

Стаття присвячена теоретичному дослідженню термофізичних процесів, які протікають в піролізній установці для утилізації відходів. Методом скінчених елементів були визначені основні залежності термо- і гідродинамічних параметрів, що дозволило оцінити ефективність розробленої конструкції теплообмінного апарату і камер спалювання, допалювання, охолодження піролізної установки для утилізації відходів

Ключові слова: моделювання, скінчені елементи, температура, горіння, теплообмін, утилізація, турбулентність, відходи, вектор швидкості

Статья посвящена теоретическому исследованию термофизических процессов, которые протекают в пиролизной установке для утилизации отходов. Методом конечных элементов были определены основные зависимости термо- и гидродинамических параметров, что позволило оценить эффективность разработанной конструкции теплообменного аппарата и камер сжигания, дожигания, охлаждения пиролизной установки для утилизации отходов

Ключевые слова: моделирование, конечные элементы, температура, горение, теплообмен, утилизация, турбулентность, отходы, вектор скорости

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ПІРОЛІЗНІЙ УСТАНОВЦІ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ

Р. Д. Іскович-Лотоцький

Доктор технічних наук,
професор, завідувач кафедрою*

E-mail: islord@vntu.edu.ua

Я. В. Іванчук

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: ivanchuck@ukr.net

Я. П. Веселовський

Аспірант*

E-mail: slavaveselovsky@yandex.ru

*Кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв
Вінницький національний технічний університет
вул. Хмельницьке шосе, 95,
м. Вінниця, Україна, 21021

1. Вступ

Утилізація сміття – одна із важливих проблем сучасної цивілізації. В Україні 90 % відходів піддаються захороненню (депонуванню) на полігонах, хоч це і зв'язано із транспортними витратами і відчуженням великих територій. Але, якщо від більшості відходів ще можна порівняно безпечно звільнитися шляхом депонування, то, наприклад, медичні відходи підлягають обов'язковій переробці. Вони значно відрізняються від інших відходів тим, що в них скривається небезпека для людини, зумовлена передусім наявністю в їх складі збудників різних інфекційних захворювань, токсичних, а й нерідко і радіоактивних речовин [1, 2].

Особливими рисами сучасного ринку технологій є постійно зростаючі вимоги до якості готової продукції та до екологічних показників технологічних процесів. Тому розвиток техніки обумовлюється необхідністю розробки і впровадження ресурсо- та енергозберігаючих технологій. Розв'язання названих питань неможливо без проведення всебічних наукових досліджень для вибору оптимального та обґрунтованого технічного рішення. Світова практика доводить, що проведення такого роду досліджень багато в чому ґрунтується на методах математичного моделювання з проведенням розрахунків на ЕОМ. Це дозволяє запобігти невірному правдоподібності складних та дорогих експериментальних досліджень, значно скоротити час та вартість проектних робіт, проводити якісні та кількіс-

ні оцінки фізичних явищ з достатньою для інженерної практики точністю.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

При розробці перспективних піролізних установок однією з головних не вирішених проблем є створення малотоксичних камер згорання і ефективних теплообмінних апаратів [1, 2], до конструкцій яких пред'являються усе більш жорсткі техніко-економічні вимоги. В роботі [3] особлива увага приділяється інтенсифікації вигорання палива, зниження утворення токсичних речовин у процесі згорання на розрахункових і змінних режимах, але взагалі не приділяється увага формуванню оптимального температурного поля в особливих технологічних місцях робочих камер згорання і охолодження стінок теплообмінного апарату.

На даний час знаходить широке застосування математичне моделювання фізичних процесів [4, 5], за допомогою якого можна глибоко і повно досліджувати вплив конструктивних і режимних факторів на основні характеристики роботи об'єкту досліджень, але в цих роботах не приведено обґрунтування результатів досліджень і їх вплив на ефективність конструкції самої розробки.

В роботах [6, 7] в математичних моделях застосовані алгоритми, що не дозволяють виконувати чисельне моделювання методом кінцевих елементів складний

рух рідини і газу, включаючи течії з сильною закрутою, горінням, течії з вільною поверхнею, а також спряжений теплообмін.

В роботах [8, 9] під час чисельного моделювання використовувалась не адаптована по формі поверхні розрахункова сітка, що не дозволяє стабільно працювати з геометричними моделями складної форми і з великим числом трикутників.

В роботі [10] під час чисельного моделювання розподілу температур в редакторі формул не реалізований оператор, який дозволяє визначити локальне значення на поверхні граничної умови за допомогою значення в центрі розрахункової скінченної комірки з попереднього кроку за часом.

Незважаючи на складність розрахунків і прийнятих при математичному описі робочого процесу і допущеннях, які в міру накопичення експериментальних даних можуть бути уточнені, перспективність використання таких моделей для розробки камер згорання піролізних установок очевидна [1, 2, 9].

3. Мета та задачі дослідження

Метою проведення чисельного моделювання методом скінчених елементів є теоретичне дослідження теплофізичних процесів, що протікають в піролізній установці для утилізації відходів з метою підвищення коефіцієнту корисної дії, енергоємності і ефективності технології утилізації відходів.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- визначити розподіл температури та інших гідродинамічних параметрів певних зон і площин камер спалювання, допалювання піролізної установки для утилізації відходів в процесі горіння;

- визначити розподіл температури та інших гідродинамічних параметрів певних робочих зон, поверхонь теплообмінного апарату і площин камери охолодження піролізної установки для утилізації відходів в процесі спряженого теплообміну.

4. Матеріали та методи дослідження

4.1. Об'єкт дослідження

Кафедрою металорізальних верстатів і устаткування автоматизованого виробництва Вінницького національного технічного університету спільно з ТОВ НВП «Гідравліка Вінниця-Сервіс», була розроблена піролізна установка (рис. 1, а, б) [11, 12], яка дозволяє ефективно утилізувати медичні відходи з мінімальними економічними і технологічними витратами і подальшим ефективним використанням теплової енергії [5, 6].

Будь-яке моделювання вимагає наявності моделі. Тому з метою аналізу усіх робочих процесів, на основі технічних креслень піролізної установки в САД-системі, а саме в програмному комплексі тривимірного твердотільного моделювання Компас 3D-V16, була розроблена об'ємна САД-модель (рис. 2) піролізної установки для утилізації відходів [11].

Запропонована піролізна установка працює наступним чином. Пристрій містить камеру спалювання 1, допалювання 2 та охолодження 3, розташованих

під одним загальним сподом печі 4, системи циклонів 5 і димохідної труби 6, з'єднані між собою трубопроводами 16 і 17 і утворюють єдину систему направлення газового потоку. Причому об'єм камери спалювання 1 в шість разів більше об'єму камери допалювання 2, яка має тороїдальну форму. У камерах спалювання 1 і допалювання 2 встановлені відповідно інжекторні пальники 7 і 8. Для подачі повітря в камери спалювання 1 і допалювання 2 використано нагнітальний вентилятор 9, а в камері охолодження 3 розміщений теплообмінний апарат для нагріву води 10 системи комунального обігріву. Між камерами спалювання 1, допалювання 2 і камерою охолодження 3 виконані відповідно перегородки 11 і 12. Газопроводи 14 під'єднані до інжекторних пальників 7, 8 камер спалювання 1 і допалювання 2. Димохідна труба 6 забезпечена вентилятором 15 і з'єднана з системою циклонів 17 через систему фільтрів 13 трубопроводами 16 і 17. Для подачі сміття до камери спалювання 1 передбачено стрічковий транспортер, а сама камера спалювання містить вікно завантаження і вікно вивантаження золи.



а



б

Рис. 1. Загальний вигляд піролізної установки для утилізації відходів: а – вигляд спереду; б – вигляд ззаду

Піролізна установка працює таким чином.

У камеру спалювання 1 через стрічковий транспортер подаються відходи і запалюється інжекторний пальник 7. Досягнувши заданої температури в камері спалювання 1, що контролюється термопарою, запалюється інжекторний пальник 7 в камері допалюван-

ня 2. У порожнині камер спалювання 1 і допалювання 2, які розташовані під одним загальним сподом печі 4, нагнітальним вентилятором 9 подається потік повітря, яке надходить з повітряозабірною камери охолодження. Розігрітий утворений газовий потік спрямовується з камери спалювання 1, в камеру допалювання 2 і допалюється за допомогою горизонтально встановленого інжекторного пальника 8. Далі, в камері охолодження 3, очищений від горючих газів і незгорілих часток, газовий потік нагріває воду, яка протікає через теплообмінний апарат 10 системи комунального обігріву, після чого газовий потік надходить по трубопроводу в систему циклонів 17 і в систему фільтрів 13, де відбувається додаткове його очищення. Із системи циклонів 17 і системи фільтрів 13 вентилятор 15 подає газовий потік в димохідну трубу 6.

На основі розробленої CAD-моделі установки для утилізації відходів були вибрані і обгрунтовані оптимальні розміри камер спалювання 1, допалювання 2 та охолодження 3 (рис. 2), а також була розроблена раціональна компоновальна схема розташування систем грубої (системи циклонів 5) і тонкої очистки (система фільтрів 13) відпрацьованих димових газів. За допомогою створеної реальної об'ємної моделі піролітичної установки для утилізації відходів, були змодельовані процеси конвективного теплообміну в процесі високотемпературного горіння усередині установки, а також вибрані раціональні технологічні параметри по експлуатації установки для утилізації відходів [15].

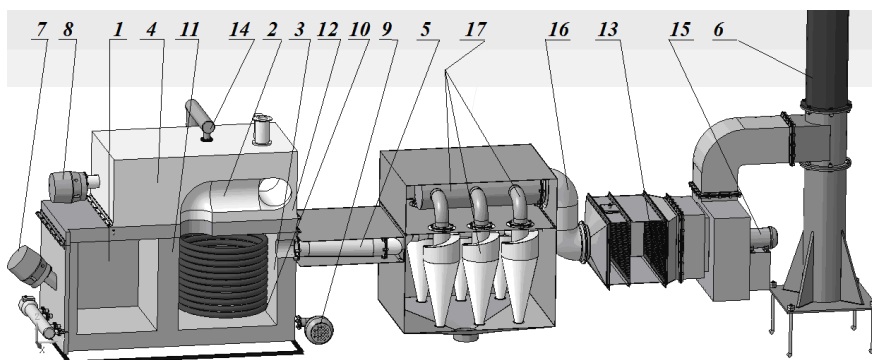


Рис. 2. Модель піролітичної установки для утилізації відходів

4. 2. Постановка задачі дослідження

Для оцінки впливу конструктивних і режимних параметрів на фізичні процеси, що протікають в процесі горіння в камерах спалювання, допалювання та охолодження даної піролітичної установки використовувалась CAE-система, а саме програмний комплекс Flow Vision 2.5.04 [16], що дозволяє моделювати методом скінчених елементів складні рухи рідини і газу, включаючи течії з сильною закруткою, горінням, течії з вільною поверхнею.

На основі технічного креслення піролітичної установки в CAD-системі, а саме в програмному комплексі тривимірного твердотільного моделювання Компас 3D-V16, була розроблена об'ємна модель основного вузла піролітичної установки (рис. 3) в якій розміщені камери спалювання, допалювання та охолодження.

У даному випадку для розрахунку газодинамічних процесів необхідна геометрична область, в якій відбувається рух рідкого або газоподібного середо-

вища. Тому на основі розробленої об'ємної моделі основного вузла піролітичної установки була розроблена об'ємна модель геометричної області (рис. 4, а), в якій відбуваються основні фізичні процеси горіння. На самій об'ємній моделі геометричної області визначаємо основні початкові дані, що в свою чергу будуть граничними умовами для розрахунку процесу горіння (рис. 4, б).

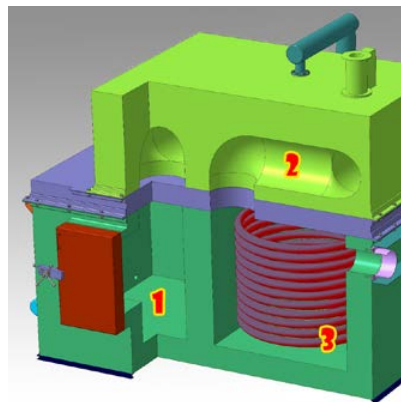


Рис. 3. Об'ємна модель основного вузла піролітичної установки: 1 — камера спалювання; 2 — камера опалювання; 3 — камера охолодження

У даній розрахунковій геометричній області буде розглядати модель турбулентної течії слабостисненого двофазного середовища із можливістю врахування горіння газових сумішей, яка задається наступними базовими параметрами (граничними умовами):

– температура навколишнього середовища $T=293$ К;

– початковий тиск $P=101325$ Па.

На вході в геометричну область подається повітряно-газова суміш палива, що задана наступними параметрами (граничними умовами) [9], а саме:

– нормальна масова швидкість газу $Q_g=0,231$ кг/(м²·с);

– нормальна масова швидкість повітря $Q_n=0,305$ кг/(м²·с);

– коефіцієнт пульсації вхідного потоку газу і повітря $b=0,03$;

– масштаб турбулентності $I=0,01$ м.

На стінках камер спалювання, допалювання і охолодження задамо умову протікання із пограничним шаром, що характеризується логарифмічним законом зміни дотичної компоненти швидкості. А граничну умову на виході задамо, як нульовий потік.

Для подальшої оцінки впливу конструктивних і режимних параметрів на теплообмінні процеси, що протікають в теплообмінному апараті і камері охолодження даної піролітичної установки використовувалась CAE-система, а саме програмний комплекс FlowVision 3.09.03 [17], що дозволяє моделювати методом кінцевих елементів складний рух рідини і газу, включаючи течії з сильною закруткою, горінням, течії з вільною поверхнею, а також спряжений теплообмін.

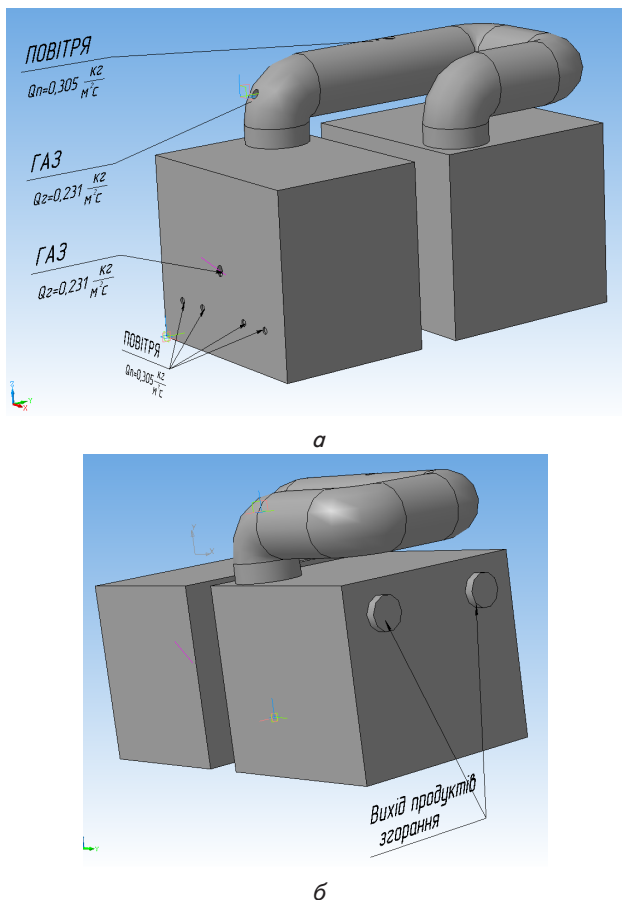


Рис. 4. Об'ємна модель геометричної області для розрахунку газодинамічних процесів горіння: а – загальний вид геометричної області; б – граничні умови для розрахунку процесу горіння

Також на основі технічного креслення піролізної установки в САD-системі, а саме в програмному комплексі тривимірного твердотільного моделювання Компас 3D–V16, була розроблена об'ємна модель основного теплообмінного вузла піролізної установки, в якій розміщені такі геометричні області як: камера охолодження 1, теплообмінний апарат 2 і охолоджуюча рідина 3 (рис. 5, а). А на рис. 5, б, показані граничні умови для подальшого розрахунку.

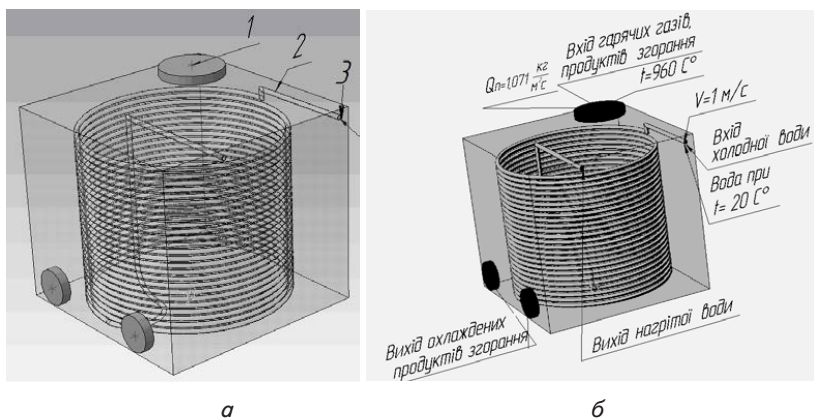


Рис. 5. Розрахункова САD-модель геометричної області теплообмінного вузла піролізної установки і граничні умови для розрахунку теплообмінних процесів: а – САD-модель теплообмінного вузла в камері охолодження; б – граничні умови для розрахунку спряженого теплообміну

У даній САD-моделі теплообмінного вузла в камері охолодження будемо розглядати три спряжених геометричних області (рис. 5, а), що представлені трьома видами середовищ. Перше середовище – порожнина камери охолодження 1 (рис. 5, а) в якій знаходяться гарячі гази продуктів згорання повітряно-газової суміші палива у вигляді моделі турбулентної течії слабостисненого двофазного середовища. На вході в дану геометричну область 1 (рис. 5, б) подаються гарячі гази продуктів згорання повітряно-газової суміші палива, які задані наступними параметрами, що взяті з результатів моделювання процесу горіння на вході в камеру охолодження, а саме:

- температура гарячих газів продуктів згорання повітряно-газової суміші палива на вході в камеру охолодження $t=960\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- початковий тиск $P=101325\text{ Па}$;
- нормальна масова швидкість гарячих газів $Q_n=1,071\text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$;
- коефіцієнт пульсації вхідного потоку газу і повітря $b=0,03$;
- масштаб турбулентності $I=0,01\text{ м}$.

Друге середовище – теплообмінник 2 (рис. 5, а), який представлений у вигляді твердого тіла матеріалом якого є нержавіюча сталь, а початкова температура стінок $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Третє середовище – порожнина теплообмінника 3 (рис. 5, а) в якій знаходиться охолоджуюча рідина (вода) у вигляді моделі турбулентної течії не стисненого однофазного середовища. На вході в дану геометричну область 3 (рис. 5, б) подається вода при наступних граничних умовах, а саме:

- температура охолоджуючої рідини $t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- початковий тиск $P=101325\text{ Па}$;
- нормальна швидкість охолоджуючої рідини $V=1\text{ м}/\text{с}$;
- коефіцієнт пульсації вхідного охолоджуючої рідини $b=0,03$;
- масштаб турбулентності $I=0,01\text{ м}$.

На стінках камер охолодження і теплообмінного апарату задамо умову протікання із пограничним шаром, що характеризується логарифмічним законом зміни дотичної компоненти швидкості. А граничну умову на виході даних геометричних областей 1 і 3 (рис. 5, б) задамо, як нульовий потік.

4. 3. Методи дослідження термофізичних процесів, які протікають в піролізній установці для утилізації відходів

Так як розрахунок процесу горіння проводиться методом скінчених елементів, то для подальшого розрахунку необхідно побудувати скінчено-об'ємну розрахункову сітку із врахуванням течії поблизу елементів конструкції пальників, що мають різні лінійні розміри. Початкова розрахункова сітка (рис. 6, а), була прийнята рівномірною по всій розрахунковій області. Для більш детальної роздільності поблизу стінок, в області пальників і в області форсунок подачі повітря проведена адаптація розрахункової сітки різного рівня по поверхні (рис. 6, б).

На сьогоднішній день в програмі FlowVision 2.5.04 реалізовані наступні моделі горіння газів: «Зельдович», «Магнусен», «Ареніус», «спрощена модель EDC» [18]. Модель «Зельдович» базується на гіпотезі, що кінетика хімічних процесів горіння протікає досить швидко, щоб вважати час, за який відбувається сам процес, миттєвим.

Тому розрахунок процесу горіння за моделлю «Зельдович» в піролізній установці складається з двох етапів: розрахунок «холодної течії» процесу змішування повітря і газу; розрахунок горіння змішаної повітряно-газової суміші після підпалу.

На першому етапі будемо розглядати змішування повітря і газу для визначення розподілу коефіцієнту надлишку окислювача. Даний розрахунок буде базуватись на моделі турбулентної не стисненої рідини на основі стандартної $k-\epsilon$ моделі турбулентності, в якій турбулентна в'язкість ∞_t визначається залежністю [9]:

$$\infty_t = C_\infty \rho \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (1)$$

де k – турбулентна енергія, ϵ – швидкість дисипації турбулентної енергії [9], ∞_t – турбулентна в'язкість, ρ – густина не стисненої рідини, $C_\infty=0,09$.

Після чого будемо розглядати нашу розрахункову модель, як слабостиснену рідину (повітряно-паливну суміш), у вигляді рівняння Нав'є-Стокса [9]:

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla \left[(\infty + \infty_t) (\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T) + \mathbf{S} \right], \quad (2)$$

де \mathbf{V} – вектор швидкості елементарного об'єму слабостисненої рідини, ∞ – кінематична в'язкість слабостисненої рідини,

$$\mathbf{S} = \left(1 - \frac{\rho_{\text{hyd}}}{\rho} \right) \mathbf{g} + \mathbf{B} + \frac{\mathbf{R}}{\rho},$$

де ρ_{hyd} – густина повітря, ρ – густина газу, \mathbf{B} – оберталні сили (Коріоліса і відцентрові), \mathbf{R} – сили опору.

Рівняння масопереносу для слабостисненої рідини [9]

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}C) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \left(\left(\rho D + \frac{\infty_t}{Sc_t} \right) \nabla C \right), \quad (3)$$

де C – масова концентрація газу в повітрі, Sc_t – число Шмідта визначає коефіцієнт дифузії другої слабостисненої рідини в першу.

Після розрахунку «холодної течії» процесу змішування повітря і газу-переходимо на другий етап розрахунку горіння змішаної повітряно-газової суміші після підпалу. Так як підпал відбувається в зоні, де концентрація окислювача дорівнює одиниці, тоді після ініціалізації функції «підпал» в програмі FlowVision 2.5.04 переходимо до розв'язку вище наведених рівнянь, а також додаткового рівняння ентальпії [19]:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}h) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \left(\left(\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\infty_t}{Pr_t} \right) \nabla h \right) + \frac{Q}{\rho}, \quad (4)$$

де h – термодинамічна ентальпія газу, Q – джерело тепла, C_p – ізобарна теплоємність, Pr_t – число Прандтля, \mathbf{V} – вектор швидкості потоку слабостисненої рідини (горючих газів), λ – молекулярна теплопровідність.

Після чого розв'язуємо однорідне рівняння для відновленої масової частки газу (палива) [19]:

$$\frac{\partial(\rho Y_f^*)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho Y_f^* \mathbf{V}) + \nabla \cdot \mathbf{J}_{f,\text{eff}}^* = 0, \quad (5)$$

де Y_f^* – відновлена масова частка палива (газу),

$$\mathbf{J}_{f,\text{eff}}^* = - \left(\frac{\infty}{Sc_f} + \frac{\infty_t}{Sc_f} \right) \nabla Y_f^*$$

– дифузійний потік газової суміші.

Для розрахунку спряженого теплообміну в камері охолодження між продуктами згорання і теплообмінним вузлом початкову розрахункову сітку приймаємо рівномірною по всій розрахунковій області, а для отримання адекватних результатів розрахунку робимо адаптацію по стінках (рис. 7).

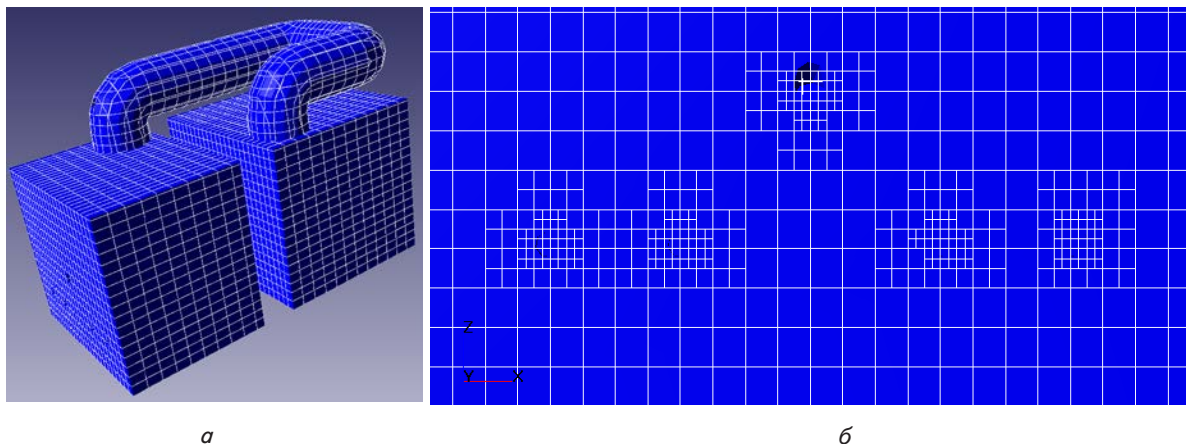


Рис. 6. Схема скінчено-об'ємної розрахункової сітки: а – рівномірна сітка по всій розрахунковій області; б – адаптована сітка поблизу стінок характеристичних розрахункових областей моделі

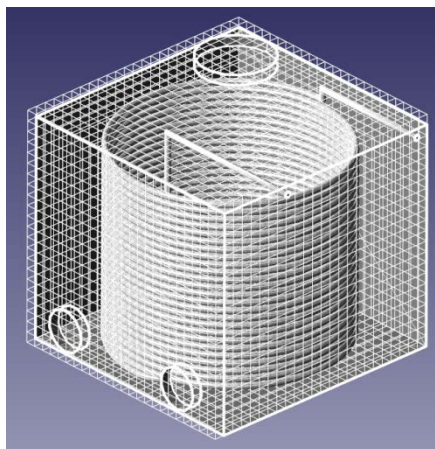


Рис. 7. Схема установки початкової розрахункової сітки

Розрахунок спряженого процесу теплообміну базуватиметься на наступних рівняннях:

1) Нав'є-Стокса для гарячих газів в камері охолодження і для охолоджуючої води в теплообміннику, де розрахунок базуватиметься на моделі турбулентної не стисненої речовини на основі стандартної $k-\epsilon$ моделі турбулентності, де турбулентна в'язкість ∞_t визначається залежністю [20–22]:

$$\infty_t = C_\infty \rho \frac{k^2}{\epsilon}, \tag{4}$$

де k – турбулентна енергія, ϵ – швидкість дисипації турбулентної енергії [20–22], ∞_t – турбулентна в'язкість, ρ – густина не стисненої речовини, $C_\infty = 0,09$.

Розрахункову модель гарячих газів розраховуємо у вигляді слабостисненої речовини, (газ), у вигляді рівняння Нав'є-Стокса [21]:

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla \left[(\infty + \infty_t) (\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T) + \mathbf{S} \right], \tag{5}$$

де \mathbf{V} – вектор швидкості елементарного об'єму слабостисненої речовини, ∞ – кінематична в'язкість слабостисненої речовини,

$$\mathbf{S} = \left(1 - \frac{\rho_{hyd}}{\rho} \right) \mathbf{g} + \mathbf{B} + \frac{\mathbf{R}}{\rho},$$

де ρ_{hyd} – густина повітря, ρ – густина газу, \mathbf{B} – обертальні сили (Коріоліса і відцентрові), \mathbf{R} – сили опору.

2) конвективного теплообміну для гарячих газів в камері охолодження і для охолоджувальної води в теплообміннику:

$$\frac{\partial t}{\partial t} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \tag{6}$$

де w_x, w_y, w_z – проекції швидкості рідини на координатні вісі, a – коефіцієнт теплопровідності, ∂t – зміна температури, ∂t – зміна часу.

3) теплопровідність для сталевих стінок теплообмінника:

$$\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{c\rho}{\lambda} \cdot \frac{dt}{dt}, \tag{7}$$

де c – теплоємність матеріалу сталь, ρ – густина матеріалу сталь, λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу сталь.

Під FlowVision передбачено два способи задання кроку розрахунку динамічних задач: в секундах і числом CFL (Куранта-Фрідріхса-Леві) [21, 23]. Для даної стаціонарної задачі вибираємо постійний крок за часом виходячи з 1/10 пролітної часу для характерного розміру задачі. В даному випадку характерний розмір – довжина труби теплообмінника $L_t = 90$ м і довжина відстані від входу в охолоджувальну камеру до виходу $L_k = 1,4$ м. Пролітний час – час, необхідний гіпотетичній частинці, що рухається з середньою швидкістю потоку $V \approx 1$ м/с (швидкість часток води і гарячих газів приблизно рівні між собою), подолати характерний розмір:

а) для теплообмінника

$$\tau_m = 0,1(L_m/V) = 0,1(90/1) = 0,9 \text{ с};$$

б) для камери охолодження

$$\tau_k = 0,1(L_k/V) = 0,1(1,4/1) = 0,14 \text{ с}.$$

У нашому випадку для отримання адекватних результатів розрахунку приймаємо $\tau = 0,1$ с.

5. Результати досліджень термофізичних процесів, які протікають в піролізній установці для утилізації відходів

Результатом розрахунку вище описаних рівнянь є розподіл коефіцієнту надлишку окислювача (рис. 8, а–в).

На основі розподілу коефіцієнту надлишку окислювача (рис. 8) отримуємо розподіл температури в об'ємі камер спалювання, допалювання та охолодження (рис. 9, а–в).

Також при розрахунку процесу горіння отримуємо розподіл векторів швидкостей потоків горючих газів (рис. 10, а, б).

За результатами розрахунків процесу горіння в камерах спалювання, допалювання і охолодження, на базі обчислювального комплексу СКІТ-4 Інституту кібернетики імені В. М. Глушкова (м. Київ, Україна), отримали розподіл температури гарячих газів в характеристичних площинах в камері охолодження (рис. 11, а, б).

Також по результатам розрахунків отримали розподіл температури стінок теплообмінника (рис. 12, а, б).

Виходячи з цих результатів, можна констатувати, що рішення системи рівнянь (1)–(7) в FlowVision виконується на декартовій сітці, яка автоматично локально подрібнюється. Подрібнення розрахункової сітки зосереджене в районі високих градієнтів і складної геометричної форми таких як циліндрична форма теплообмінника. Скінченні елементи сітки, що перетинаються з межами розрахункової області і розрахункових підобластей, обрізуються даними поверхнями, що дозволяє якісно провести візуалізацію та обробку даних, для швидкого і ефективного аналізу результатів розрахунків та одержати необхідні числові дані.

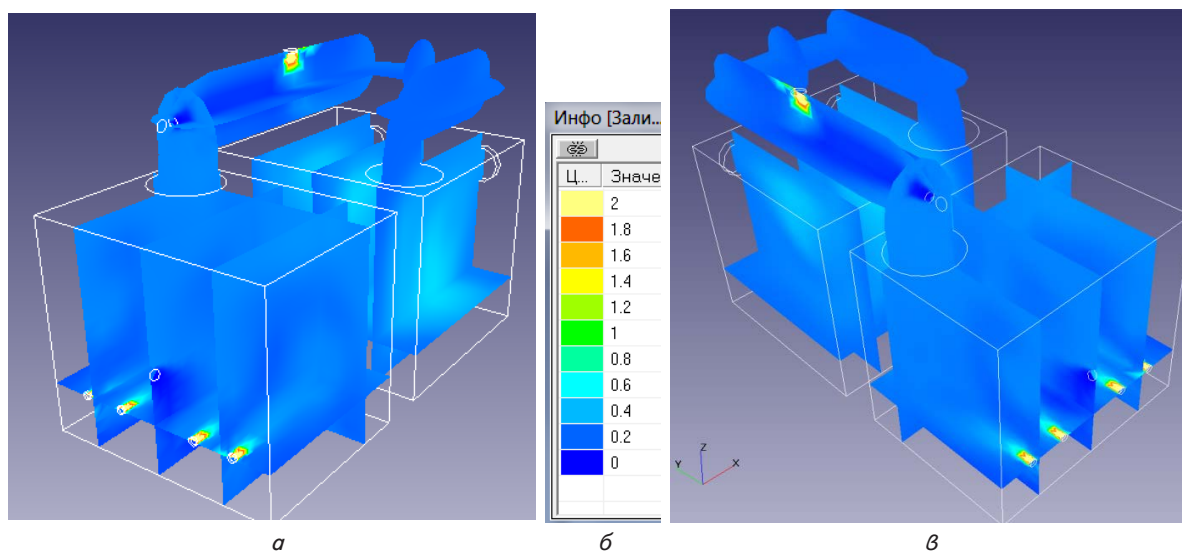


Рис. 8. Розподіл коефіцієнту надлишку окислювача: *а* – вигляд справа; *б* – шкала розподілу коефіцієнту надлишку окислювача типу кольорова гамма; *в* – вигляд зліва

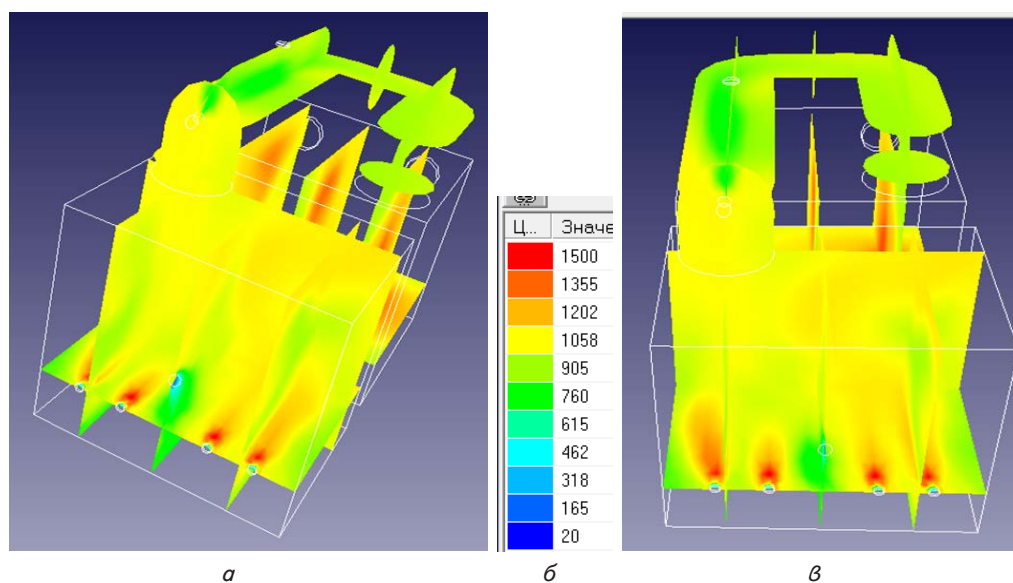


Рис. 9. Розподіл температури в камерах спалювання, допалювання та охолодження: *а* – вигляд справа; *б* – шкала розподілу температури продуктів згорання типу кольорова гамма; *в* – вигляд зліва

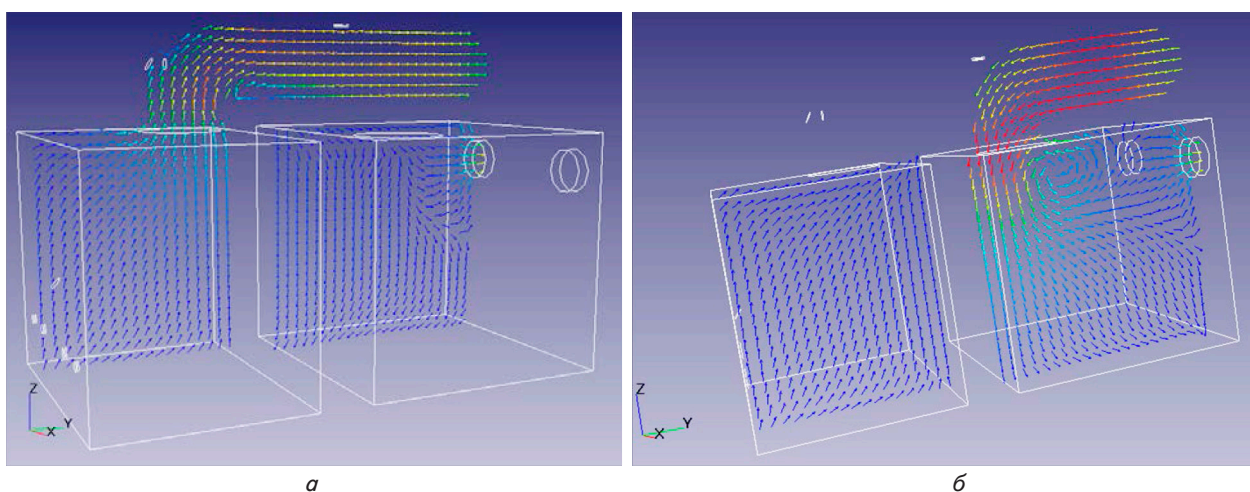


Рис. 10. Розподіл векторів швидкостей потоків горючих газів в камерах спалювання, допалювання та охолодження: *а* – вигляд зліва; *б* – вигляд справа

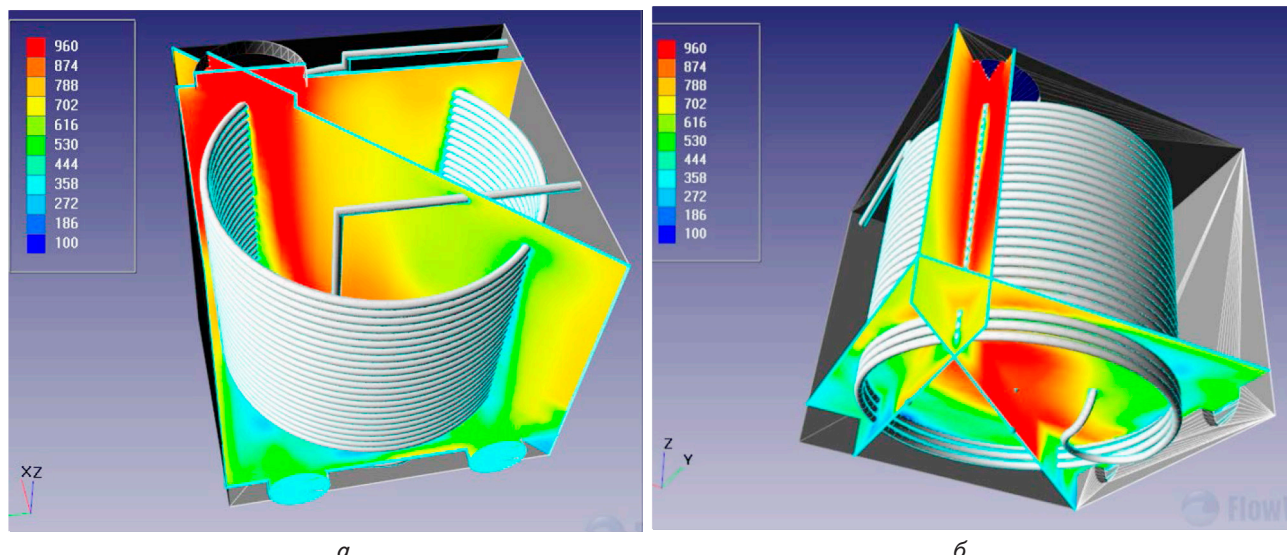


Рис. 11. Розподіл температури в камері охолодження: а – вигляд зверху; б – вигляд знизу

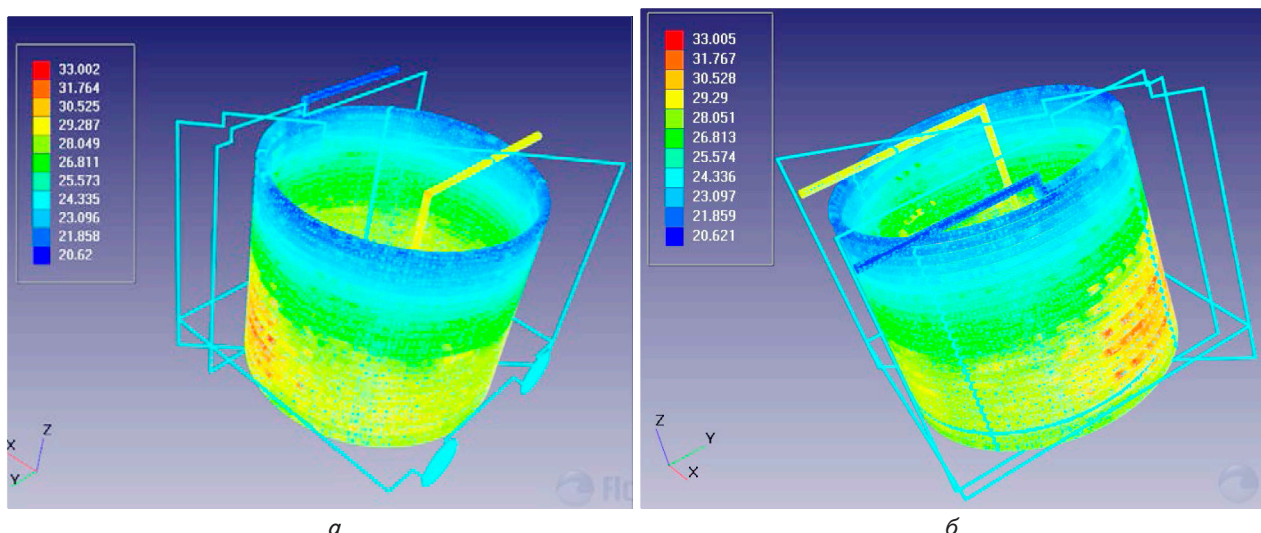


Рис. 12. Розподіл температури стінок теплообмінника в камері охолодження: а – вигляд зверху; б – вигляд знизу

6. Обговорення результатів дослідження

При визначенні ефективності конструкції камер спалювання, допалювання і компоновки розташування інжекторних пальників слід визначити місце розподілу високих температур горіння. Аналізуючи розподіл температури в камерах спалювання, допалювання та охолодження (рис. 9) встановлено, що рівномірно встановленні інжекторні пальники в одній площині обумовлюють створення рівномірно-високої температури $t=980\text{ }^{\circ}\text{C}$ в самій камері спалювання, що сприяє рівномірному протіканню процесу піролізу в основному місці розташування утилізаційних відходів камери спалювання. Додатково розташована інжекторна форсунка по нагнітання кисню, над інжекторними пальниками в камері спалювання, створює зону високої температури $t=1100\text{ }^{\circ}\text{C}$, що додатково сприяє первинному термічному розкладу хімічних компонентів утилізаційних відходів.

Для повного термохімічного розкладу продуктів згорання відходів в камері допалювання встановле-

ний додатковий інжекторний пальник, який підтримує температуру горіння $t=1010\text{ }^{\circ}\text{C}$, а додатково встановлена друга інжекторна форсунка по нагнітання кисню в камері допалювання, створює додаткову зону підвищеної температури $t=1300\text{ }^{\circ}\text{C}$, що сприяє остаточному термічному розкладу небезпечних хімічних компонентів утилізаційних відходів і вимагає підвищеної термоізоляції стінок камери допалювання. Також із розподілу температури в камерах спалювання, допалювання та охолодження (рис. 9) для подальшого чисельного моделювання процесу спряженого теплообміну в камері охолодження визначаємо температуру на вході в камеру охолодження, яка складає $t=960\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Аналізуючи розподіл векторів швидкостей потоків горючих газів (рис. 10) в камері допалювання можна замітити, що поперечні і пульсаційні компоненти швидкостей, властиві турбулентному руху, впроваджують один в одного, утворюючи поступово розширюючу зону змішування (в місці з'єднання камери спалювання і допалювання) – прикордонний шар

потоків гарячих газів. Біля прикордонного шару в початкових ділянках газоходу є незбурені нагнітальні потоки від інжекторного пальника і кисневої форсунки. Але при зіткненні потоків газів, які подаються паралельно до потоків продуктів згорання напрямку, відбувається турбулізація течії із утворенням вихрів в місцях перетину потоків (рис. 10) і відповідно високотемпературної зони.

Наявність цієї високотемпературної зони дозволяє стабілізувати горіння і остаточно завершити термічний розклад небезпечних хімічних компонентів утилізаційних відходів, причому дана здатність була підтверджена як експериментально [1], так і в чисельному моделюванні [9].

Розподіл температури гарячих газів в характеристичних площинах в камері охолодження (рис. 11) показує нам, що перепад температури на вході і на виході з камери склав біля $\Delta t=600$ °С, що означає ефективність вибраної конструкції теплообмінного вузла і компоновки камери охолодження. Додатково можна відмітити, що основна високотемпературна маса зосереджується в середині теплообмінного апарату, що дозволяє затримати потік гарячих газів продуктів згорання і відповідно максимально їх охолодити.

Результати розподілу температури стінок теплообмінника (рис. 12) показали різницю температури охолоджуючої рідини (води) на вході і на виході з теплообмінника $\Delta t=10$ °С, при нормальній швидкості охолоджуючої рідини $V=1$ м/с, що підвищує запас збільшення потужності і ККД теплообмінника.

7. Висновки

1. На основі отриманого розподілу температури в характеристичних площинах визначена ефективність конструкції камер спалювання і опалювання, що дозволила отримати повноту згорання токсичних або мало токсичних газів продуктів згорання, для температурного розкладання яких необхідний певний час. А визначені зони підвищених температур дозволили посилити термоізоляцію елементів стінок камер спалювання і допалювання.

Також за результатами чисельних досліджень, а саме розподілу векторів швидкості в характеристичних площинах камер спалювання, допалювання і охолодження піролізної установки можна зробити висновок, що в даних температурних зонах присутні турбулентні завихрення, що позитивно сприяють на процес повного згорання (догорання) токсичних продуктів згорання.

2. Аналіз отриманого розподілу температури продуктів згорання в характерних площинах камери охолодження дозволило визначити, що температура на виході з камери охолодження відповідає екологічним нормам температурного забруднення навколишнього середовища [24, 25].

Також за результатами чисельних досліджень, а саме значення середньої температури води на виході з теплообмінника, можна зробити висновок про ефективність використання даного теплообмінного вузла в системі комунального обігріву. А розподіл температури вздовж стінок теплообмінного вузла свідчить про температурне навантаження, що дозволяє оцінити ефективність даної конструкції [26].

Література

1. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Піролізна установка утилізації медичних відходів з додатковим очищенням атмосферних викидів [Текст]: тези доповідей / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, В. І. Повстенюк, Я. П. Веселовський // II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція «Сучасні технології в промисловому виробництві». – Суми 2012. – С. 97.
2. Узаков, Г. Н. Эффективность применения пиролизной технологии для получения альтернативного топлива из местных органических отходов [Текст] / Г. Н. Узаков, Р. Т. Раббимов, Л. А. Алиярова // Молодой ученый. – 2014. – № 4. – С. 280–283.
3. Исхаков, Т. Д. Энерго- и ресурсосбережение при утилизации отработанных деревянных шпал методом пиролиза [Текст] / Т. Д. Исхаков, А. Н. Грачев, В. Н. Башкиров, Р. Г. Сафин // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2008. – № 11–12. – С. 16–20.
4. Власова, Ю. Ю. Анализ факторов, влияющих на организацию и особенности сжигания твердого топлива в промышленных условиях [Текст] / Ю. Ю. Власова, Л. Н. Козина, А. М. Дзюбан, П. П. Касьяев // Вестник НГИЭИ. – 2015. – № 6 (49). – С. 34–38.
5. Gronli, M. G. Mathematical model for wood pyrolysis – comparison of experimental measurements with model predictions [Text] / M. G. Gronli, M. C. Melaen // Energy & Fuels. – 2010. – Vol. 4, Issue 14. – P. 791–800. doi: 10.1021/ef990176q
6. Kansa, E. J. Mathematical model of wood pyrolysis including internal forced convection [Text] / E. J. Kansa, H. E. Perlee, R. F. Chaiken // Combustion and Flame. – 2007. – Vol. 29. – P. 311–324. doi: 10.1016/0010-2180(77)90121-3
7. Galgano, A. Modeling wood degradation by the unreacted-core-shrinking approximation [Text] / A. M. Galgano, C. D. Blasi // Industrial & Engineering Chemistry Research. – 2013. – Vol. 42, Issue 10. – P. 2101–2111. doi: 10.1021/ie020939o
8. Park, W. C. Experimental and theoretical investigation of heat and mass transfer processes during wood pyrolysis [Text] / W. C. Park, A. Atreya, H. R. Baum // Combustion and Flame. – 2010. – Vol. 157, Issue 3. – P. 481–494. doi: 10.1016/j.combust-flame.2009.10.006
9. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Розрахунок температурних полів в робочих зонах піролізної установки [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ». – 2013. – Вип. 42. – С. 113–120.
10. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Моделювання процесу теплообміну в шпіндельному вузлі установки для розпилення вольфраму [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Є. І. Івашко // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2013. – № 2 (191), Ч. 1. – С. 63–68.

11. Искович-Лотоцкий, Р. Д. Установка для утилизации отходов [Текст] / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук, Д. В. Повстенюк, О. Н. Данилюк // Мир техники и технологий. – 2007. – № 12 (73). – С. 36–37.
12. Пат. 23991 Україна, МПК F 23 G 5/00. Установка для утилізації відходів [Текст] / Искович-Лотоцкий Р. Д., Повстенюк П. В., Шматалюк М. І., Данилюк О. М. – № u 200702015; заявл. 26. 02. 2007; опубл. 11. 06. 2007, Бюл. №8.
13. Пат. 32098 Україна, МПК F 23 G 5/00. Установка для утилізації відходів [Текст] / Искович-Лотоцкий Р. Д., Повстенюк В. І., Шматалюк М. І., Данилюк О. М. – № u 200711073; заявл. 08. 10. 2007; опубл. 12. 05. 2008, Бюл. №9.
14. Искович-Лотоцкий, Р. Д. Установка для утилізації медичних відходів з відбором тепла та охолодженням [Текст] / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук, В. І. Повстенюк, Г. В. Костюк, О. М. Данилюк, Н. Р. Веселовська // Збірник наукових праць ВНАУ, Серія: Технічні науки. – 2011. – № 7. – С. 98–103.
15. Искович-Лотоцкий, Р. Д. Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів [Текст] / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук, Д. В. Тесовський, Я. П. Веселовський // Технологічні комплекси. Науковий журнал. – 2012. – № 1,2 (5, 6). – С. 122–126.
16. Aksenov, A. A. Numerical Simulation of Car Tire Aquaplaning [Text] / A. A. Aksenov, A. A. Dyadkin, A. V. Gudovsky; J.-A. Desideri, C. Hirsch, P. Le Tallec, M. Pandolfi, J. Periaux (Eds.) // Computational Fluid Dynamics'96. – John Wiley&Sons, 2006. – P. 815–820.
17. Egolfopoulos, F. N. An assessment of the lean flammability limits of CH₄/air and C₃H₈/air mixtures at engine-like conditions [Text] / F. N. Egolfopoulos, A. T. Holley, C. K. Law // Proceedings of the Combustion Institute. – 2007. – Vol. 31, Issue 2. – P. 3015–3022. doi: 10.1016/j.proci.2006.08.018
18. Magnussen, B. F. On Mathematical Modelling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion [Text] / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager // Sixteenth Symposium (International) on Combustion. – 1976. – Vol. 16, Issue 1. – P. 719–729. doi: 10.1016/s0082-0784(77)80366-4
19. Система моделирования движения жидкости и газа Flow Vision. Версия 2.2. [Текст]. – Руководство пользователя. – М.: Тесис, 2005. – 304 с.
20. Зельдович, Я. Б. Математическая теория горения и взрыва [Текст] / Я. Б. Зельдович, Г. И. Баренблат, В. Б. Либровч, Г. М. Махвиладзе. – М.: Наука, 1980. – 478 с.
21. Wilcox, D. C. Turbulence modeling for CFD [Text] / D. C. Wilcox. – DCW Industries, Inc., 1994. – 460 p.
22. Ландау, Л. Д. Гидродинамика [Текст] / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц // Теоретическая физика, том VI. Изд. 4-е, стереотипное. – М.: Наука, 1988. – 736 с.
23. Joshi, S. On comparative performance testing of prechamber and open chamber laser ignition [Text] / S. Joshi, F. Loccisano, A. P. Yalin, D. T. Montgomery // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2011. – Vol. 133, Issue 12. – P. 122801. doi: 10.1115/1.4003972
24. Бельдеева, Л. Н. Экологически безопасное обращение с отходами [Текст] / Л. Н. Бельдеева, Ю. С. Лазуткина, Л. Ф. Комарова. – Барнаул: Азбука, 2009. – 172 с.
25. Горбачева, Л. А. Зарубежный опыт мусоросжигания [Текст] / Л. А. Горбачева // Энергия: экономика, технология, экология. – 2009. – № 7. – С. 49–54.
26. Парфенов, В. П. Оценка тепловой эффективности теплообменного оборудования при комбинированном охлаждении сжатых газов в компрессорных установках [Текст] / В. П. Парфенов, И. А. Январев // Известия вузов. Машиностроение. – 1998. – № 1-3. – С. 62–67.