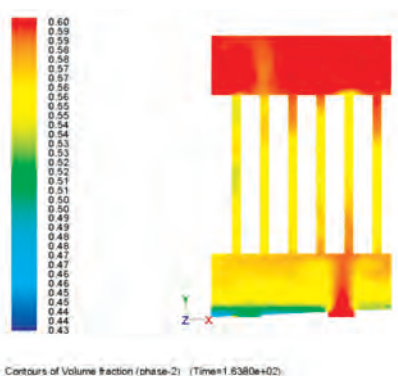


Рисунок 8. Початкова фаза концентрації парів середніх фракцій вуглеводнів і початок збору компонентів важких рідких фракції ПГС в нижній частині першого контуру трьох контурної циркуляційної системи

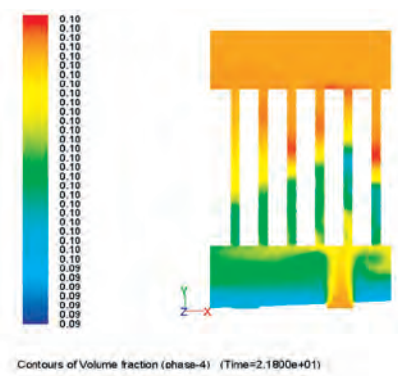


Рисунок 9. Рис. 9 – Середня фаза концентрації парів легких фракцій вуглеводнів в трьох контурній циркуляційній системі

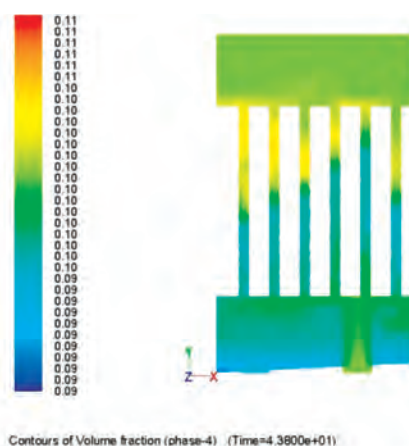


Рисунок 10. Установлена фаза концентрації парів легких фракцій вуглеводнів в трьох контурній циркуляційній системі

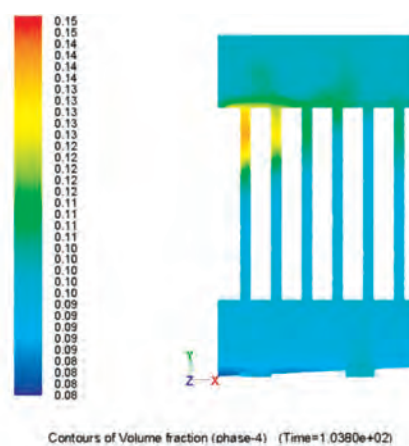


Рисунок 11. Початкова фаза конденсації важких фракцій вуглеводнів селективно відібраних від вихідних легких фракцій ПГС на третьому контурі в трьох контурній циркуляційній системі

Перевірочний розрахунок виконувався комп'ютерним моделюванням теплообміну між охолоджуючим повітрям та трубним пучком. Результати надані у вигляді зображень контурів розподілу кінетичної енергії, тиску та температури руху потоку повітря на максимальній витраті (рис. 4–11 та 12–14). Також проаналізовано втрати тиску при різній витраті повітря.

Початкова температура охолоджуючого повітря прийнята 20°C, середня температура стінок трубного пучка – 600°C. Також застосовувалися формули залежності теплофізичних властивостей повітря від температури, це значно зменшило похибку розрахунку. Проаналізовано діапазон витрат охолоджуючого повітря від 0 до 750 м³/год.

Шахове компонування трубного пучка було обрано виходячи з того, що теплопередача при

його обтіканні більша ніж при обтіканні коридорного пучка.

В результаті проведення обчислювального експерименту було досліджено динаміку нестационарних полів розподілу масових концентрацій основних компонентів робочого середовища: парів важких, проміжних та середніх фракцій парогазової суміші, суміші рідких фракцій. Також досліджувалась динаміка нестационарного поля ентальпій парогазової суміші. Результати обчислень представлені у вигляді діаграм на рисунках 4–12.

Найбільший коефіцієнт тепловіддачі буде у першому ряді шахового пучка. Починаючи з 3-го ряду коефіцієнт тепловіддачі не змінюється, це пов'язано з тим, що кінетична енергія течії за 3-м рядом стабілізується і на далі не змінюється.

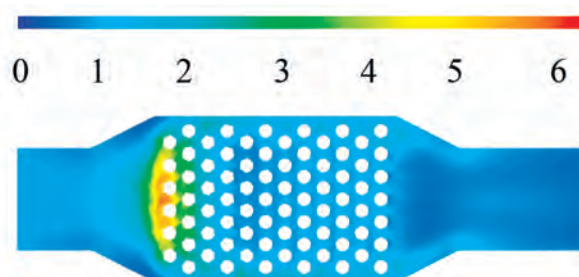


Рисунок 12. Розподіл кінетичної енергії потоку по проточній частині II-го контуру системи багатоконтурного піролізу

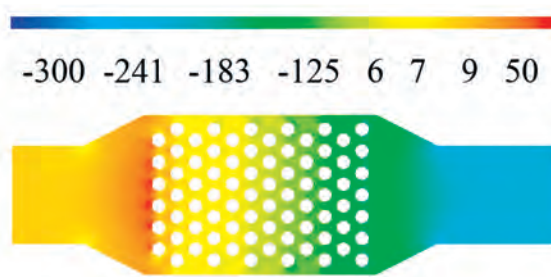


Рисунок 13. Втрата тиску по проточній частині II-го контуру системи багатоконтурного піролізу, Па

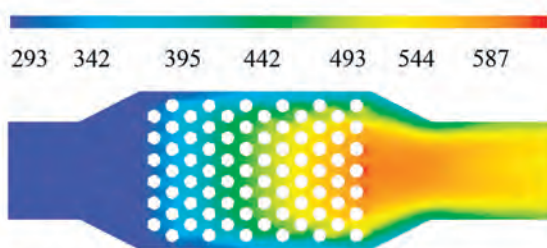


Рисунок 14. Температура по проточній частині II-го контуру системи багатоконтурного піролізу, К

На рисунку 14 зображено зміну температури при обтіканні охолоджуючого повітря гарячих труб. Аналізуючи це зображення можна зробити висновок, що необхідно зменшити зазор між трубним пучком та стінкою кожуха. Це дозволить збільшити кінетичну енергію у трубному пучку, оскільки збільшиться витрата через нього. Також необхідно врахувати кут розкриття дифузора та його довжину, це дозволить вирівняти швидкість набігаючого потоку на трубки, тим самим збільшить корисну площу теплообміну.

Моделюванням течії охолоджуючого повітря при різних його втратах були отримані значення аеродинамічного опору II-го контуру, які наведено у вигляді графіку (рисунок 15).

В результаті аналізу була доведена ефективність використання трубних пучків шахового компонування. Побудована залежність аеродинамічного опору від витрати охолоджуючого повітря. А також вказані основні рекомендації для проектування контурів з повітряним охолодженням:

- збільшення поперечного кроку призводить до підвищення коефіцієнта тепловіддачі та зниженню аеродинамічного опору;
- зменшення повздовжнього кроку призводить до підвищення коефіцієнта тепловіддачі та аеродинамічного опору;
- необхідно досягти найменш можливого зазору між трубним пучком та стінкою кожуха;
- дифузор повинен мати такий кут розкриття та довжину, які забезпечать рівномірність набігаючого потоку повітря на трубний пучок.

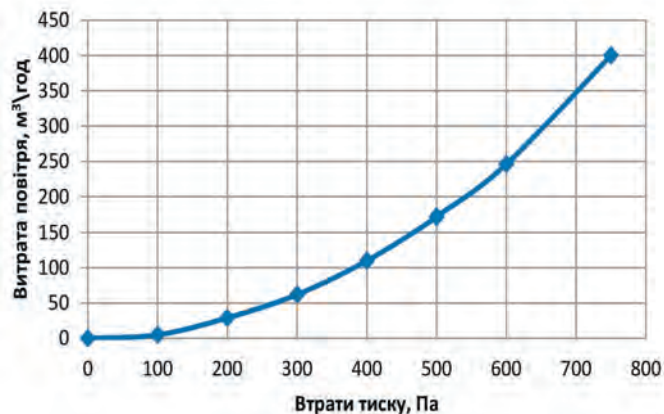


Рисунок 15. Залежність аеродинамічного опору II-го контуру системи багатоконтурного піролізу від витрати охолоджуючого повітря [1]

Висновки

На основі моделювання конструкції системи охолодження реактору БЦП було встановлено що витрата продуктів згоряння відносно мала, а швидкість газів у газоході, за даними комп'ютерного моделювання, не перевищує 1 м/с, течія димових газів проходить в ламінарному режимі. В результаті коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки реактора низький.

Запропоновані наступні методи інтенсифікації процесу БЦП реактора циклічної дії:

- збільшення швидкості руху димових газів за рахунок підвищення теплової потужності головного пальника;
- зменшення живого перерізу газоходу, що приведе до збільшення швидкості димових газів;
- зміна геометричних розмірів газоходу реактора з метою збільшення теплообмінної поверхні (оребріння реактора, збільшення висоти реактора);
- турбулізація течії димових газів за рахунок різноманітної конфігурації перегородок димоходу.

Підтверджена ідентичність температурних характеристик контурів для одержання раціонального виходу цільового продукту при максимальному зниженні молекулярної маси незалежно від початкового складу сировини: 330–370°C для першого контуру; 230–250°C для другого і 120–160°C для третього контуру.

Список використаних джерел

1. Markina L. M., Kryva M. S. (2018) study of technological parameters of pyrolysis of waste tires under static load. *Science and Innovation*. 2018, 14(6): 35-49. <https://doi.org/10.15407/scin14.06.038>.
2. Рижков С. С., Маркіна Л. М., Сербін С. І., Радченко М. І. (2012) Кондиціонування повітря на вході турбогенератора використанням скидної теплоти піролізної технології утилізації твердих побутових відходів. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. № 3-4 (444), С. 128-132.
3. Кондратенко Ю. П., Козлов О. В. (2013) «Синтез та дослідження математичної моделі багатоконтурної циркуляційної системи комплексу екопірогенезису на нечіткій логіці.» *Вісник Херсонського національного технічного університету*, №1: 28-35. <https://journals.kntu.kherson.ua>
4. Ryzhkov S. S., Markina L. M., Rudiuk, M. V., Filatova, M. I., & Lytvynov, I. V. (2012). Експериментальна установка для дослідження процесу багатоконтурного циркуляційного піролізу. *Вісник НУК*, (1). <http://evn.nuos.edu.ua/>
5. Веселовський В. Б., Дреус, А. Ю., Сясєв А. В. (2004). Математичне моделювання та методи розрахунку теплотехнологічних процесів. Дніпропетровськ: Вид-во Дніпропетр. ун-ту. <https://mmf.dnu.dp.ua/wp-content/>
6. Малярєнко, В. А., & Сенецький, О. В. (2021). Тепломасообмін в об'єктах альтернативної енергетики: підручник. <https://eprints.kname.edu.ua/61298/>
7. Дунаєвська Н. І., Засядько Я. І., Засядько П. Я., & Щудло Т. С. (2017). Математична модель процесів спільного спалювання біомаси з вугіллям в котлі теплової електростанції. *Ел моделювання*, (39, № 3), 89-104. <http://www.irbis-nbuv.gov.ua/>
8. Rohman B. B., Kobzar S. G. (2024) «Конструктивні особливості дослідної установки та числові дослідження процесу термохімічної переробки біомаси. Частина 1. Опис реактора й моделювання робочого процесу.» *Vidnovluvana energetika* 2 (77): 123-136. <https://ve.org.ua/index.php/journal/>
9. Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В., Веселовський Я. П. (2016). Моделювання процесу спряженого теплообміну в установці для утилізації відходів. *Вісник машинобудування та транспорту*. № 1: 29-37. <https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream>
10. Муртазієв Е. Г., Сюсюкан Ю. М. (2022). Математичне моделювання: основні етапи та класифікація моделей. *Сучасні проблеми моделювання*, (24), 140–146. <https://10.33842/2313125X>
11. Саїк П. Б. (2024) «Взаємозв'язок між математичними моделями та експериментальними даними при дослідженні процесів підземної газифікації вугілля.». <https://ir.nmu.org.ua/bitstream/>
12. Коньшин В. І., Кравченко П. М. (2024) «Особливості теплогідрравлічних розрахунків активної зони малих модульних реакторів, що охолоджуються водою під тиском, в умовах природної циркуляції теплоносія.». DOI <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2024.314601>
13. Галдінов М. В., Пешко В. А., Риндюк Д. В., Черноусенко О. Ю., Лементар, С. Ю. (2018). CFD-моделювання процесу піролізного високо-температурного розкладання сировини рослинного походження у побутових твердопаливних котлах. *Наукові праці Національного університету харчових технологій*, (24, № 2), 163-174. <http://nbuv.gov.ua/UJRN/>
14. Дзевочко А. І., Подустов М. О., Жерелюк Е. Е. (2017). Математичне моделювання процесів тепло-та масообміну в трубчастому реакторі сульфатування. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. XXV міжнар. наук.-практ. конф., (м. Харків, 17–19 трав. 2017 р.). Харків (р. 22)* http://nbuv.gov.ua/UJRN/Npnukht_2018
15. Hahto V. (2023). Electrically heated thermochemical reactors. Master's thesis, Lappeenranta-Lahti University of Technology LUT. <http://nbuv.gov.ua/UJRN/>