

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

ЩЕРБИНА ВАЛЕРІЙ ЮРІЙОВИЧ

УДК 66.041.491+666.94.041(043.3)

**РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПРОЦЕСІВ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ
У ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ АГРЕГАТАХ**

05.17.08 – процеси та обладнання хімічної технології

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Київ – 2017

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі хімічного, полімерного і силікатного машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Панов Євген Миколайович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»,
декан Інженерно–хімічного факультету

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Нагурський Олег Антонович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
завідувач кафедри цивільної безпеки

доктор технічних наук, професор
Склабінський Всеволод Іванович,
Сумський державний університет,
завідувач кафедри процеси та обладнання хімічних і
нафтопереробних виробництв

доктор технічних наук, професор
Назаренко Іван Іванович,
Київський національний університет будівництва і
архітектури,
завідувач кафедри машини і обладнання технологічних
процесів

Захист відбудеться «13» лютого 2018 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.05 у Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, м. Київ, просп. Перемоги, 37, корп. 19, ауд. 201/1.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, м. Київ, просп. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий «11» січня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 26.002.05

О.І. Іваненко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток хімічної промисловості та промисловості будівельних матеріалів є одними з базових галузей промислового комплексу України. Підвищення ефективності використання обладнання нерозривно пов'язано з розширенням сортаменту, підвищенням якості і зниженням собівартості продукції, що відбувається на основі удосконалення діючих і створення нових вискоефективних технологій та устаткування. Значне місце в різних галузях промисловості займають обертові теплові агрегати барабанного типу в яких виготовляється 32 види номенклатурних виробів. Найбільш широке розповсюдження вони отримали в промисловості будівельних матеріалів, де є основними установками для виробництва цементного клінкера, керамзиту, вапна, перліту та інших матеріалів. Здійснення технологічного процесу в цьому обладнанні обумовлено високим рівнем енерговитрат, оскільки умовою функціонування пічних агрегатів є дотримання технологічних вимог до теплового режиму в робочому просторі, де відбуваються взаємозалежні механічні, хімічні, аеродинамічні, теплові та інші процеси. Проблема високої енергоємності обладнання посилюється низьким рівнем корисного використання енергетичних ресурсів. Так, основна частина цементного клінкера, оброблюється в печах, тепловий коефіцієнт корисної дії яких не перевищує 55-60 %. Аналіз стану методів моделювання процесів протікання обробки матеріалів в подібних теплових агрегатах, їх розрахунку та проектування засвідчує, що проблема зменшення енергоємності обладнання стримується низьким рівнем корисного використання енергетичних ресурсів. Тому вирішення проблеми енерго– та ресурсозбереження, підвищення ефективності використання таких агрегатів є актуальною, так як збільшення цих показників навіть на кілька відсотків дає істотний економічний ефект.

Вирішення задач енерго– та ресурсозбереження вимагають розробки більш повних та досконалих математичних моделей, що описують взаємозалежні механічні, хімічні, аеродинамічні, теплові та інші процеси. Розроблені на їх основі обчислювальні комплекси дають можливість реалізувати системний підхід для аналізу реального процесу роботи машин і апаратів у різних експлуатаційних режимах. Такий підхід дозволить обґрунтовано вибирати та гарантувати забезпечення раціональних параметрів і режимів роботи в реальних виробничих умовах.

Комплексне дослідження вказаних процесів, з підвищенням ступеня наукової обґрунтованості прийнятих рішень, розвиток теорії й методології математичного моделювання дозволить досліджувати технологічні системи методом обчислювального експерименту. Таким чином, відкриються нові можливості для суттєвого підвищення якості проектування та керування, вирішення задач оптимізації режимів процесів і конструктивні параметри устаткування, а також поліпшення техніко-економічних показників. Рішення зазначеної проблеми за такою методологією та методами забезпечить заощадження енергетичних, матеріальних ресурсів та сприятиме підвищенню рівня захисту навколишнього середовища.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана у відповідності до наукової тематики кафедри хімічного, полімерного і силікатного машинобудування КПІ ім. Ігоря Сікорського, а також при виконанні тематики науково – дослідних робіт, в яких здобувач був керівником: «Разработка методики расчета

и ППП по исследованию НДС и выбору рациональной конструкции корообдирочного барабана. Завод ПетрозаводскБумМаш» (1988–1991 pp., № 697), «Разработка программного обеспечения к методикам проектирования рабочих колес для центробежных насосов. АО "Насосэнергомаш"». (1998-1999 pp., № 16/74), «Розробка об'єктно-орієнтованої системи автоматизованого проектування просторових оболонкових конструкцій для обладнання підприємств хімічної промисловості» (1992–1994 pp., № 2522); «Разработка программного обеспечения к методикам проектирования рабочих колес для центробежных насосов АО "Насосэнергомаш"» (1998-1999 pp. № 16/74), «Розроблення математичних моделей для інформаційних технологій в недетермінованих та де термінованих складних технічних системах» (2009–2011 pp., № 2226ф, № ДР 0109U00373), «Розробка математичних моделей і методів для моделювання стохастичних процесів у гетерогенних системах з урахуванням можливих умов неповної інформації» (робота виконана у рамках спільних Україно-Китайських наукових досліджень між НТУУ «КПІ» та Уханським технологічним університетом КНР в 2009–2010 pp., № М/9-2009, № ДР 0109U000692); також до науково – дослідних робіт, в яких здобувач приймав участь на рівні виконавця: "Розробка системи автоматизованого проектування машин та апаратів для виробництв будівельних матеріалів з метою впровадження на підприємствах будівельної індустрії» (1993–1994 pp., № 2617), «Розробка основ моделювання стохастичних процесів у хімічній технології з врахуванням можливих умов неповної інформації про гетерогенні системи» (2006–2008 pp., № 2990ф, № ДР 0106U066771), «Повышение энергетической эффективности прокаточной печи № 5. Завод "УКРГРАФТ"» (2014 p., № 804/44267/04), «Розробка математичних моделей та методів для дослідження високотемпературних стохастичних потоків у теплообмінниках з метою поліпшення їх енергопоказників». (Робота виконана у рамках спільних Україно-Китайських наукових досліджень між НТУУ «КПІ» та Уханським технологічним університетом КНР в 2006–2009 pp., № М/206-2006, № ДР 0107U010200), «Методи розрахунку еволюцій НДС обладнання атомних електростанцій» (2013—2015 pp., № 2611ф, № ДР 0113U000685).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розвиток теорії і методів моделювання аеродинамічного, технологічного та механічного стану для вдосконалення та проектування енергоефективних і ресурсозберігаючих технологій та екологічно безпечного обладнання.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі завдання:

1. Здійснити аналіз протікання технологічних, механічних та фізичних процесів у існуючих теплових агрегатів хімічних виробництв, оцінити сучасний стан конструктивних, геометричних й енергетичних параметрів.

2. Теоретично обґрунтувати математичну модель робочого процесу руху частинок у різних зонах теплообмінника.

3. Розробити теорію розділення аерозольних систем і виявити закономірність руху частинок та умови взаємодії із стінками апарату, диспергування та інших факторів.

4. Виконати математичне дослідження локальної кінематичної структури потоку в каналах теплообмінників; розробити ефективні методи для розрахунку аеродинаміки і розділової здатності.

5. Розробити математичні моделі, методики, алгоритми та програми для дослідження руху робочого потоку в сепараційних апаратах.

6. Розробити нові методики, алгоритми розв'язку термомеханічних задач з

врахуванням нелінійності фізичних властивостей матеріалів. Побудувати на базі числових методів системи дискретних рівнянь для розв'язання задач аеродинаміки, теплопровідності, напружено-деформованого стану і складного теплообміну із врахуванням взаємодії елементів, нелінійності фізичних властивостей.

7. Реалізувати розроблені числові методики та алгоритми в програмному забезпеченні та виконати розв'язки тестових задач з метою перевірки адекватності розроблених і програмно реалізованих числових методик.

8. Удосконалити теорію та методи розрахунку теплового балансу пічного агрегату з врахуванням радіаційного обміну.

9. Запропонувати методику розрахунків для діючих високотемпературних агрегатів, виконати їх обробку та провести аналіз і узагальнення отриманих результатів.

10. Застосувати розроблене математичне забезпечення (методики, алгоритми та програмне забезпечення), для комплексного дослідження фізичних процесів промислових об'єктів і впровадити отримані результати досліджень у промисловість і науково-технічні організації.

Об'єкт дослідження – процеси сепарування і теплової обробки аерозольних сумішей у вихрових аеродинамічних апаратах, високотемпературні процеси в пічних агрегатах.

Предмет дослідження – фізичні поля та закономірності їх впливу на технологічні процеси і конструктивні елементи високотемпературних агрегатів, методи та алгоритми числового моделювання технологічних систем.

Методи дослідження. Дослідження ґрунтуються на методах математичного моделювання із застосуванням положень теорії суцільного середовища, достовірних гіпотез і адекватних математичних моделей. Застосування апробованих математичних апаратів, числових методів розв'язання рівнянь математичної фізики, розроблених числових методик, алгоритмів і програмного забезпечення. Достовірність результатів досліджень підтверджується аналітичними та експериментальними методами і їх практичною реалізацією.

Наукова новизна одержаних результатів. У результаті виконаних у дисертації досліджень вперше отримані такі наукові результати:

1. Створено наукові основи для комплексного дослідження аеродинамічного, теплового та механічного стану високотемпературних енергоємних агрегатів, із вирішенням проблеми вдосконалення технологій, пошуку раціональних режимів, конструктивних рішень і забезпеченням стабільної роботи технологічного обладнання.

2. Отримані числові залежності, що описують рух дисперсійного середовища у вихрових циклонних апаратах на основі рівнянь Нав'є – Стокса в змінних Гельмгольца із врахуванням колової швидкості, тиску, енергії для криволінійної неортогональної системи координат.

3. Запропоновано новий підхід до розрахунку розділової здатності теплообмінника з обґрунтуванням зон розділення – збірників частинок поділювальних мас, в результаті чого визначено характер траєкторії руху частинок в дисперсійному середовищі, використано більш повну модель технологічної системи та істотно зменшено термін отримання обґрунтованих рішень.

4. Уточнена математична модель переміщення частинок дисперсної фази в теплообміннику з урахуванням ламінарного, перехідного та турбулентного режимів,

що дозволяє враховувати вплив руху газів і матеріалу у вихровому потоці на траєкторію руху частинки при поділі дисперсних фаз у теплообміннику.

5. Здійснено наукове обґрунтування механізму диспергування частинок матеріалу в теплообмінниках з врахуванням явищ зіткнення з перешкодою, температурних напружень та внутрішнього тиску в частинках дисперсної фази.

6. Визначено напружено-деформований стан (НДС) обертових печей, в яких система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежності з вихідними даними, і конструктивними елементами в системі «матеріал-робоче середовище-футерівка-корпус-зовнішнє середовище».

7. Запропоновано методику дослідження механізму утворення тріщин та руйнування на поверхні і в об'ємі вогнетривів футерівки печі, що дозволяють моделювати не тільки НДС конструкції в цілому, але й прогнозувати еволюцію розвитку процесу сколювання з метою пошуку раціональних конструктивних рішень та технологічних режимів.

Удосконалено:

Методику підвищення точності обчислень моделі розрахунку НДС шляхом визначення, по розробленим методикам, інтегрованого теплового потоку, що включає всі складові теплообміну в робочому просторі печі.

Дістали подальший розвиток:

1. Розробка уточненої математичної моделі, що включає синтез нелінійних аналітичних та числових методів розрахунку і дозволяє комплексно описувати типові процеси в обертовій печі випалу, з числовим визначенням додаткових технологічних параметрів.

2. Розробка комплексу математичних моделей процесу термообробки матеріалів в обертовій печі, з врахуванням радіаційного теплообміну з суміжних зон для моделювання теплової роботи печі зональним методом, що базується на застосуванні геометричних та узагальнених кутових коефіцієнтів випромінювання.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розроблено універсальні числові методики та ефективні алгоритми розв'язання стаціонарних і нестаціонарних крайових задач аеродинаміки, теплопровідності і механіки з врахуванням взаємодії.

2. Створено числові моделі, що забезпечують практичну формалізацію досліджень стану високотемпературних теплових агрегатів в процесі їх проектування і модернізації, а також визначення раціональних технологічних параметрів експлуатації.

3. Розроблено теорію розділення аерозольних систем і виявлено закономірність руху частинок з урахуванням умови руйнування, винесення.

4. Документально підтверджено економічний ефект від впроваджень робіт, виконаних за безпосередньою участю автора, складає на ВАТ «Насосенергомаш», м.Суми 1,5 млн грн/рік.

5. Економічний ефект від впроваджень робіт, виконаних за безпосередньою участю автора, складає на заводі "УКРГРАФІТ", м. Запоріжжя 1,2 млн грн/рік.

6. Економічний ефект від впроваджень робіт, виконаних за безпосередньою участю автора, складає в ДП «НДІБМВ», м. Київ становить 210 тис. грн/рік.

7. Матеріали дисертаційної роботи включені в програми навчальних курсів кафедри хімічного, полімерного і силікатного машинобудування КПІ ім. Ігоря

Сікорського і частково викладені в навчальних посібниках (Щербина В. Ю. Автоматизація графічно-конструкторських робіт у процесі проектування хімічного устаткування в системі AutoCAD: навч. посіб. / В. Ю. Щербина, О. С. Сахаров, О. В. Гондляр, В. І. Сівецький. – К. : ВПІ ВПК «Політехніка», 2003, 152 с.), (Сахаров О. С. САПР. Чисельне моделювання гідромеханічних процесів та НДС суцільних середовищ при термосилових навантаженнях: навч. посіб. / О. С. Сахаров, В. Ю. Щербина, О. В. Гондляр, В. І. Сівецький. – К. : ТОВ “Поліграф Консалтинг”, 2007. – 180 с.), (Щербина В.Ю. САПР. Застосування програмного комплексу ВЕСНА в розрахунках процесів і обладнання з врахуванням термосилових навантажень: навч. посіб. / В. Ю. Щербина, О. С. Сахаров, О. В. Гондляр, В. І. Сівецький. – К. : Видавництво “ЕКМО”, 2009. – 180 с.).

Особистий внесок здобувача. Здобувачем сформульовані мета і постановка завдань досліджень, розроблені методи та способи досягнення поставленої мети, виконані математичні постановки задач, розроблені методики їх числового розв’язання, алгоритми, математичні моделі, проведено узагальнення отриманих результатів, встановлено закономірності фізичних процесів, розроблено заходи з енерго– та ресурсозбереження.

Основні результати теоретичних і практичних досліджень, що представлені в дисертаційній роботі, видано в наукових працях, наведених у списку публікацій автореферату [1–52]. Зокрема автором дисертації було особисто:

- виконано моделювання аеродинамічних процесів газового потоку в запічних теплообмінниках [2, 4, 5, 12, 16, 18, 21, 23, 52];
- встановлено закономірності руху та досліджено переміщення часток дисперсної фази в теплообміннику [2, 5, 14, 16, 17, 20, 21, 44, 47, 51];
- визначено напружено-деформований стан в пічних апаратах [7, 8, 10, 11, 15, 19, 22, 26, 42, 50];
- досліджено механізм утворення тріщин та руйнування вогнетривів футерівки обертової печі [3, 13, 25, 43, 45, 46, 48, 49];
- розроблені математичні моделі технологічних процесів у високотемпературних пічних агрегатах [6, 9, 25, 27, 40];
- запропоновані оригінальні технічні та конструкторські рішення вдосконалення технологій з метою покращення технологічних режимів та забезпечення стабільної роботи [1, 2, 4, 6, 8, 9, 11, 13, 24, 25, 27, 40, 41, 49];
- розроблено загальні ідеї та технічні рішення у авторському свідоцтві та патентах на винаходи [28 – 39].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і отримали схвальні відгуки на: Міжнародній науковій конференції «International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO’09» (Габрово, Болгарія, 2009, 2010, 2011, 2012), Міжнародній науковій конференції «Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов» (Санкт-Петербург, Росія, 2005, 2007, 2009), Міжнародній науковій конференції «Материалы и покрытия в экстремальных условиях.» (Крым, 2010), Міжнародних конференціях “Матеріали для роботи в екстремальних умовах -3,6” (Київ, 2010, 2016).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 52 наукових праць, у тому числі 2 монографії, 25 статей у провідних наукових фахових виданнях, 1 авторське свідоцтво на винахід та 11 патентів України на корисні моделі, а також 13 доповідей

у збірниках і матеріалах праць конференцій. В іноземних фахових виданнях опубліковано 5 статей.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел. Основна частина дисертації представлена на 297 сторінках і містить 5 таблиць і 174 рисунків (з них 12 рисунків повністю займають площу сторінки). Загальний обсяг роботи становить 391 сторінок, у тому числі 9 додатків на 54 сторінках і список використаних джерел з 393 найменувань на 40 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, показано зв'язок роботи з науковими програмами і темами, сформульовано мету, основні завдання дослідження, наукова новизна і практичне значення одержаних результатів, наведено особистий внесок здобувача, інформацію про апробацію результатів дисертації та основні публікації.

У **першому розділі** розглянуті конструктивні, геометричні та енергетичні параметри існуючих пічних агрегатів, механічні й фізичні процеси, що в них відбуваються. Виконано огляд робіт, присвячених дослідженням теплових й інших процесів у запічних теплообмінниках та випалювальних печах, проаналізовані методи розрахунку і засоби вдосконалювання. Показані актуальність, можливості застосування та ефективність використання сучасної обчислювальної техніки і методів обчислювального експерименту для вдосконалення технологічних систем, сформульовані напрямки дисертаційного дослідження.

У розділі наведено огляд та проведений аналіз наявних технологічних систем та математичних моделей. Вказані їх переваги та недоліки і показана доцільність розробки спеціалізованих математичних моделей для адекватного моделювання аеродинамічних, теплових та механічних процесів при розрахунках таких специфічних об'єктів теплового агрегату, як запічні теплообмінники та обертові випалювальні печі. Показана доцільність та необхідність створення і розвитку наукових положень для вирішення проблеми вдосконалення, пошуку раціональних режимів та конструктивних рішень при розробці та впровадженні енергоефективних і ресурсощадних техніко-технологічних рішень.

У **другому розділі** розглянуті та описані розроблені математичні моделі та алгоритми для дослідження руху дисперсійного середовища у вихрових циклонних апаратах. Приведені методики їх розрахунку, розроблена і чисельно реалізована математична модель в змінних Гельмгольца з врахуванням колової швидкості V_3 , приведені результати досліджень.

При використанні криволінійної неортогональної системи координат рівняння завихореності ω_3 має вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon^{3mn} \frac{\partial}{\partial x^m} \left(\frac{\tilde{\omega}_3}{H_3} \right) \frac{\partial \varphi}{\partial x^n} &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[\frac{\mu}{H_3^2} g^{mm} \sqrt{g} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right] + \\ &= \varepsilon^{3mn} \left(\frac{\partial}{\partial x^m} \left(\frac{\rho \tilde{v}_3^2}{H_3} \right) \frac{\partial H_3}{\partial x^m} + \frac{\partial H_3}{\partial x^m} \left(\frac{\tilde{v}^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial x^n} + \frac{\partial \rho F_n}{\partial x^m} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

Рівняння для функції току

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^n} \left(\frac{g^{mn} \sqrt{g}}{\rho H_3^2} \frac{\partial \psi}{\partial x^n} \right) + \frac{\tilde{\omega}_3}{H_3} = 0, \quad (2)$$

де $\tilde{\omega}_3 = \omega_3 / H_3$; H_i - коефіцієнти Ляме при $i = 1, 2, 3$.

Залежність між функцією току і швидкістю визначається з виразу:

$$v^1 = \frac{1}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; \quad v^2 = -\frac{1}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial x^1}. \quad (3)$$

Рівняння для U_3 має вигляд

$$\varepsilon^{3mn} \frac{\partial}{\partial x^m} (H_3^2 \tilde{v}_3) \frac{\partial \psi}{\partial x^n} = \frac{\mu}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[(g^{mn} \sqrt{g} H_3^2) \frac{\partial \tilde{v}_3}{\partial x^n} \right] + H_3 \rho F_3, \quad (4)$$

де $\tilde{v}_3 = v_3 / H_3$.

При використанні в якості залежних змінних завихренності та функції току тиск визначається окремо, так як він явно не фігурує в рівняннях. Використовуючи отримане поле швидкостей, тиск може бути визначений по залежностям.

$$\begin{aligned} g^{mn} \frac{\partial^2 P}{\partial x^m \partial x^n} &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\sqrt{g} a^m) - \frac{1}{2\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left(\rho g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial v^i v_i}{\partial x^n} \right) + \\ &+ \left(\frac{4}{3} \mu + \chi \right) g^{mn} \frac{\partial^2}{\partial x^m \partial x^n} \left[\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^i} (\sqrt{g} v^i) \right] + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\rho F^m \sqrt{g}). \end{aligned} \quad (5)$$

Для моделювання теплового процесу, застосовується рівняння енергії, яке після відповідних перетворень в координатній формі буде мати вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (v^m T \sqrt{g}) = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left(a g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial T}{\partial x^n} \right). \quad (6)$$

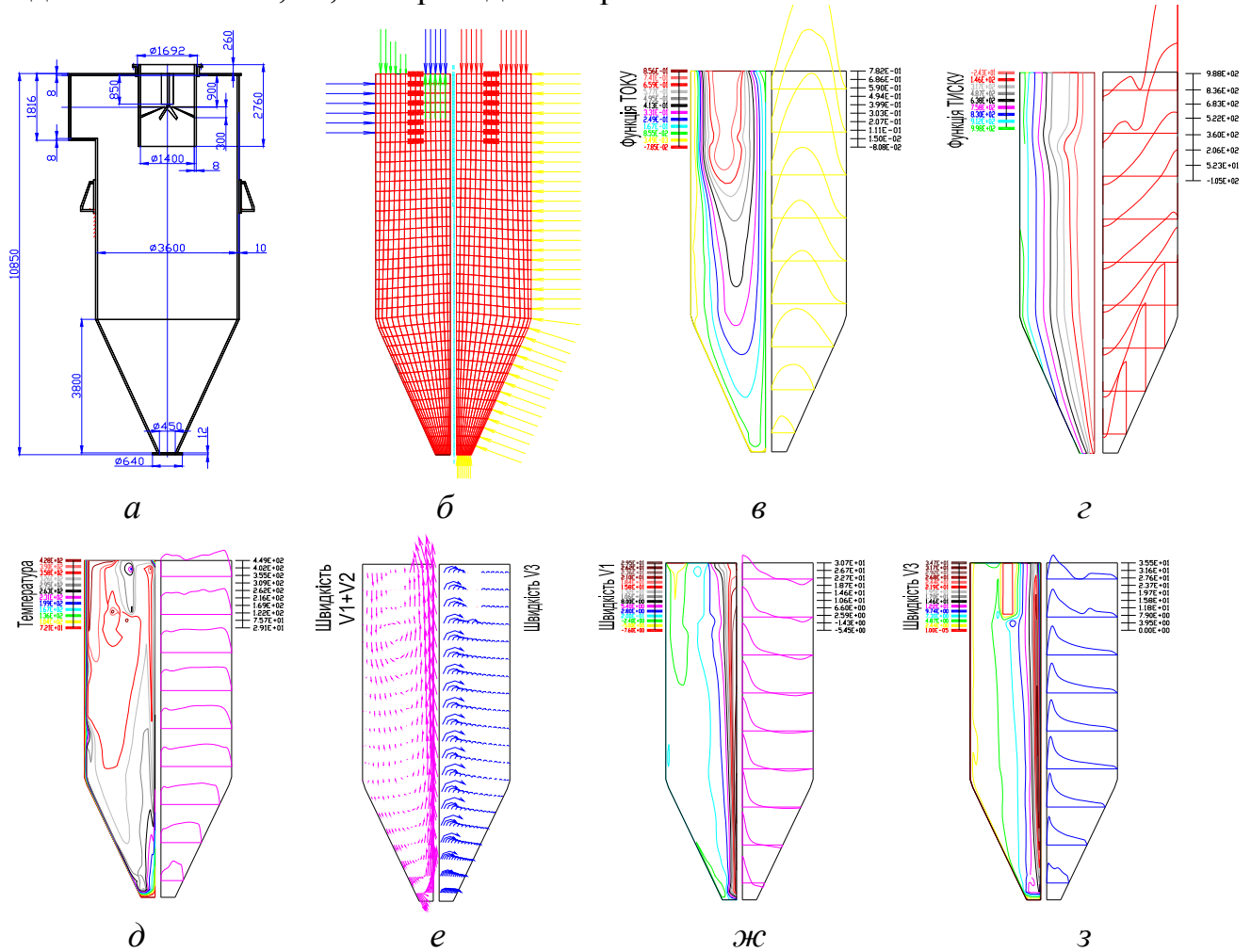
Склад матеріалу в газовому потоці враховується за допомогою таких параметрів, як в'язкість, теплопровідність і теплоємність, а також рівняннями стану.

Щоб зробити систему стійкою, для визначення конвективних членів, використовуються різниці назад, в тих випадках коли швидкість хвилі позитивна, і різниці вперед, якщо швидкість хвилі від'ємна. Це дає можливість зробити систему стійкою незалежно від величини кроку сітки. Для того, щоб отримати достатньо точне рішення, при великих значеннях критерію Рейнольдса, використовуються метод введення коефіцієнта збурення χ , яким корегуються значення дифузійних членів рівняння та функція сіточного числа Рейнольдса. Також при розрахунках передбачено використання явних і неявних схем виконання.

Для апробації розробленої методики та алгоритмів розрахунку виконані контрольні-тестові задачі, в яких порівнювались результати фізичного експерименту, або використовувались достовірні теоретичні дані. Встановлено, що результати, отримані у фізичному експерименті, та результати числового моделювання дали достатній збіг, що свідчить про адекватність математичних моделей і методів розрахунку динаміки руху робочого середовища в запічних теплообмінниках.

В роботі приведені розрахунки теплообмінників декількох ступенів пічного агрегату з різними конструктивними особливостями та характеристиками газового потоку. На рис. 1 наведена конструктивна схема теплообмінника 2-ї ступені. В

розрахунковій схемі вказана циліндрична частина, що встановлена на конічній та має вхідний патрубок, який направляє потік тангенціально всередину циліндричної частини. Він моделюється відповідними перешкодами на шляху газового потоку. Швидкість потоку задається по компонентам $V^1=4.2\text{ м/с}$; $V^3=15.1\text{ м/с}$. Температура димових газів на вході становить $550\text{ }^\circ\text{C}$, на виході $350\text{ }^\circ\text{C}$. У результаті рішення задачі отримані ізолінії полів тисків, функції току, температури і векторів швидкостей: $V^1 + V^2$, V^3 , які приведені на рис. 1.



а – конструкція; *б* – розрахункова схема; *в* – ізолінії функції току; *г* – тиск; *д* – температура; *е* – швидкість по V_1+V_2 , V_3 ; *ж* – швидкість V_1 ; *з* – швидкість V_3 .

Рисунок 1 – Дисперсійне середовище теплообмінника 2-ї ступені

З наведених даних видно, що потік, який надходить у циклонний теплообмінник, нахилений униз, і вертикальна складова швидкості потоку поблизу стінки конуса при переміщенні вниз продовжує збільшуватися через конічну форму каналу. Переміщаючи до центра конуса, потік змінює напрямок руху і починає переміщатися нагору. Значення осьової швидкості усередині змушеного вихру, що спрямоване нагору, у багато разів перевищує значення осьової швидкості біля стінки конуса. Осьова швидкість у вихровому потоці продовжує збільшуватись в напрямку до вершини конуса. У деякому горизонтальному перетині швидкість досягає максимуму біля стінки конуса і перетворюється в нуль в зоні між стінкою конуса і його віссю. Поблизу розвантажувального патрубку швидкість змінює знак, у результаті чого з'являється рециркуляційний рух.

В роботі також розглядається вплив швидкості дисперсійного середовища на аеродинаміку потоку, з визначенням ефективних режимів руху.

У запічних теплообмінниках колова швидкість, відцентрові сили, що їй відповідають, і градієнти тиску визначають поле течії. В осьовому і радіальному напрямках воно залежить від осьових градієнтів колової швидкості, що обумовлюють градієнт тиску, створюваний відцентровими силами. Таким чином, з допомогою незначних конструктивних змін і відповідного розташування тангенціальних вхідних патрубків можливо суттєво змінити розподіл радіальної й осьової швидкостей. Зміна конструкції тангенціальних вхідних патрубків впливає на розміри і форму зони циркуляції. Поле температури в потоці змінюється рівномірно і відповідає структурі отриманій на експериментальному стенді.

Розроблена математична модель і алгоритм розрахунку достатньо адекватно описують поведінку потоку в запічних теплообмінниках і дають можливість для детального моделювання і дослідження аеродинаміки потоку.

У третьому розділі дисертації розглядаються процеси сепарації аерозольних систем в циклонних вихрових апаратах. Для числового моделювання розроблені математичні моделі, алгоритми, програми розрахунку і виконаний числовий експеримент відносно дослідження руху дисперсної фази в запічних теплообмінниках. Враховувались наступні особливості руху частинок в потоці: нагрів, тиск в результаті хімічних перетворень, можливість зіткнення з нерухомими стінками, температурні напруження, диспергування. Також визначені вплив на рух частинок швидкості дисперсійного середовища, траєкторія та час їх перебування в теплообміннику, розглянуті деякі питання вторинного винесення.

Для розв'язання задач раціонального вибору процесу, пристроїв і режиму поділу, в конкретних випадках доцільно описати фізичну сутність сепарування аерозольних систем з єдиних позицій. Незважаючи на удавані розходження явищ, вони мають ряд особливостей, незалежно від способу здійснення поділу. Ця обставина дозволяє представити загальний механізм процесів поділу аерозольних систем наступним чином: вважаємо, що в результаті сепарації з часом відбувається заповнення деяких робочих зон – збірників частинок, в які потрапляють компоненти однорідних фракцій системи. З цією метою вводяться елементи маси поділюваних фаз, що не піддаються істотним змінам протягом усього процесу сепарації. Так як в самому загальному випадку поділ аерозольних систем може проходити при розділенні твердих фаз до їхньої наступного стану, то для спільності опису фізичної сутності процесів сепарації необхідно описувати рух кожної частинки поділюваної системи. Для здійснення будь-якого процесу поділу необхідно і достатньо, щоб поділювані речовини в результаті протікання процесу виявилися в різних просторових областях, потрапляючи в призначені для них збірники частинок. Таким чином, сепарація аерозольних систем здійснюється в тому випадку, якщо діючі сили забезпечують відносне переміщення складових фаз. Це дозволяє вказати ряд фізичних впливів, що приводять до поділу аерозольних систем, і тим самим дає можливість виявити способи їх інтенсифікації.

В роботі розглядається рух частинок у вихровому апараті. При цьому безупинне аеродинамічне поле заміняється дискретною сітковою моделлю. Необхідно, щоб у кожному вузлі сітки були задані складові швидкості і щільність

поток. Використовуючи квазикласичне наближення, що застосовується при температурах $T \geq 4^0 K$, можемо записати в загальному вигляді систему диференціальних рівнянь поступального руху частинок, що складають подільну аерозольну систему:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = \sum \vec{F}_{B3_k} + \vec{F}_{3H_k}, \quad (7)$$

де m_i - маса частинки k - тої фази; \vec{R}_k - радіус вектор частинки k - тої фази; \vec{F}_{B3_k} - сила взаємодії частинки k - тої фази з іншими частинками; \vec{F}_{3H_k} - рівнодіюча зовнішніх сил на частинку k - тої дисперсної фази, що включають силу опору середовища та зовнішні сили, наприклад, силу тяжіння.

Систему диференціальних рівнянь (7) необхідно доповнити початковими умовами, тобто задати значення координат і швидкостей частинок у момент надходження їх в апарат та швидкість дисперсійного середовища.

У нашому випадку зовнішньою масовою силою та \vec{F}_{B3_k} можна знехтувати, тому що сила тяжіння на декілька порядків менше інерційних сил, що виникають під час руху потоку, а сили взаємодії частинок при зіткненні, для вихрових апаратів, що розглядаються, украй незначні. Для визначеної фази маємо:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = m \cdot \left[\frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} \frac{\partial x_{(m)}^i}{\partial \tau} \right]. \quad (8)$$

Рівнодіюча зовнішніх сил на частинку k - тої фази визначається з виразу:

$$\vec{F}_{3H_k} = F_{Di} \cdot n_i. \quad (9)$$

де n - число частинок в одиниці об'єму, а F_{Di} - сила опору середовища.

Розрахункова формула для визначення руху матеріалу:

$$\frac{\partial V^i}{\partial \tau} + V^m \frac{\partial V^i}{\partial x^m} + V^m \Gamma_{mj}^i V^j + k_l V^i = k_l V_c^i, \quad (10)$$

де Γ_{mj}^i - символ Кристоффеля 2 роду.

Загальний вид рівняння (10) в цьому випадку буде

$$\frac{\partial V^{i''}}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial V^{i''}}{\partial x^n} C_{m''}^n + \Gamma_{m''j''}^{i''} V^{j''} \right) V^{m''} + k V^{i''} = k_l V_c^{i''} \quad (11)$$

Так як циклонні вихрові апарати являють собою вісесиметричну задачу, то остаточно визначивши значення в (11) у циліндричних координатах, для турбулентного режиму отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{\partial V^{1''}}{\partial \tau} + V^{n''} \frac{\partial V^{1''}}{\partial x^{n''}} + k_l V^{1''} = k_l V_c^{1''} \\ \frac{\partial V^{2''}}{\partial \tau} + \left(V^{n''} \frac{\partial V^{2''}}{\partial x^{n''}} - r V^{3''} V^{3''} \right) + k_l V^{2''} = k_l V_c^{2''} \\ \frac{\partial V^{3''}}{\partial \tau} + \left(V^{n''} \frac{\partial V^{3''}}{\partial x^{n''}} + 2 \frac{1}{r} V^{2''} V^{3''} \right) + k_l V^{3''} = k_l V_c^{3''} \end{cases} \quad (12)$$

Так як, $r = x^{2''}$, $\Gamma_{3''2''}^{3''} = \Gamma_{2''3''}^{3''} = 1/r$, $\Gamma_{3''3''}^{2''} = r$, а інші $\Gamma_{m''j''}^{i''}$ рівні 0.

Також в роботі розглянуті ламінарний та перехідний режими руху.

Залежно від конструкції, характеристик фаз і параметрів процесу рух частинок, в загальному випадку, може бути обумовлений різними механізмами: безпосередньо динамікою руху частинки, ефектами коагуляції та диспергування, що виникають за рахунок внутрішнього тиску та температурних напружень, зштовхуванням з перешкодою, відскоком частинок від поверхні або руйнуванням в результаті внутрішніх напружень та удару об поверхню.

При знаходженні частинки в теплообміннику потрібно враховувати необхідний час перебування та дію внутрішнього тиску при дисоціації, який виникає при збільшенні температури. Зазвичай він визначається по емпіричних формулах для конкретного матеріалу. Наприклад, при розкладанні CaCO_3 парціальний тиск відносно температури T становить $\lg p_{T(\text{CO}_2)} = 6.3 - 9300/T$.

Для визначення температурних напружень використовуються відомі аналітичні методи розрахунку для тіл сферичної форми. При цьому, як показав А.Д. Горбунов, потрібно враховувати не всю динаміку зміни напружень в часі, а тільки максимально можливі характерні величини, так як напруження різко зростають, досягаючи максимального значення при $Fo_{\max} = 0,05 \dots 0,50$.

Аналізуючи випадок крихкого руйнування твердої частинки, прийmemo, що вона може розділитися на дві рівні частини, та обмежимося частинками сферичної форми. Якщо усередині частинки є тріщини випадкових розмірів, які сприяють руйнуванню, то воно відбудеться при виконанні наступної умови:

$$\sigma_T^2 V(r) / 2E \geq 2\pi(1 - \gamma_s^*) r^2 \sigma_{mc}, \quad (13)$$

де σ_T – температурні напруження на поверхні, Па; σ_{mc} – питома поверхнева енергія, Дж/м²; $V(r)$ – об'єм, що займає частинка, м³; γ_s – частка площі, зайнята тріщиною.

Використання співвідношення (13) приводить до очевидного виразу, в якому, щоб запобігти руйнуванню, радіус частинки не повинен перевищувати:

$$r_{\max} < 3E(1 - \gamma_s) \sigma_{mc} / \sigma_T^2, \quad (14)$$

або з врахуванням тиску в частинках $\sigma_T = \sigma_T + p_T$.

Частинки, які перевищують розмір r_{\max} , будуть руйнуватися. З отриманого можливо зробити висновок, що чим вище температурні напруження, тим більше ймовірність руйнування частинки, а також, що за інших рівних умов, більше ймовірне дроблення великої частинки в порівнянні із дрібною.

Для врахування удару розглянуто роботу, яку необхідно виконати для диспергування частинки. В загальному випадку, як показав П.А. Ребиндер, вона складається з наступних складових:

$$A = A_{\partial\phi}^{yn} + A_{\partial\phi}^{nl} + A_{nv} + A_{kn} + A_{mp} \quad (15)$$

де $A_{\partial\phi}^{yn}$ – пружної деформації; $A_{\partial\phi}^{nl}$ – пластичної деформації, A_{nv} – робота поділу на більш дрібні частини; A_{kn} – робота на кінетичну енергію частинок, що розділя-

ються, A_{mp} – робота на утворення тріщин, тобто та, що витрачається на утворення у твердому тілі різного роду дефектів.

Враховуючи, що робота яка витрачається на пружну й пластичну деформацію, тобто енергію накопичувану тілом, можна пояснити залишковими напруженнями, або енергією активації, яка залежно від умов здрібнювання становить від 12 до 19 % підведеної енергії. Для руйнування необхідно, щоб за рахунок кінетичної енергії удару та внутрішньої теплової енергії в частинці була здійснена робота, достатня для утворення нових поверхонь.

В цьому випадку умова руйнування частинки від температурних напружень і удару може бути виражено нерівністю:

$$\frac{1}{2} m_{\text{ч}} v_{\text{ч}}^2 + \frac{\sigma_{TP}^2 V_{\text{ч}}}{2E} \geq \sigma_p (S_1 - S_0), \quad (16)$$

де $V_{\text{ч}}$ – об'єм частинки, м^3 ; E – модуль пружності матеріалу, що подрібнюється, Мпа; σ_{TP} – сума температурних напружень та внутрішнього тиску, Мпа; S_1 – сумарна площа поверхні всіх частинок, що утворилися після руйнування; S_0 – площа поверхні вихідної частинки. Величини S_1 та S_0 у загальному випадку містять також і площі поверхонь, що обмежують тріщини.

Загальна кількість уламків, у вигляді елементів кубічної форми, та їх розмір, з урахуванням (16), можуть бути визначені з нерівностей:

$$n \leq \frac{6EH^2\sigma_p}{\sigma_{TP}^2 + 6EH^3\sigma_p + \rho E\sigma_p}, \quad h \leq \frac{3E\sigma_p}{12E\sigma_p H^3 - 2\sigma_{TP}^2 - 2E\rho v^2}. \quad (17)$$

Отримані рівняння дають можливість розраховувати кількість і розмір уламків зруйнованої частинки, виходячи з допущення, що її початковий розмір характеризується величиною ребра куба H , а розміри отриманих уламків h . Дані формули легко модифікувати, використовуючи значення розмірів куба H_1, H_2, H_3 і відповідно розміри уламків h_1, h_2, h_3 . Використання запропонованої методики дає можливість прогнозувати диспергування частинок у теплообміннику з визначенням його гранулометричного складу до та після потрапляння в теплообмінник.

Теорія пиловловлення й очищення газів звичайно виходить із положення, що кожне зіткнення частинки з перешкодою (поверхнею осадження) завершується її видаленням з потоку, тобто вловлюванням. У дійсності, якщо не виконується умова руйнування, то при взаємодії частинок з твердою стінкою відбувається пружний відскік, в результаті чого вони можуть знову потрапити в потік, або на стінку. В розрахунковій моделі вважаємо, що при зіткненнях з поверхнею частинки втрачають частину своєї кінетичної енергії та змінюють напрямок руху. Величина відскоку, і ступінь його впливу на загальну ефективність розділення залежать від характеристик матеріалів, стану поверхні, утримуючої здатності стінки та швидкості і кута зіткнення. Для розрахунку траєкторії частинки після зіткнення зі стінкою використовувались емпіричні формули, що враховують перераховані фактори і по яким визначаються величини й напрямки вектору швидкості:

$$V_{n2} = (1 - 0.4159\beta + 0.4994\beta^2 - 0.292\beta^3) \cdot V_{n1}; \quad (18)$$

$$V_{\tau2} = (1 - 2.12\beta + 3.0775\beta^2 - 1.1\beta^3) \cdot V_{\tau1}; \quad (19)$$

де $V_{n1}, V_{\tau1}$ – нормальна та дотична складові швидкості відносно поверхні до зіткнення; $V_{n2}, V_{\tau2}$ – складові швидкості частинки після зіткнення; β – кут між напрямком швидкості частинки до удару й дотичної до поверхні.

Для наочності на рис.2 показані траєкторії руху частинок (для площини діаметром 3.5 мм, яка потрапляє в теплообмінник з дисперсійним середовищем, що рухається з різною швидкістю.

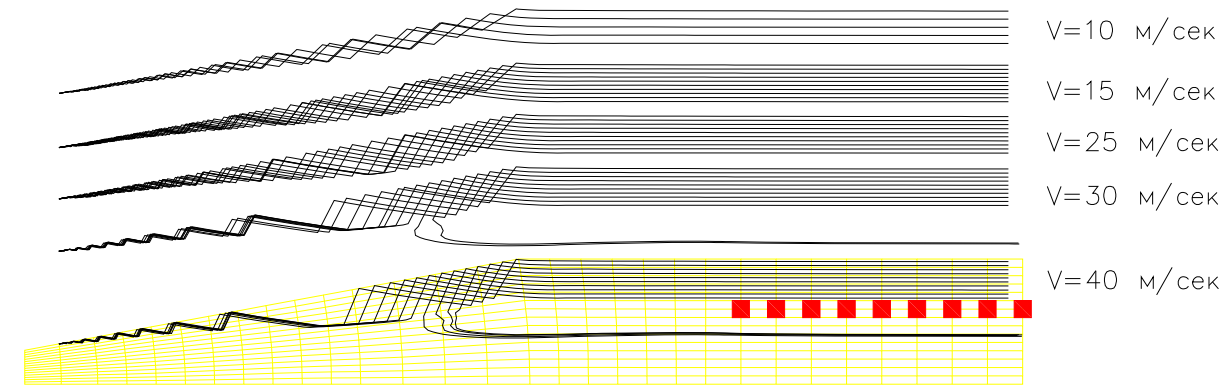


Рисунок 2 – Механізм потрапляння частинок у висхідний потік

З рисунку видно, що на поверхні стінки теплообмінника одночасно відбуваються два процеси – осадження частинок під дією відцентрових сил, і відскок частинки, яка знову потрапляє в потік дисперсійного середовища. Якщо вона потрапляє в інтенсивне вихрове поле, що визначається характеристиками потоку, то відбувається вторинне винесення частинки.

Використовуючи описані математичні моделі та алгоритми, виконані розрахунки руху та траєкторій частинок дисперсної фази, яка потрапляє в теплообмінник. В розрахунках розглянуто декілька конструкцій теплообмінників. Як вихідні дані по швидкості руху дисперсного середовища використовуються результати, отримані в попередньому розділі. Виходячи з умов збірника частинок відносно розміру, отримані поля швидкості сепарування для частинок визначеної крупності. У розрахунковій схемі моделюються конструкція теплообмінника. Вхідний потік надходить тангенціально по вхідному патрубку. Частинки дисперсійної фази, на вході в канал, рівномірно розподілені по поперечному перерізі, та потрапляють в потік з швидкістю дисперсійного середовища. Вихлопна труба моделюється відповідними перешкодами на шляху газового потоку. Швидкість потоку задається по компонентам V^1 та V^3 .

В роботі також розглядається ситуація виникнення вторинного винесення, що відбувається за рахунок диспергування чи коагуляції, частинок в довільному місті теплообмінника (середній частині апарату) з розміром, відповідним розміру i -го збірника частинок. Наприклад, при диспергуванні вони потрапили з $i+k$, а при коагуляції – з $i-k$ збірника частинок.

Результати розрахунку приведені на рис. 3. Представлені вектори швидкісних

потоків, що моделюють рух частинок матеріалу відповідного дисперсного складу, від 1 до 50 мкм.

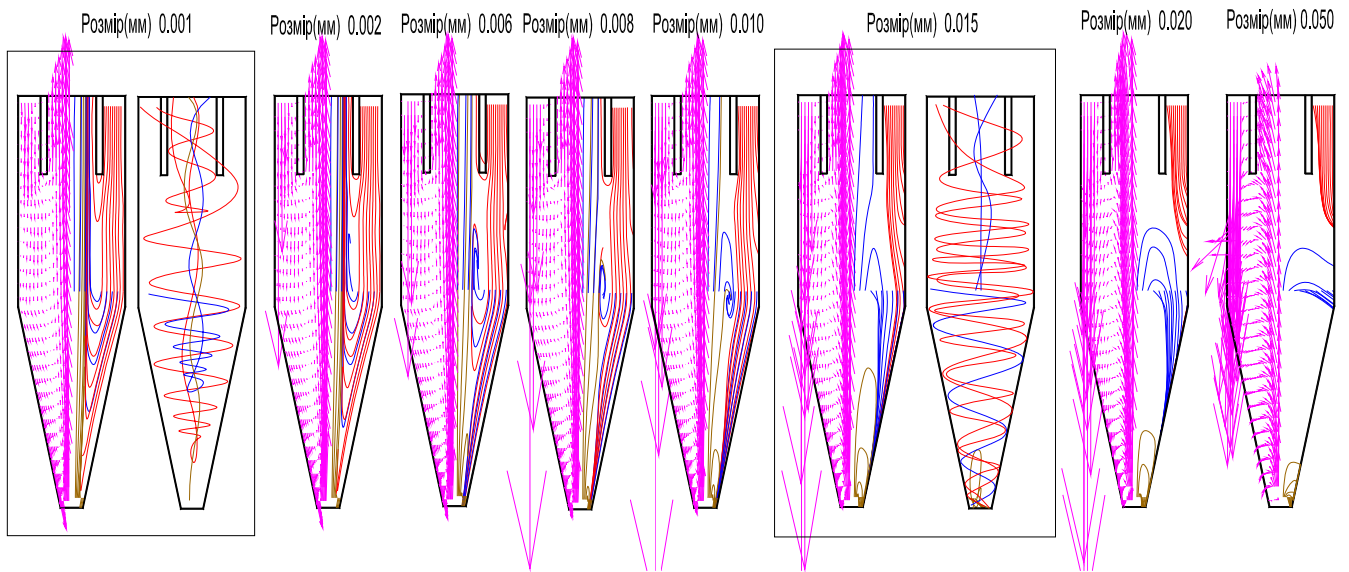


Рисунок 3 – Швидкість($v_1 + v_2$) та траєкторія руху частинок в теплообміннику

Тверді частинки, що потрапляють в апарат разом з газовим потоком, утягуються в обертальний рух зі швидкістю, близькою до швидкості цього потоку. Значення фракційної ефективності процесу поділу істотно залежить від розміру частинок. Тобто ефективність сепарації зростає при збільшенні розміру частинок, що видно по зміні складових швидкості сепарації.

Як видно з рисунків, великі частинки, за рахунок дії відцентрових сил, виділяються з потоку і потрапляють на стінку конічної або циліндричної частини апарату. Частинки невеликого розміру поводять себе інакше. Деякі з них, що потрапили на периферію вхідного потоку, також будуть осідати на конічних стінках, а ті, які знаходяться ближче до центру можуть потрапити у рециркуляційне ядро потоку і в кінці шляху у вихідний патрубок.

Деякі частинки проміжних розмірів можуть на менших радіусах обертання змінити напрямок руху внаслідок збільшення дії відцентрових сил. Ці частинки будуть відкинуті до стінки апарату і вийдуть з нього через розвантажувальний патрубок, або внаслідок зменшення дії відцентрової сили на більших радіусах повертаються в потік. Такі частинки можуть досить тривалий час перебувати в робочій зоні і з однаковою імовірністю потрапити як у відвідний так і в розвантажувальний патрубок.

При досить малих розмірах частинок вплив відцентрових сил зменшується, і їх рух не істотно відрізняється від руху несучого потоку. Чим дрібніші частинки, тим відносно більший вплив робить на них опір середовища, тому тим ближче збігаються траєкторії їх руху з лініями току дисперсійного середовища.

Час перебування частинок в теплообміннику визначається по траєкторіям та швидкості руху. На рис. 4 показаний час перебування частинок, що потрапили в розвантажувальний патрубок та вихлопну трубу. З наведених даних видно, що в залежності від місця потрапляння частинки час її перебування в теплообміннику змінюється. Загалом він зростає при наближенні від вихлопної труби до стінки теплообмінника. Це пояснюється потраплянням частинки на стінку та її наступними

відскоками зі зміною траєкторії руху. Тому частинка проходить більший шлях, ніж та, що постійно знаходиться в потоці.

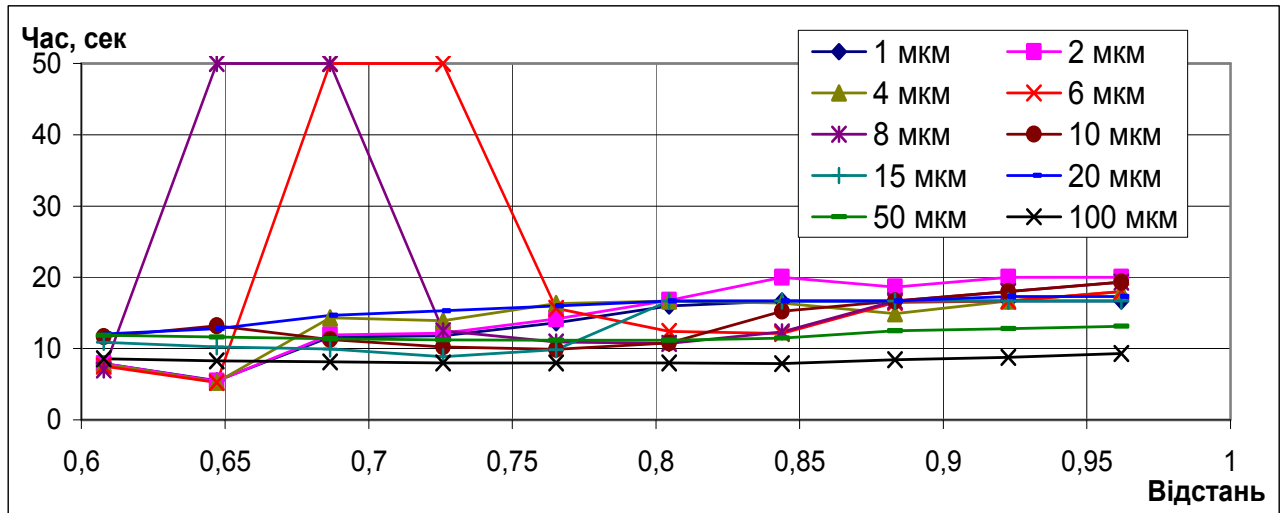


Рисунок 4 – Час перебування частинок в теплообміннику

Деякі частинки розміром 6 мкм та 8 мкм будуть знаходитись в потоці більше нормованого часу, так як потрапили в зону нульових швидкостей V^1 , V^2 . На великі частинки розміром 50 мкм та більше місце потрапляння в теплообмінник суттєво не впливає на час перебування, так як вони досить швидко потрапляють на стінку і опускаються в розвантажувальний патрубок. Загальний час перебування частинок, що потрапили в теплообмінник, знаходиться в межах від 8 до 20 секунд. При зменшенні відстані до циліндричного корпусу час перебування збільшується, що пояснюється збільшенням шляху, який вони проходять, при збільшенні розміру час перебування зменшується. Отримати результати дають можливість визначити ефективність сепарування в залежності від швидкості потоку, розмірів фракцій та відсотку уловлення фракційних складових.

В роботі розглянуті питання впливу швидкості дисперсійного середовища на процес сепарування частинок різного дисперсійного складу. Отримані дані, для теплообмінника 2 ступені, приведені на рис. 5. Швидкість потоку становить 5, 10, 20, 30, 40 м/с.

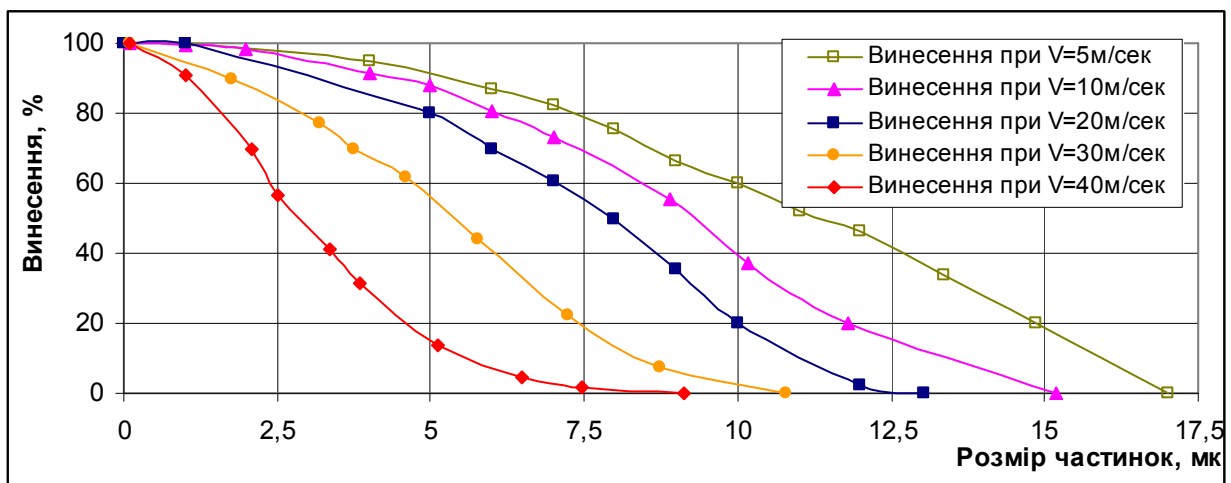


Рисунок 5 – Ефективність сепарації частинок при зміні швидкості

В загальному випадку збільшення осьової складової швидкості потоку зменшує загальну ефективність сепарації, а колової - підвищує, проте надмірне її збільшення може призвести до зриву частинок з поверхні осадження і вторинного винесення, що підтверджується результатами експериментів.

З розрахунку видно, що як і слід було очікувати, ефективність розділення зростає при збільшенні швидкості газового потоку. Однак збільшення швидкості пов'язано з різким зростанням аеродинамічного опору апарату і посиленням локальних завихрень, які зривають та повертають в потік частинки, що вже осіли на внутрішній поверхні. Це призводить до зниження ефективності роботи апарату.

З наведених даних видно, що всі залежності мають спадний монотонний характер, в результаті чого при збільшенні швидкості руху дисперсійного середовища кількість дисперсійної фази, що потрапляє в розвантажувальний патрубок, зменшується. Так розмір фракції, що повністю потрапляє у розвантажувальний патрубок, становить 100 % для частинок розміром 17 мкм, при швидкості 5 м/с та 8.9 мкм при швидкості 40 м/с. Через вихлопну трубу виноситься 95 % частинок розміром 4 мкм при швидкості 5 м/с, а при швидкості 40 м/с – частинки розміром 0.5 мкм.

Отримані дані, по дисперсному складу оброблюваного матеріалу, дають можливість визначити ефективність пилівідведення та швидкість, яку повинне мати дисперсійне середовище при потраплянні в теплообмінник, і розмір частинок, що виносяться з теплообмінником з пилом. Результати приведені на рис. 6.

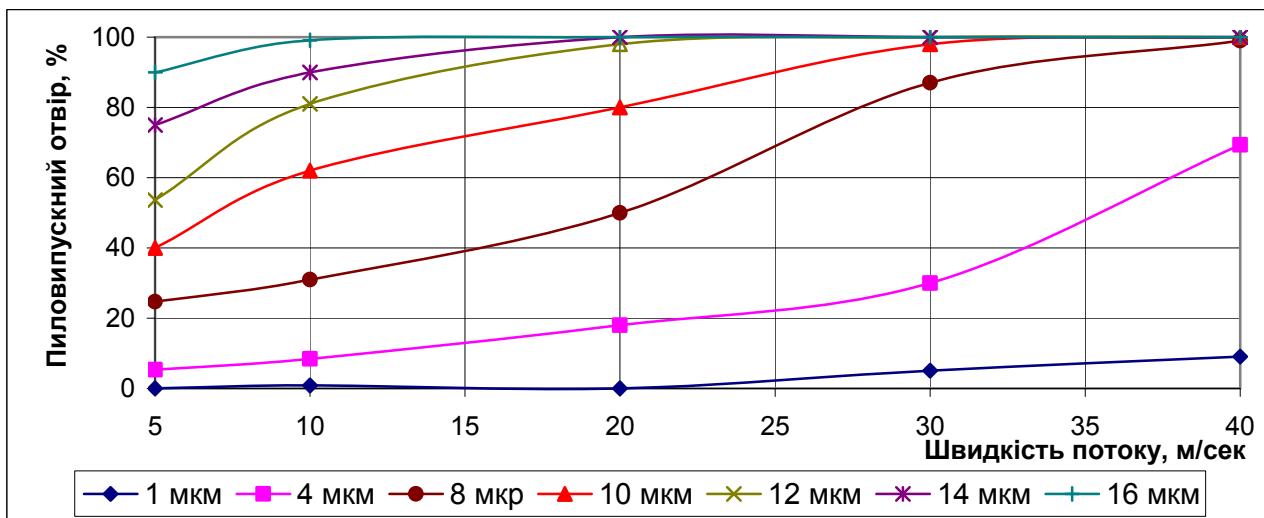


Рисунок 6 – Розмір частинок, що потрапляють у вихлопний патрубок

Як показують розрахунки 9,8 % частинок фракції розміру 1 мкм потрапляють у розвантажувальний патрубок, частинки фракції 5 мкм – 12,2 % у розвантажувальний і відповідно 87,8 % у вихлопний патрубок. Частинки фракції 15 мкм – 45,8 % у розвантажувальний патрубок, 54,2 % у вихлопний патрубок. Частинки фракції 20 мкм – 71,8 % у розвантажувальний патрубок, 28,2 % у вихлопний патрубок. Частинки фракції 21 мкм повністю попадають у розвантажувальний патрубок. При вказаних параметрах теплообмінник виконує сепарацію на 100 % для частинок розміром 21 мкм, що являється кращим показником в розглянутому ряді.

Отримані дані показують, що при закрученні потоку з швидкістю $v_3=3,5$ м/с потік в теплообміннику стабільний і режим сепарації оптимальний. При швидкості

5.0, 10.0 м/с відбувається розпад вихрового ядра потоку та виникнення зони збуреного руху, або процесуючих гвинтоподібних вихрів. При менших швидкостях 0.1, 0.5, 1.0, 2.5 вихровий потік ще недостатньо закручений, і в потоці не виникає достатнього рециркуляційного руху, що сприяє поділу частинок. Тому найбільш ефективною є конструктивна схема, приведена при швидкості $v_3=3.5$ м/с, яка рекомендується для використання в промислових умовах, так як вона найкраще задовольняє вимогам роботи теплообмінників цього типорозміру.

Отримані дані дають можливість визначити ступінь потрапляння частинок фракції у вихлопний чи розвантажувальний патрубки при роботі апарату. Визначення траєкторії частинок дає можливість встановити час перебування частинок не тільки в вихровому апараті в цілому, але і в різних зонах цього апарату, що особливо важливо для визначення ефективності роботи теплообмінника. Розроблена математична модель і алгоритм розрахунку дозволяє досить повно описати поведінку частинок матеріалу в циклонних вихрових апаратах, що дає можливість детального моделювання і дослідження сепараційного процесу.

Четвертий розділ присвячено математичному моделюванню теплових процесів в обортових печах. Для їх аналізу та взаємозв'язку з конструктивно-технологічними елементами розроблена структура технологічної схеми, яка включає процеси, що відбуваються в печі та їх зв'язок з конструктивними елементами.

Для дослідницьких і проектних робіт в обортових цементних печей широко застосовується метод зонального розрахунку. Цей метод дає можливість визначити ряд характерних параметрів: розміри, питомі витрати теплоти, сировини та інші. До недоліків слідує віднести, що такий важливий фактор як температура газів, що відходять із печі, вводиться в розрахунок як незмінний параметр з експериментальним визначенням. Крім того, втрати теплоти в навколишнє середовище визначається як різниця загальних втрат з теплового балансу. Такий важливий параметр як зношення футерівки не враховується, хоча при визначенні теплового балансу ці фактори суттєво впливають на питому витрату теплоти, що в свою чергу на витрату палива, яка визначається. Загалом в балансі вони складають 35-50 %.

Математична модель процесів зовнішнього теплообміну (по відношенню до матеріалу) базується на припущенні, що піч умовно розділена на енергетично однорідні ділянки (теплові зони) показані на рис. 7. У межах кожної з них температура, радіаційні характеристики і коефіцієнти тепловіддачі від газу до поверхні вважаються постійними величинами.

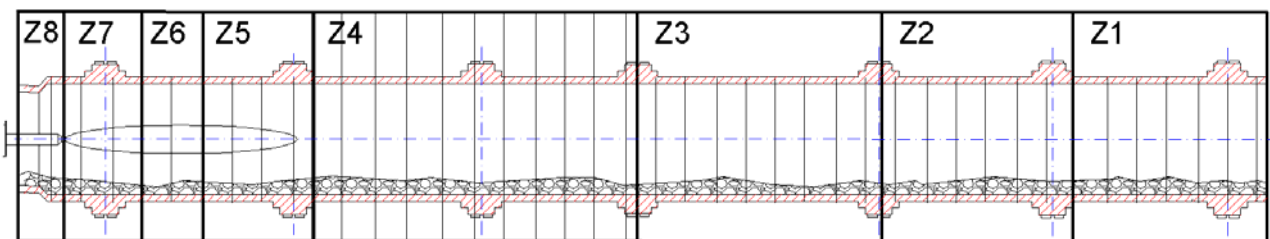


Рисунок 7 – Теплові зони обортової печі

Для вирішення поставленої задачі розглянемо рівняння теплового балансу, в якому курсивом позначені невідомі величини:

$$\mathbf{Q} = Q_1 + Q_2 + \mathbf{Q}_3(t_{omx}^r) + Q_4 + Q_5 + \mathbf{Q}_6(t_{omx}^r) + \mathbf{Q}_7, \quad (20)$$

де \mathbf{Q} – надходження теплоти від згоряння палива та теплоємності палива, сировини, повітря; Q_1 – затрати теплоти на клинкероутворення; Q_2 – втрати теплоти на випаровування води з сировини; $\mathbf{Q}_3(t_{omx}^r)$ – втрати теплоти з газами, що відходять; Q_4 – втрати теплоти з клинкером; Q_5 – втрати з повітрям, яке відходить з холодильника; $\mathbf{Q}_6(t_{omx}^r)$ – втрати теплоти з урахуванням виносу пилу; t_{omx}^r – температура газів, що відходять з печі; \mathbf{Q}_7 – втрати через корпус в навколишнє середовище.

В рівнянні (20) надходження теплоти визначається по залежності:

$$\mathbf{Q} = \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot Q_{nuz}^p + \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot c_{\Pi n} t_{\Pi n} + (G_C^C c_C + G_W^M) t_M + \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot V_{\Pi 6} c_{\Pi 6} t_{\Pi 6}, \quad (21)$$

де R_s - витрата палива.

Значення Q_3 залежить від витрат палива. При цьому температура газів, що відходять із печі, ($T_{отх}^r$) визначається методом підбору зі співвідношення:

$$\mathbf{Q}_3 = \left[\left(V_{CO_2}^r \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} + V_{CO_2}^M \right) \cdot C_{CO_2}(t) + \left(V_{H_2O}^r \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} + V_{H_2O}^M \right) \cdot C_{H_2O}(t) + V_{N_2}^r \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot C_{N_2}(t) + V_{O_2}^r \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot C_{O_2}(t) \right] \cdot t_{omx}^r, \quad (22)$$

$$\mathbf{Q}_3 = q_0^r + \frac{Q_{nuz}^p \cdot R_s}{\Pi_\rho} - \sum_{i=1}^I (G_i^M - P_i^M). \quad (23)$$

Втрати теплоти з урахуванням виносу пилу визначаються по залежності:

$$\mathbf{Q}_6 = G_{nl}^{bez} \cdot t_{omx}^r + (G_M^C - G_{nl}^{bez}) \cdot C_{nl} \cdot (t_{omx}^r - t_{nl}). \quad (24)$$

Втрати теплоти в навколишнє середовище визначається чисельно по відомому рівнянню теплопровідності з урахуванням товщини стінок та умов теплообміну корпусу з навколишнім середовищем та футерівки в робочому просторі печі $\alpha_{\Pi-\phi}$. Температури на границях зон визначаються по відомим залежностям з методу зонального розрахунку. В результаті отримуємо замкнуту систему рівнянь відносно температур $T_1 \dots, T_j$. Дана система нелінійна, що зумовлено радіаційним теплообміном та залежністю коефіцієнтів теплообміну від температури.

Отримана система нелінійних рівнянь вирішується методом ітерацій. Температури на "гарячій" (T_{K1i}) і на "холодній" (T_{K2i}) поверхні футерівки визначається з підсистеми нелінійних рівнянь, вирішуваних методом дотичних.

При визначенні $\alpha_{\Pi-\phi}$ робочий простір печі розглядається як сукупність областей, що визначені енергетичними зонами, які розглядаються як фрагменти, що в свою чергу, можуть бути розділені на складові елементи рис. 8.

Враховуючи всі складові, отримаємо коефіцієнт тепловіддачі до футерівки:

$$\alpha_{\Pi-\phi} = \alpha_k \cdot \psi_{\partial,\phi} - \sqrt{60n\lambda_\phi C_\phi \gamma_\phi} \cdot I \cdot \frac{t_2 - t_M}{t_2 - t_\phi} \cdot \psi_{\partial,m} + 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_\phi \cdot \frac{\psi_{\partial,\phi}}{t_2 - t_\phi} \times \left\{ \varepsilon'_2 \left[(T_2)^4 + \left[(T_{1c})^4 + (T_{2c})^4 \right] \cdot \varphi_{ki} \right] - 3\varepsilon_2'' (T_\phi)^4 - \varepsilon_m (1 - \varepsilon_2'') (T_\phi)^4 - (1 - \varepsilon_2''') (T_M)^4 \right\} \quad (25)$$

$$\psi_{\partial,m} = h_S \cdot l_{\partial,m}; \quad \psi_{x,m} = h_S \cdot l_{x,m}; \quad \psi_{\partial,\phi} = h_S \cdot l_{\partial,\phi}.$$

де $\varphi_{ki} = \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_1) \cdot S_{p\phi} / \pi S_{l\phi}^2$ – кутовий коефіцієнт випромінювання k-го

випромінювача на i -ий приймач випромінювання (для врахування поздовжніх складових променистих потоків); F – площа поверхні, м^2 ; θ – кут між напрямком випромінювання (θ_k) і перпендикуляром до поверхні або приймача випромінювання (θ_i), рад; S – відстань між точками на поверхнях випромінювача і приймача, м^2 ; h_S – крок дискретизації, м ; $l_{\text{д.ф}}$ – довжина дуги футерівки, м ; $l_{\text{д.м}}$ – довжина дуги матеріалу, м ; $l_{\text{х.м}}$ – довжина хорди матеріалу, м ; T_g – температура газу по довжині печі, К ; $T_{\text{ф}}$ – температура футерівки по довжині печі, К ; $T_{\text{м}}$ – температура матеріалу по довжині печі, К .

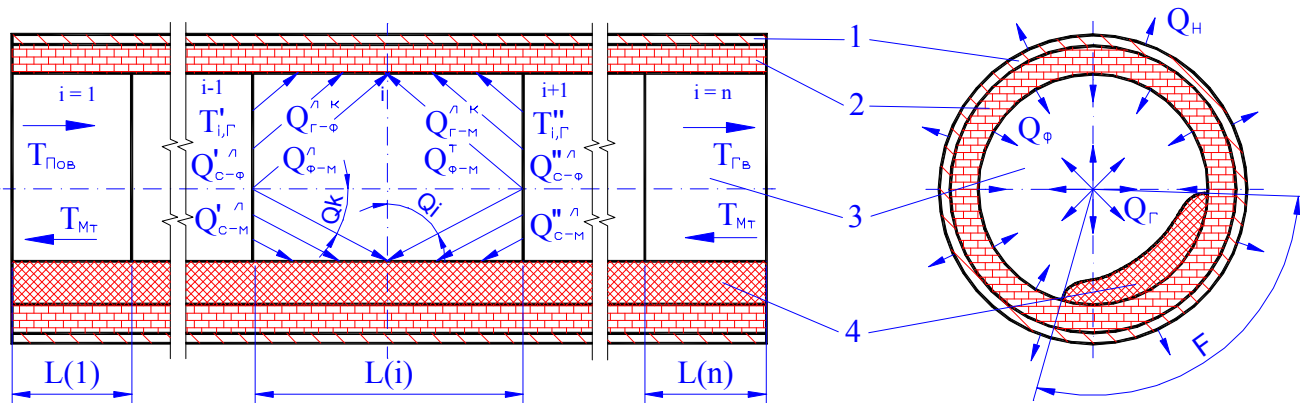


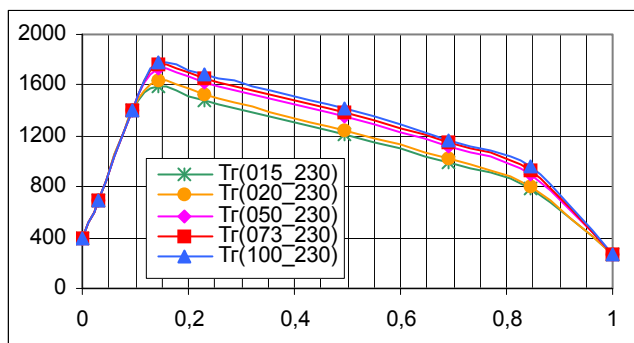
Рисунок 8 – Конструктивна схема обертової печі

Методи і формули для розрахунку коефіцієнтів чорноти газу, матеріалу та футерівки ($\varepsilon_g, \varepsilon_m, \varepsilon_f$) не приведені, оскільки вони досить відомі і детально описані у відповідній літературі з врахуванням об'єму, швидкості, тиску, кількості пилу, температури та інших факторів. Задача теплопередачі в корпусі печі описується диференціальним рівнянням теплопровідності в частинних похідних, записаних в циліндричній системі координат для квазістаціонарному процесу теплообміну.

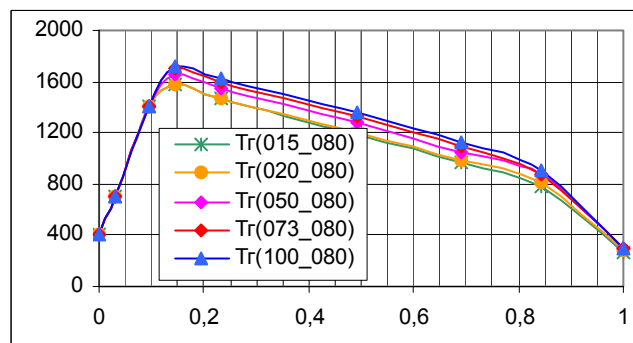
Математична модель складного теплообміну в робочому просторі обертової печі реалізована у вигляді комплексу програмних модулів. При цьому кількість елементів в печі можливо збільшувати. Для рішення задач використовувалось від 8 (загальна кількість енергетичних зон), до 126. Для апробації розробленої методики та алгоритмів розрахунку використовувались тестові задачі для яких відомі значення з фізичного експерименту, або достовірні теоретичні дані. Встановлено, що запропонована математична модель має властивість апроксимації і стійкості, а максимальна розбіжність у даних, отриманих у результаті числового експерименту та розрахунках приведених в літературі не перевищує 8 % по температурі газів, включаючи температуру газів, що відходять, і 5 % відносно витрати палива.

При проведенні числового експерименту в якості вихідних були використані дані – по обертовій цементній печі 5x185 м продуктивністю 73000 кг/год при різному ступеню зношення футерівки 230, 200, 130, 100, 80 мм, зазвичай 230 мм – початок кампанії печі, 80 мм – кінець кампанії, та зміні продуктивності 15, 20, 50, 73, 100 т/год.

Результати розрахунку температури газового потоку, при зміні продуктивності, та товщині футерівки 230 мм, 80 мм приведені на рис. 9.



а – товщина футерівки 230 мм

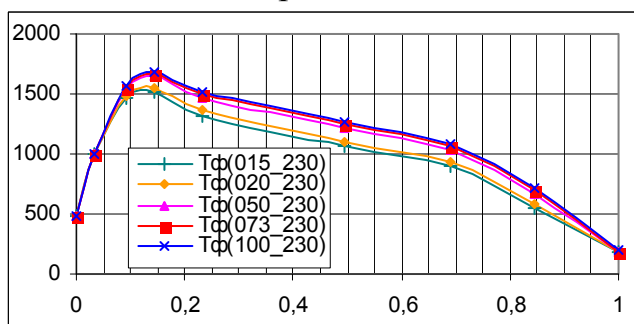


б – товщина футерівки 80 мм

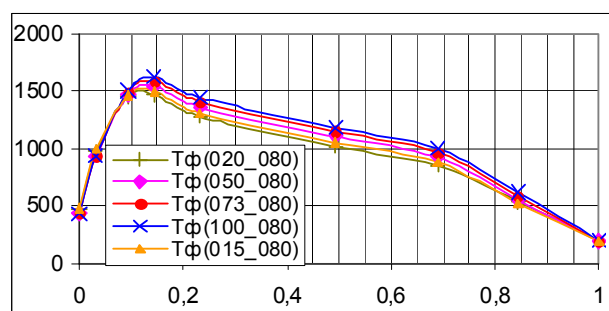
Рисунок 9 – Температура газопотоку при зміні продуктивності

З графіків видно, що по мірі зношення футерівки температура газопотоку зменшується. Постійне значення температур на початку печі пояснюються постійною температурою первинного та вторинного повітря, яке потрапляє з холодильника. З графіків видно, що зміна продуктивності печі суттєво впливає на температуру газопотоку.

Температура на внутрішній поверхні футерівки, при зміні продуктивності печі, показана на рис. 10.



а – товщина футерівки 230 мм



б – товщина футерівки 80 мм

Рисунок 10 – Температура футерівки

При продуктивності 73 т/год максимальна температура в зоні спікання становить 1590 °С при товщині футерівки 80 мм, та 1650 °С при 230 мм, що пояснюється зменшенням теплового опору. В залежності від зміни продуктивності температура внутрішньої поверхні футерівки також змінюється.

Температура газів що відходять з печі, при зміні товщини футерівки та продуктивності приведена на рис. 11.

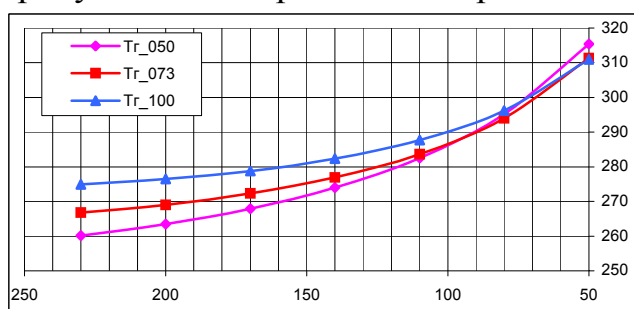


Рисунок 11 – Температура газів що відходять

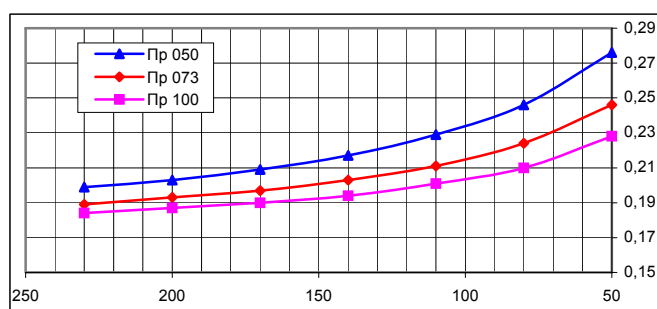


Рисунок 12 – Питомі втрати газу

З графіка видно, що збільшення продуктивності обертової печі викликає збільшення температури газів, що відходять, і відповідно, витрати робочого газу. При зношенні футерівки також має місце збільшення температури газового потоку, що відходить з печі, і при певному зношенні футерівки температура газів, що відходять, для різних значень продуктивності, не буде суттєво відрізнятися.

Питомі втрати палива в $\text{нм}^3/(\text{кг кл})$, по мірі зносу футерівки, приведені на рис. 12. Так при товщині футерівки 230 мм та базовій продуктивності 73 т/год вони становлять 0,187. При зменшенні товщини футерівки до 80 мм – 0,225. При збільшенні продуктивності зменшуються та становлять, при продуктивності 100 т/год, 0,185 та 0,21 відповідно. По мірі зношення футерівки втрати через корпус інтенсивно збільшуються, і при її товщині 80 мм мають ті ж значення як і втрати з газами, що відходять. Кількість теплоти, що втрачається з газами, які відходять також збільшуються, що пояснюється збільшенням витрат палива. Загальна кількість теплоти, що втрачається становить – 2300 $\text{Дж}/\text{м}^2$ при товщині футерівки 230 мм, та 4200 $\text{Дж}/\text{м}^2$ при товщині футерівки 80 мм.

Загальні втрати теплоти при різній продуктивності та товщині футерівки 230 мм приведено на рис. 13.

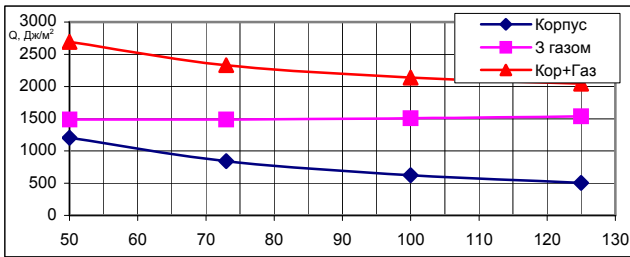


Рисунок 13 – Витрати теплоти

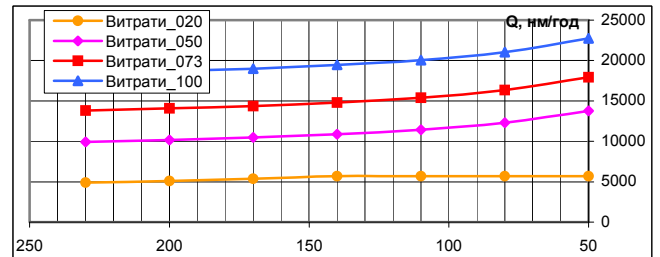


Рисунок 14 – Витрати палива при зношенні футерівки

При збільшенні продуктивності печі питомі втрати теплоти через корпус зменшуються за рахунок більш раціонального використання палива. Втрати з газами, що відходять з печі, зростають не суттєво. Як видно з графіків, загальні питомі втрати теплоти зменшуються пропорційно втратам через корпус. Витрати газу, при зміні продуктивності та різному ступені зносу футерівки приведена на рис. 14. З графіків видно, що зміна продуктивності більш суттєво впливає на витрати палива ніж ступінь зносу футерівки.

Теплові потоки в робочому просторі печі при продуктивність 73 т/год та товщині футерівки 230 мм приведені на рис. 15.

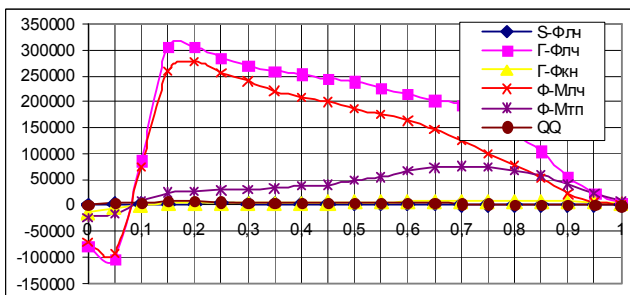


Рисунок 15 – Розподіл теплових потоків в печі

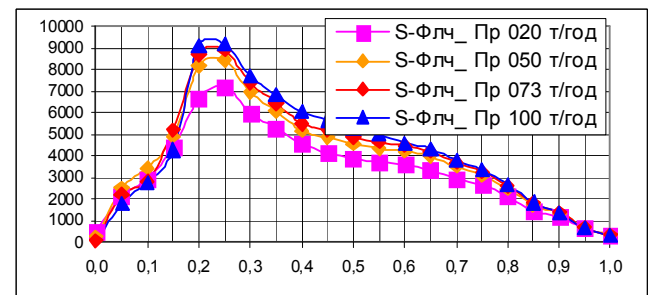


Рисунок 16 – Тепловий потік з суміжних зон

З отриманих даних видно, що газовий потік віддає тепло випромінюванням і

конвекцією відкритим поверхням матеріалу й футерівки. Складові радіаційного теплообміну значно вищі ніж конвективного, тому основним видом передачі теплоти в печі є випромінювання. Футерівка, у свою чергу, віддає отримане тепло відкритій поверхні матеріалу випромінюванням, закритій поверхні – теплопровідністю. В зоні охолодження матеріалу відбувається підігрів палива та вторинного повітря за рахунок охолодження матеріалу. Цим пояснюються від'ємні значення теплового потоку в парах газ-футерівка, радіаційний теплообмін футерівка – матеріал та теплообмін теплопровідністю футерівка – матеріал.

Тепловий потік з суміжних зон, при різній продуктивності, приведений на рис. 16. При зменшенні товщини футерівки кількість теплоти, що передається з суміжних зон, збільшується. Ці теплові потоки, в загальному балансі теплоти, що потрапляє на футерівку (рис. 15), складають близько 5-8 %. При збільшенні продуктивності кількість теплоти, що передається з суміжних зон, збільшується.

При проведенні числового експерименту для печі «сухого» способу виготовлення цементу як вихідних були використані дані – по обертовій цементній печі 4.5x80 м продуктивністю 125000 кг/год з товщиною футерівки 230, 180, 130, 80 мм, зі зміною продуктивності 20, 50, 75, 125, 150 т/год.

Результати розрахунку по дослідженню зміни температури газового потоку при зміні продуктивності – 50, 73, 100, 125, 150 т/год, та постійній товщині футерівки 230 мм приведені на рис. 17. З даних видно, що по мірі зношення футерівки температура газового потоку зменшується. Максимальна температура становить 1802 °С – при продуктивності 50 т/год, та 1686 °С – при продуктивності 150 т/год. Не змінні значення температур на початку печі пояснюються постійною температурою первинного та вторинного повітря, яке потрапляє з холодильника. Температура газового потоку змінюється пропорційно зміні продуктивності. Зі збільшенням продуктивності температура зростає, що пояснюється збільшенням витрат палива, яке використовується для обробки більшої кількості матеріалу.

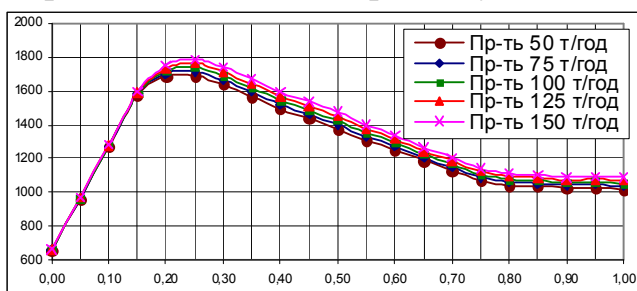


Рисунок 17 – Температура газового потоку при зміні продуктивності

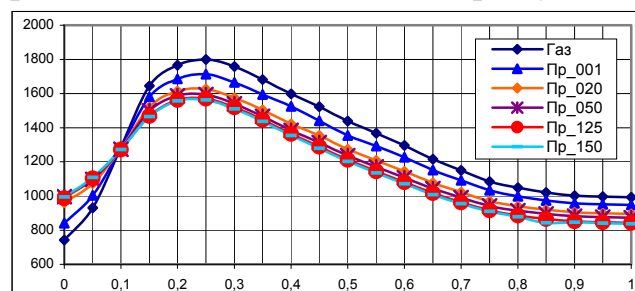


Рисунок 18 – Температура футерівки при зміні продуктивності

На рис. 18 приведена зміна температури футерівки (з товщиною 230 мм) при зміні продуктивності. З графіків видно, що зміна продуктивності більш суттєво впливає на температуру внутрішньої поверхні футерівки ніж зміна товщини футерівки. При незначній продуктивності, на початку роботи печі, температура футерівки не суттєво відрізняється від температури газового потоку, по мірі заповнення печі матеріалом до базової продуктивності та вище температура футерівки зменшується, так як більша частина теплоти передається матеріалу.

Температура газу, що відходить з печі при зміні товщини футерівки та

продуктивності приведена на рис. 19.

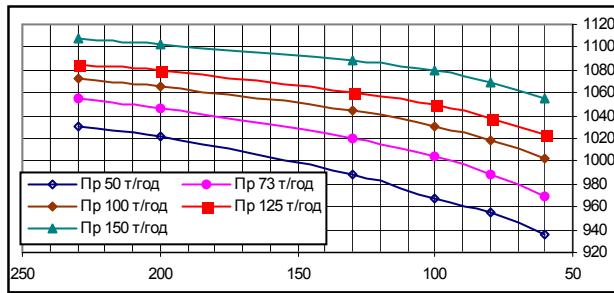


Рисунок 19 – Температура газів, що відходять з печі

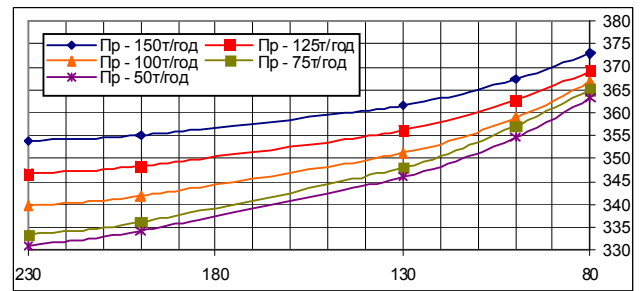


Рисунок 20 – Температура газів, що відходять з теплообмінників

Температура газів, що відходять з печі, на відміну від печей «мокрого» способу, зменшується при зносі футерівки та збільшенню продуктивності. При цьому відповідна кількість теплоти потрапляє в запічний теплообмінник. Тому обертова піч «сухого» способу більш ефективно використовує тепло газового потоку.

Зміна температури газу, що відходить з пічного агрегату при зміні товщини футерівки та продуктивності, приведена на рис. 20. З графіків видно, що температура збільшується при зменшенні товщини футерівки та збільшенні продуктивності. Таким чином при зношенні футерівки температура газів, що відходять з обертової печі зменшується, а газів, що відходять з теплообмінника, збільшується.

Втрати газу при зміні товщини футерівки та продуктивності приведена на рис. 21. З графіків видно, що витрати газу збільшуються при зменшенні товщини футерівки та збільшенні продуктивності печі. Значна кількість теплоти відходить з газами, які відходять з печі потрапляючи в теплообмінник.

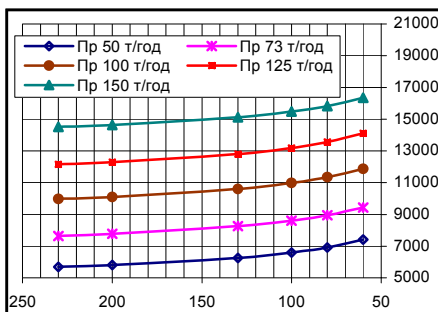


Рисунок 21 – Витрати газу

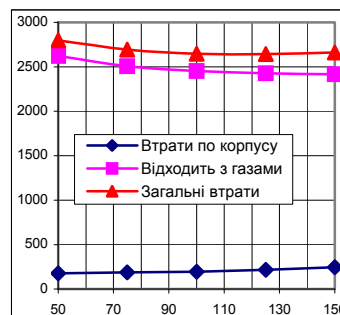


Рисунок 22 – Втрати по печі

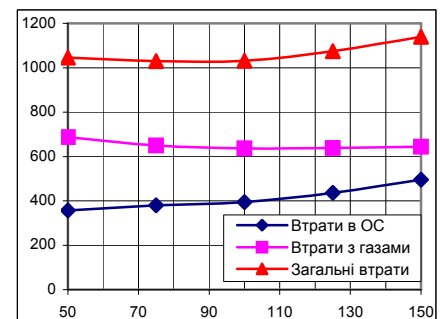


Рисунок 23 – Загальні втрати по агрегату

Витрата теплоти в навколишнє середовище та з газами, що відходять з обертової печі приведені рис. 22. При збільшенні продуктивності печі кількість теплоти з газами, що відходять з печі зменшується, що зумовлене більшими затратами теплоти на обробку матеріалу.

Витрата теплоти в навколишнє середовище та з газами, що відходять, показані на рис. 23. Зі збільшенням продуктивності загальні втрати теплоти збільшуються за рахунок збільшення витрат в навколишнє середовище. Кількість теплоти, що втрачається з газами які відходять з теплообмінника, змінюється не суттєво. На графіках показані сумарні втрати теплоти, втрати через корпус печі та теплообмінників, і втрати з газами, які відходять з теплообмінника. З наведених даних

видно, що при зменшенні товщини футерівки загальні втрати збільшуються з 1070 до 1594 кДж/(кг кл). Причому при товщині футерівки 80 мм втрати в навколишнє середовище через корпус та з газами, що відходять, рівновеликі.

Теплові потоки в обертовій печі при продуктивності 125т/год та товщині футерівки 230 мм приведений на рис. 24.

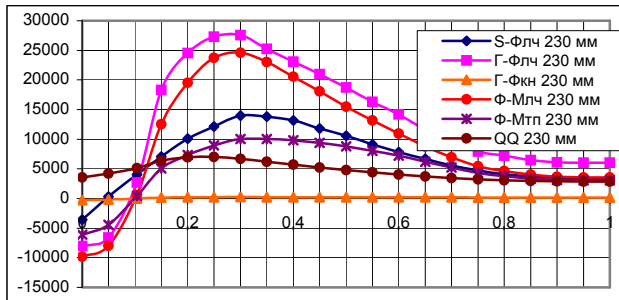


Рисунок 24 – Теплові потоки в печі (пр-ть 125 т/год, футерівка 230 мм)

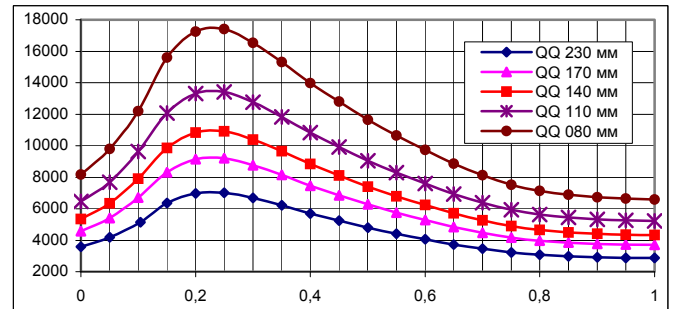


Рисунок 25 – Зміна теплових потоків до футерівки (пр-ть 125 т/год)

На графіках приведені теплові потоки в робочому просторі обертової печі. Футерівка та матеріал отримують максимальну кількість теплоти за рахунок радіаційного теплообміну. При зношуванні футерівки ця складова збільшується для футерівки і зменшується для матеріалу. Теплопровідністю матеріалу передається менший відсоток теплоти. Незначну кількість теплоти футерівка отримує за рахунок конвективного теплообміну від газового потоку. В зонах охолодження та спікання (на ділянці неповного згорання палива) тепло до футерівки потрапляє головним чином із суміжних зон та від матеріалу, який має температуру 1300–1100 °С.

Для визначення теплового режиму футерівки на рис. 25 приведені значення теплового потоку при продуктивності 125 т/год та зміні її товщини. З графіків видно, що товщина футерівки суттєво впливає на його величину. Максимальне значення при 230 мм становить – 7024 Вт/м², при 80 мм – 17407 Вт/м², що пояснюється зміною витрат палива та відповідно величиною відкритої поверхні футерівки. Причому при збільшенні продуктивності величина теплового потоку через футерівку зменшується.

В роботі досліджувалась можливість використання сланцевого газу, використання якого є один з напрямків розвитку альтернативної енергетики ХХІ століття. При цьому визначались умови теплової роботи обертових печей для обпалу цементу в порівнянні – з використанням природного та сланцевого газу.

Числові значення з розподілу температур газового потоку уздовж печі, наведені на рис. 26. Максимальне значення температури газового потоку в зоні спікання, при використанні природного газу, становлять 1700 °С і 1760 °С при зносі футерівки. Для сланцевого газу відповідно 1980 °С і 2060 °С. Також спостерігається локальне підвищення температури у інших високотемпературних зонах печі, що є позитивним фактором, так як клінкер приводиться до пікової температури за рахунок радіаційного теплообміну і дає можливість збільшити продуктивність.

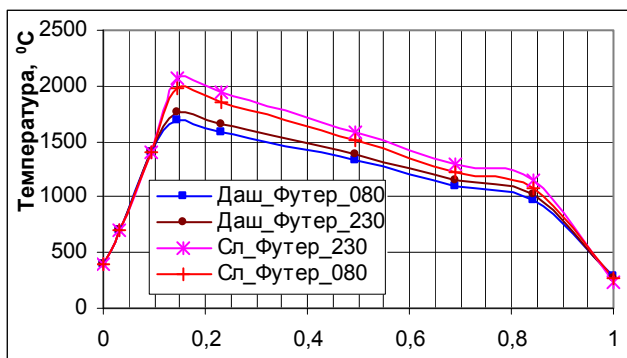


Рисунок 26 – Температура газу

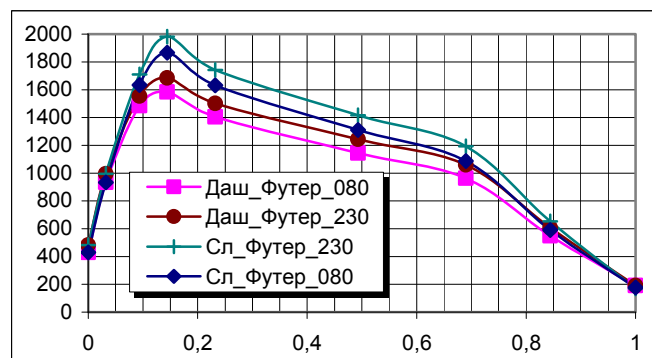


Рисунок 27 – Температура вогнетриву

На рис. 27 показана температура внутрішньої поверхні футерівки. З рисунка видно, що максимальна температура, без зносу становить 1584 °С, а при зносі до 80 мм – 1685 °С для природного та 1867 °С і 1980 °С для сланцевого газу. Таким чином температура внутрішньої поверхні футерівки підвищується на 280 °С – 295 °С.

Загальні втрати теплоти кДж/(кг кл), через корпус та з газами, що відходять, відносно зміни товщини футерівки, наведено на рис. 28.

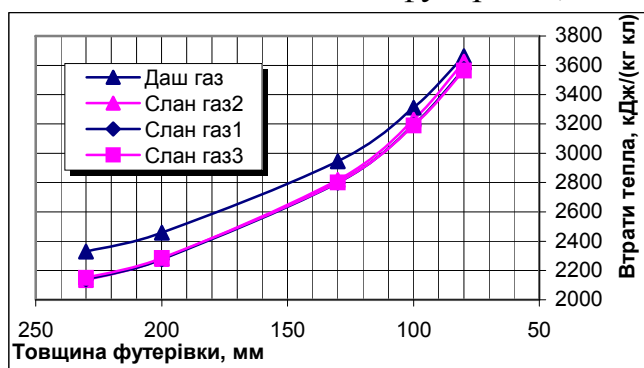


Рисунок 28 – Загальні втрати теплоти

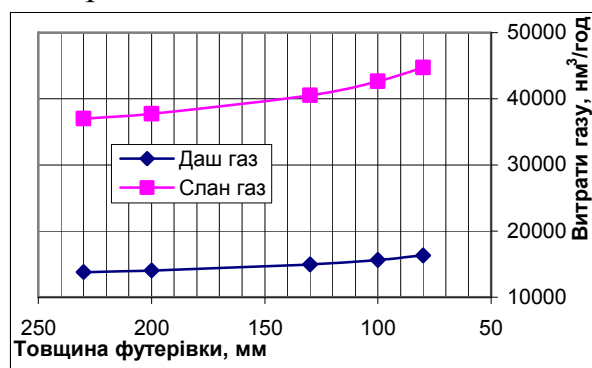


Рисунок 29 – Витрати газу

З графіків видно, що при використанні природного газу втрати теплоти змінюються від 2330 кДж/(кг кл) до 3660 кДж/(кг кл). Для сланцевого газу від 2149 кДж/(кг кл) до 3576 кДж/(кг кл). Таким чином, використання сланцевого газу сприяє зменшенню втрати теплоти в навколишнє середовище, що пояснюється меншою кількістю повітря, яке необхідне для горіння палива.

На рис. 29 показана залежність витрати природного і сланцевого газів (показано в нм³/год) від величини зносу футерівки. Споживання сланцевого газу істотно вище і знаходиться в інтервалі 37000 нм³/год – 44718 нм³/год. Природного відповідно 13820 нм³/год – 16328 нм³/год, тобто в 2,68–2,74 рази вище. Таким чином при застосуванні сланцевого газу необхідно враховувати наступні відмінності:

1. При використанні сланцевого газу істотно збільшується кількість палива, яке спалюється (в 2.7 рази), що пояснюється його низькою теплотворною здатністю, і потребує встановлення двох, або навіть трьох пальників у пічному агрегаті.

2. Підвищення температур газового потоку в робочому просторі печі є позитивним фактором для випалу клінкеру, але потребує вибору типу відповідного вогнетриву, який відповідає експлуатаційним характеристикам і витримує більш високі температури (вище на 300 °С).

3. Подача вторинного повітря. В даний час в обертових цементних печах

ефективно використовується підігрів вторинного повітря. При використанні сланцевого газу цей фактор не суттєво позначиться на зменшенні витрат газу, так як споживання повітря в 3–4 рази менше. Тому необхідне переналагодження холодильника, вентиляторів та повітроводів, що використовуються в технологічній схемі.

Отже, відмінність в хімічному складі природного та сланцевого газів створює проблеми в його використанні для діючих обертових печей, які зазвичай розраховані на використання конкретного природного газу. Тому його безпосереднє застосування потребує заміни апаратів або вузлів в конструкції машин. Іншим варіантом є створення комбінованого газу з чітко визначеним хімічним складом за рахунок перемішування сланцевого та природного газів.

П'ятий розділ присвячено дослідженню НДС конструкції обертової печі з врахуванням термосилових факторів.

Для моделювання обертової печі, що знаходяться під дією зовнішніх сил та нерівномірних температурних полів використані загальні співвідношення механіки деформованого твердого тіла - рівняннями руху та збереження енергії:

$$\rho \frac{d^2 u^i}{dt^2} = \nabla_j \sigma^{ij} + f^i, \quad (26)$$

$$\frac{dU}{dt} = \sigma^{ij} \frac{d\varepsilon_{ij}}{dt} - \nabla_i q^i + Q_V, \quad (27)$$

де ρ – густина матеріалу, u^i – компоненти вектора переміщень, σ^{ij} – контраваріантні компоненти тензора напружень, f^i – компоненти вектора об'ємних силових навантажень, U – внутрішня енергія одиниці об'єму матеріалу, ε_{ij} – коваріантні компоненти тензора деформацій, q^i – компоненти вектора теплового потоку, Q_V – джерело теплової енергії одиниці, віднесене до одиниці об'єму.

Для отримання замкнутої системи рівнянь до (26) – (27) необхідно додати геометричні рівняння Коші для повних деформацій ε_{ij} :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (\nabla_i u_j + \nabla_j u_i); \quad (28)$$

співвідношення для пружних деформацій $\varepsilon_{ij}^{(e)}$, як різницю між повними і тепловими деформаціями:

$$\varepsilon_{ij}^{(e)} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^{(T)}, \quad (29)$$

$$\varepsilon_{ij}^{(T)} = \alpha_{(T)} (T - T_0) g_{ij}; \quad (30)$$

рівняння узагальненого закону Гука для напружень з врахуванням теплових деформацій:

$$\sigma^{ij} = C^{ijmn} \varepsilon_{ij}^{(e)} = C^{ijmn} (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{ij}^{(T)}); \quad (31)$$

вектор теплового потоку, що визначається з закону Фур'є:

$$q_i = -\lambda \nabla_i T; \quad (32)$$

залежності внутрішньої енергії U від температури:

$$U = c_V T + const, \quad (33)$$

де C^{ijmn} – компоненти тензора пружності, g_{ij} – компоненти метричного тензора, $\alpha_{(T)}$, λ , c_V – коефіцієнти теплового розширення, теплопровідності і теплоємності.

Алгоритм розв'язання задачі. Система диференціальних рівнянь з допомогою

методу скінчених елементів (МСЕ) дискретизується і представляється у вигляді двох систем алгебраїчних рівнянь високого порядку – теплопровідності і термомеханіки. Задача теплопровідності відповідає матричному рівнянню:

$$[\Lambda]\{T\} = \{Q\}, \quad (34)$$

де $[\Lambda]$ – матриця теплопровідності, яка враховує властивості теплопровідності матеріалу та нелінійні граничні умови теплообміну, $\{T\}$ – вектор невідомих вузлових температур, $\{Q\}$ – вектор внутрішніх та граничних теплових джерел.

Задача термомеханіки формулюється відносно вузлових переміщень у вигляді:

$$[K]\{U\} = \{P\}, \quad (35)$$

де $[K]$ – матриця жорсткості, яка враховує пружні властивості матеріалу та граничні умови, $\{U\}$ – вектор невідомих вузлових переміщень, $\{P\}$ – вектор еквівалентних вузлових термосилових навантажень, які зумовлені дією зовнішніх сил та градієнтами температури внутрішніх та теплових джерел.

Процес моделювання термонапруженого стану конструкцій виконується в два етапи. На першому розв'язується задача теплопровідності. Оскільки система рівнянь (34) є нелінійною, то використовується ітераційний алгоритм:

1) Формується лінеаризована матриця $[\Lambda]$ та вектор $\{Q\}$, приймаючи, що температура від якої залежить коефіцієнт тепловіддачі спочатку дорівнює температурі навколишнього середовища θ ;

2) Розв'язується система лінеаризованих рівнянь (34) і визначається чергове наближене значення вектора $\{T\}$;

3) По знайдених температурах уточнюються значення коефіцієнту тепловіддачі і обчислюється нова матриця $[\Lambda]$ та вектор $\{Q\}$. Визначається похибка лінеаризованого рівняння (34) і, якщо вона знаходиться в допустимих межах, то останнє значення $\{T\}$ приймається за розв'язок задачі теплопровідності. В іншому випадку виконується перехід до п. 2.

Другий етап полягає в формуванні матриці жорсткості та вектора еквівалентних вузлових термосилових навантажень рівняння (35) з врахуванням отриманого температурного поля. Після розв'язання (35) обчислюються деформації та напруження в елементах моделі і аналізується загальний НДС конструкції.

З точки зору будівельної механіки в розрахунковому відношенні корпус обертової печі є тонкостінною циліндричною оболонкою, яка встановлена на декількох опорах. Опірними елементами є бандажі, встановлені на підбандажні обичайки. Корпус має змінний поперечний переріз, що визначається різною товщиною самого корпусу та футерівки. Біля однієї з опор печі на корпус прикріплене ведуче зубчасте колесо привода, що передає обертовий момент, та має відповідну вагу.

Основними навантаженнями являються власна вага корпусу печі, футерівки, бандажів та зубчастого вінця. Значно меншу частку складає вага оброблюваного матеріалу. Тому в розрахунках вона зазвичай не враховується, як і вплив подовжнього ухилу, що складає 3-4 %. При розрахунках враховується, що піч є не тільки несучою конструкцією, але і тепловим агрегатом, на міцність якого значно впливають сили, що виникають під дією нерівномірних температурних полів в робочих зонах та викликають відповідні термосилові навантаження.

Розрахункова схема і деформована модель корпусу печі з стандартним футеруванням завтовшки 230 мм представлені на рис. 30. Деформації виконані з коефіцієнтом масштабування 2000.

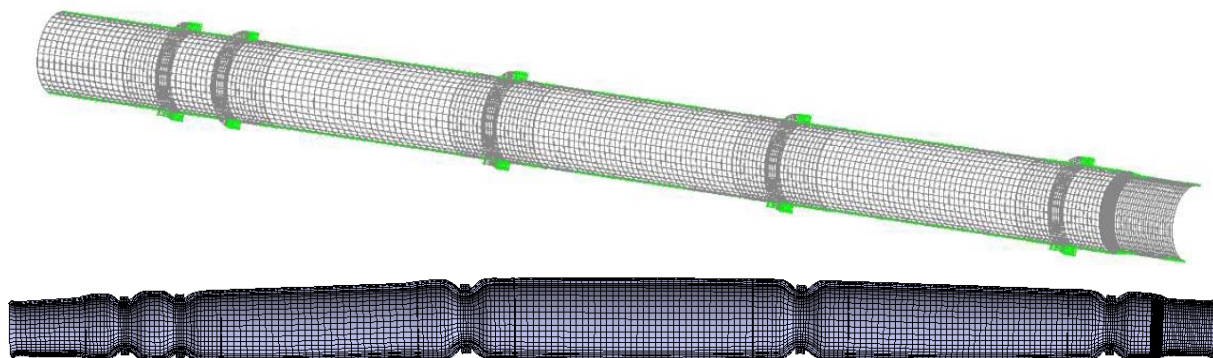


Рисунок 30 – Розрахункова схема та деформація корпусу ($K=2000$)

При аналізі напружень у корпусі встановлено, що від дії масових і термосилових навантажень, напруження корпусу мають максимальне значення в зоні спікання, і становить 73.4 МПа. Характер їх розподілу свідчить, що температурні навантаження значно більше, ніж навантаження від масових сил, особливо в місцях встановлення бандажів і вінцевої шестерні, де спостерігаються екстремуми, викликані локальним охолодженням корпусу в цих місцях.

На рис. 31 показані еквівалентні напруження у футерівці вздовж корпусу печі для різних варіантів зносу вогнетривів.

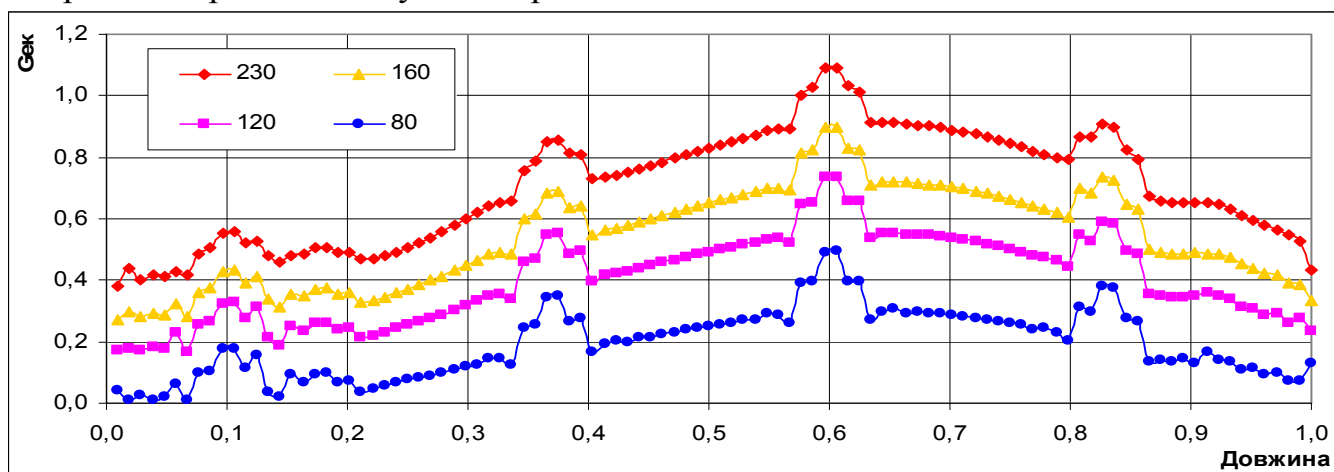
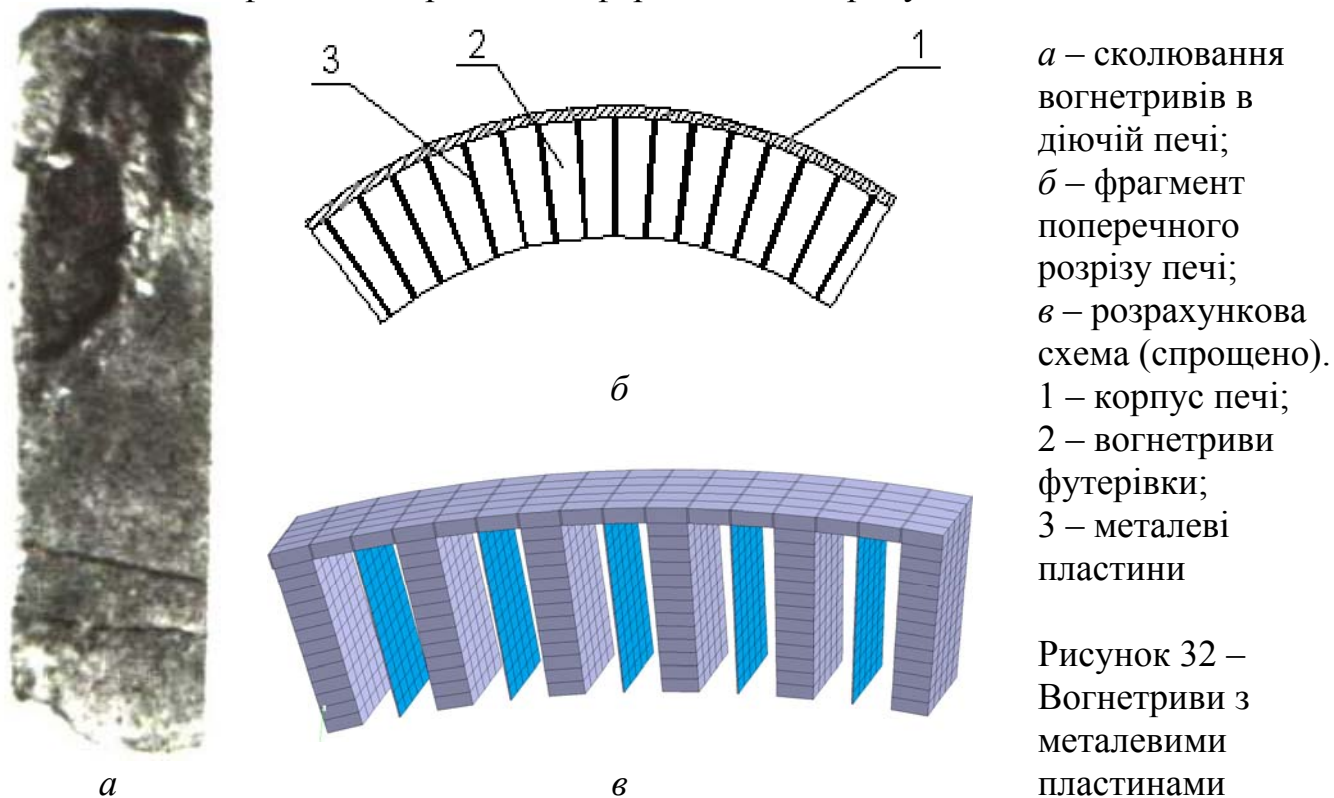


Рисунок 31 – Напруження в футерівці печі

При визначенні використовувався критерій руйнування для крихких матеріалів П.П. Баландіна. Максимальні значення знаходяться у зоні найбільших температур. Локальні збільшення пояснюється наявністю бандажів, де зовнішня температура зменшується за рахунок більш інтенсивного охолодження. Вказані значення відповідають максимальним напруженням 20.7 МПа для футерівки, виконаній звичайним вогнетривом $L = 230$ мм, та 10.5 МПа при зносі до $L = 80$ мм. Як показують розрахунки, більш напружений стан у вогнетривах виникає на початку роботи печі, тобто коли товщина футерівки становить 230 мм.

При термічному впливі на футерівку у вогнетривах виникають такі фізичні явища, як термічне розширення, пластична деформація і розтріскування

(сколювання), які визначають її стійкість, тривалість експлуатації та техніко-економічні показники рис. 32а. У літературі їх поява пояснюється наступними видами впливу: термічне – наслідок внутрішніх напружень, викликаних відмінністю термічного розширення, механічне – утворення тріщин під дією механічних сил і структурне – зміни хімічного складу й фізичних властивостей вогнетриву при дії високих температур. При цьому до причин, що викликають сколювання вогнетривів, не входить такий важливий фактор як взаємодія вогнетриву з металевими пластинами, що є особливо актуальним для обертових печей. У цьому випадку причиною їхнього утворення можуть бути підвищені напруження, викликані відмінністю коефіцієнтів термічної деформації вогнетриву та металевих пластин.



Специфіка роботи обертових печей вимагає, для надання монолітності конструкції, можливості скріплення окремих цеглин у вогнетривкій кладці. Для цього, особливо для печей великого діаметра, застосовуються металеві пластини. Тому особливий інтерес представляє вивчення напружень у футерівці та вогнетривах для визначення умов, при яких виникає сколювання з подальшим руйнуванням. Це дозволяє підібрати відповідний спосіб укладення, товщину футерівки, кількість, ширину, порядок розміщення та тип пластин, що забезпечує довговічність вогнетриву та надійність роботи футерівки.

Футерівка містить вогнетриви та металеві пластини, що викладені кільцями, і відповідають конфігурації, приведеній на рис. 32б. Розрахункова схема включає вогнетриви і покладені між ними металеві пластини, що умовно показані на рис. 32в.

Для адекватного відображення фізики процесів ураховуються залежності фізико-механічних характеристик вогнетривів і металевих пластин від температури та можливість перехід пластин з пружного в пластичний стан. При розрахунках

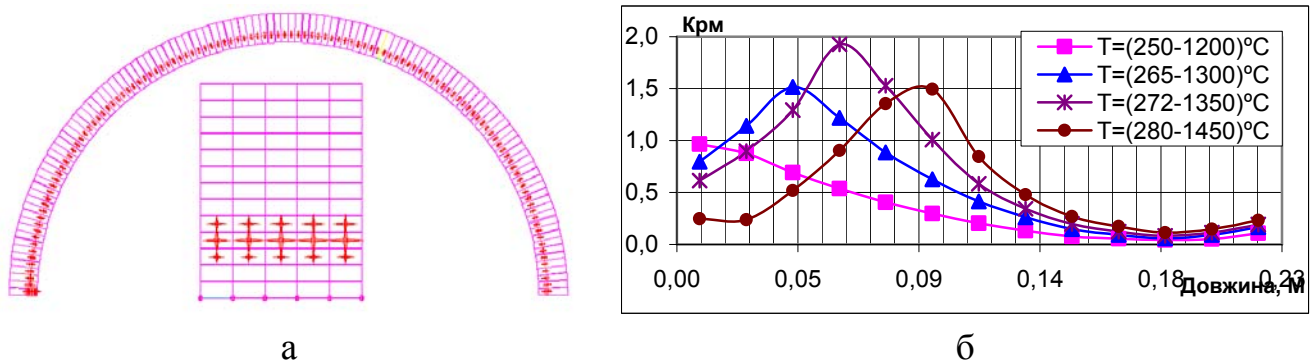
визначаються температури в футерівці та корпусі. З урахуванням температур виконуються розрахунки на міцність, і визначається НДС конструктивних елементів. В результаті встановлено, що гравітаційні (масові) сили не істотно впливають на НДС конструкції та становлять близько 10-15 % від загальних напружень. Тому циклічність або знакозмінність циклу напружень при обертанні печі не робить істотного впливу на НДС вогнетривів. Основним фактором є температурні напруження.

Для визначення можливостей утворення сколювання у вогнетривах використовується критерій руйнування по теорії П.П. Баландіна для крихких матеріалів:

$$\frac{(1-\psi)(\sigma_1 + 2\sigma_3) - \sqrt{(1-\psi)^2(\sigma_1 + 2\sigma_3)^2 + 4\psi(\sigma_1 - \sigma_3)^2}}{2R_p} \leq 1,$$

де $\psi = R_p/R_c$; R_p – межа міцності на розтягування; R_c – межа міцності на стиснення; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження (за умови $\sigma_1 > \sigma_2 \geq \sigma_3$). При розрахунках використалися значення $R_c=40-55$ Мпа, $R_p = R_c/3$. Відповідно до теорії міцності в місцях, де критерій міцності перевищує 1.0, виникають руйнування вогнетривів.

На рис. 33 наведені напруження у вогнетривах кільця. На рис. 33а відзначені ділянки руйнування вогнетривів, у яких значення критерію міцності перевищує 1.0 і перетин по вогнетриву на цій ділянці. На рис. 33б показані числові значення в перетині уздовж вогнетриву з температурою (280–1450) °С, (272–1350) °С, (265–1300) °С, (250–1200) °С. Криві на графіках мають виражений екстремум, у якому критерій руйнування переходить значення 1, що свідчить про можливе руйнування на цій ділянці. Утворення сколювання викликане тим, що при високих температурах металева пластина частково переходить у пластичний стан і не викликає істотних термічних напружень і відповідно термічних деформацій в коловому напрямку. За рахунок цього вогнетрив на цій ділянці перебуває в більше вільному, не «стиснутому» стані.



а - ділянка руйнування (Т=1300-265); б - критерії руйнування вогнетриву.

Рисунок 33 – Схеми для кільця корпусу в зоні спікання

Як видно з графіків, підвищення температури «гарячої» поверхні вогнетриву сприяє утворенню ділянки з сколювання. При цьому вказана ділянка зміщується по довжині вглиб вогнетриву. При зменшенні температури величина ділянки зменшується й при температурі нижче 1200 °С сколювання не виникає.

Згідно розрахунку при $T=1450$ °С утворення сколювання можливо на ділянці 65-110 мм від «гарячої» поверхні вогнетриву. Максимальні значення знаходяться на

відстані 85-95 мм. При $T=1350$ °С утворення сколів можливе на ділянці 40-95 мм. При $T=1300$ °С на ділянці 20-80 мм. При $T=1200$ °С і нижче напруження не перевищують межі міцності, тому сколювання не відбувається. Отримані значення узгоджуються з експериментальними даними, приведеними на рис. 32а.

У результаті розрахунків встановлено, що ефекти сколювання можуть виникати за рахунок суцільного укладання пластинок між вогнетривами. Для забезпечення безпечної роботи і виключення можливості їх утворення у футерівці потрібно використовувати гофровані пластинки, або пластинки, виконані у вигляді дротових ґрат, що зменшує можливість теплового розширення пластин в коловому напрямку й забезпечують сприятливі умови для роботи вогнетриву.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена важлива народно – господарська проблема вдосконалення технологій, розробки науково-обґрунтованих технічних рішень для проектування, визначення раціональних параметрів, забезпечення стабільної роботи і мінімізації енергоємності комплексу високотемпературних пічних агрегатів і обладнання.

1. В результаті проведеного системного аналізу типових технологічних процесів та стану високотемпературних енергоємних теплових агрегатів встановлено, що існуючі технології та їх обладнання не в повній мірі задовольняють сучасним вимогам підвищення якості продукції та продуктивності, характеризуються значною енергоємністю робочого процесу.

2. Запропонована концептуальна методика для обґрунтування математичних моделей, які адекватно описують типові технологічні процеси в високотемпературних енергоємних теплових агрегатах з використанням числового експерименту у виконаних дослідженнях.

3. Розроблені методика, алгоритми та числові моделі для дослідження руху дисперсійного середовища в вихрових циклонних апаратах в криволінійній неортогональній системі координат з використанням рівнянь Нав'є – Стокса в змінних Гельмгольца, з врахуванням колової швидкості, тиску, енергії. Розроблені на їх базі програмні комплекси дозволили адекватно моделювати рециркуляційні та закручені потоки, що виникають у теплообміннику, та можуть бути використані для прогнозування аеродинаміки складних течій у апаратах подібних типорозмірів.

4. Розвинуто теоретичні основи та сформульована узагальнена модель розподілу аерозольної системи з використанням збірників частинок поділюваних мас, що базуються на вивченні закономірностей і математичних моделей руху пилоповітряної суміші в елементах конструкцій вихрових апаратів та використано для аналізу процесу розділення.

5. Створена узагальнена модель та здійснені за відповідною методикою математичні розрахунки числових значень фракційної ефективності та ступені сепарації частинок дисперсної фази в циклонних теплообмінниках. Створені програмні комплекси дали можливість збільшити точність розрахунку, визначити швидкість, траєкторію руху та час перебування матеріалу в теплообміннику.

6. Розроблено новий підхід до розрахунку розділової здатності теплообмінника на базі розрахунку дисперсійного середовища та дисперсних частинок з урахуванням

явища зіткнення частинки з перешкодою. Виявлені потенційні можливості підвищення ефективності за рахунок встановлення закономірностей руху частинок та їх взаємодії з робочими органами вихрового апарату, запропоновані технічні рішення.

7. Здійснено наукове обґрунтування механізму диспергування частинок матеріалу в теплообмінниках з врахуванням температурних напружень та внутрішнього тиску в частинках дисперсної фази, включаючи можливість зміни їх кількості та розмірів.

8. Запропонована методика числового моделювання вторинного винесення з робочої зони вихрового теплообмінного апарату на основі аналізу процесів руху та сепарації аерозольних частинок в закрученому газодисперсному потоці.

9. Удосконалена та доповнена математична модель розрахунку технологічних процесів у високотемпературних агрегатах з використанням синтезу нелінійних аналітичних та числових методів розрахунку, в яких тепловий агрегат розглядалася як сукупність областей, визначених енергетичними зонами, що розглядаються як фрагменти розділені на елементи. Це дозволяє комплексно описувати типові процеси, створювати більш інформативні математичні моделі та підвищувати точність моделювання, з числовим визначенням температури газу, що відходить, та втратами теплоти в навколишнє середовище враховуючи зміни товщини футерівки, продуктивності, числа обертів та інших факторів. При числовому моделюванні похибка не перевищує 8% по температурі газів, і 5% відносно витрати палива.

10. Розвинуто методи та алгоритми розв'язку для розрахунків процесів теплообміну високотемпературних обертових агрегатів з врахуванням радіаційних теплових потоків з суміжних зон. Вперше визначено та проаналізовано складові компонентів теплообміну в робочому просторі печі. Встановлено, що складова випромінювання з суміжних зон становить 9-13%. Отримані рішення дають можливість вдосконалювати технологію, знаходити раціональні технологічні режими, конструктивні рішення, з забезпеченням стабільної роботи технологічного обладнання.

11. Визначено та досліджено можливості використання як палива обертової печі сланцевого газу. Встановлена специфіка переналаштування, подачі та використання палива, так як при цьому суттєво збільшується кількість палива (в 2.6–2.8 разів), що потребує встановлення у пічному агрегаті декількох пальників; підвищується температура газового потоку в робочому просторі печі (на 300 °С), що сприяє випалу клінкеру, але потребує вибору вогнетривів з відповідними експлуатаційними характеристикам; використання вторинного повітря в 3-4 рази менше, що призводить до переналагодження холодильника та технологічної схеми.

12. Розроблена теорія, математичні моделі та алгоритми для розрахунку НДС обертових печей в яких система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежності з вихідними даними, та конструктивними елементами в синтезованій системі «матеріал – робоче середовище – футерівка – корпус – зовнішнє середовище».

13. Отримані нові результати при визначенні зміни НДС пічного апарату в залежності від величини зношення футерівки. Виконані розрахунки та дослідження для різних термінів експлуатації при величині вогнетривів від 230 до 80 мм. Розроблена узагальнена математична модель та алгоритми, які дають можливість моделювати не тільки НДС конструктивних елементів печі, але й прогнозувати еволюцію розвитку процесу руйнування та сколювання вогнетривів. Встановлено, що

руйнування відбувається на відстані 40-80 мм від зовнішньої поверхні в залежності від її температури. Запропоновані технічні рішення для запобігання вказаних явищ.

14. Результати дисертаційної роботи впроваджені в практику наукових досліджень, проектування і експлуатації високотемпературних агрегатів хімічної промисловості та будматеріалів. У ряді підприємств впроваджено методи розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів енергоємного обладнання, методики та розрахунки для визначення ефективності і оцінки доцільності застосування технічних рішень з точки зору енергоефективності та ресурсозбереження. Результати досліджень у вигляді навчальних посібників, методів розрахунку, числових методик, програмного забезпечення впроваджено в начальний процес для вивчення студентами та виконання курсових, магістерських робіт і наукових досліджень в ІХФ КПІ ім. Ігоря Сікорського.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Щербина В.Ю. Апаратне оформлення та моделювання ефективності вихрових сепараційних апаратів з врахуванням стохастичності процесу / В.Ю. Щербина — К: ТОВ «Принт-центр», 2008. — 204 с.

2. Математичне моделювання вихрових процесів в запічних теплообмінниках обертових печей/ [В.Ю. Щербина, О.С. Сахаров, В.І. Сівецький та ін.]. — К: ПП "Єкмо", 2006. — 137 с. *(Здобувачем розроблені та чисельно реалізовані математичні моделі відносно руху та розділення часток в запічному теплообміннику).*

3. Щербина В.Ю. Моделирование возможности образования сколов в огнеупорах / В.Ю. Щербина // Огнеупоры и техническая керамика. — 2011. — № 9. — С. 36—42. (Журнал включений до наукометричних баз SCOPUS, INSPEC, CAS, Google Scholar, EBSCO та ін.)

4. Zhang Youlin (张佑林) Numerical modeling of the air flow in an inclined eccentric exchanger (斜顶偏心旋风筒的数值模拟研究) / Zhang Youlin (张佑林), Liu Wei Ha (刘伟华), В.Ю.Щербина (谢尔宾纳) // Cement Guide for New Epoch. — 2007. — Vol.13, № 8. — pp. 7–10. *(Здобувачем сформульована проблема, вказана математична модель розрахунку, здійснена перевірка, а також зроблені висновки)*

5. Zhang Youlin (张佑林) Mathematical models for the cyclone heater (旋风预热器气固两相流场的数值模拟) / Zhang Youlin (张佑林), Liu Wei Ha (刘伟华), В.Ю. Щербина (谢尔宾纳) // CHINA CEMENT. — 2006. — № 8. — С. 45–47. *(Здобувачем сформульована проблема, вказана математична модель розрахунку, здійснена перевірка, а також зроблені висновки).*

6. Zhang Youlin (张佑林) Heat Efficiency Improvement of Rotary Kiln aid by Subsidiary Insulating Material (利用辅助绝热材料提高回转窑热效率) / Zhang Youlin (张佑林), В.Ю. Щербина (谢尔宾纳) // Cement Technology. — 2005. — № 4. — С. 28–30. *(Здобувачем сформульована проблема, запропоноване конструктивне рішення, здійснена експериментальна перевірка, а також зроблені висновки).*

7. Федоткин И.М. Эффект теплового гистерезиса и накопление неоднородности свойств композиционных материалов в условиях повторных тепловых воздействий / И.М. Федоткин, Н.Г. Гурский, В.В. Клявлин, В.Ю. Щербина // Инженерно-физи-

ческий журнал — 1985. — т.49. — № 4. — С. 238—239. *(Здобувачем розроблені та чисельно реалізовані математичні моделі для визначення температури).*

8. Щербина В.Ю. Підвищення ресурсу роботи бандажів обертових печей / В.Ю. Щербина, Т.В. Дегодя, Ю.М. Великохатська // Вісник НТУУ «КПІ». Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. — 2016. — № 1. — С. 110—116. *(Здобувачем сформульована проблема, розроблений алгоритми розрахунку термомеханічних напружень, виконані розрахунки та зроблені висновки).*

9. Щербина В.Ю. Особливості використання сланцевого газу в обертових печах промисловості будматеріалів / В.Ю. Щербина // Наукові вісті НТУУ "КПІ". — 2014. — № 1. — С. 29—34.

10. Новохатська Ю.Н. Исследование температурных полей в фрагменте футеровки печи с дополнительной теплоизоляцией/ Ю.Н. Новохатська, В.Ю. Щербина // Вісник НТУУ «КПІ». Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. — 2010. — № 2(6). — С. 48—50. *(Здобувачем сформульована проблема, визначена методика та обладнання для проведення досліджень).*

11. Щербина В.Ю. Дослідження термомеханічних навантажень в обертовій печі з вихровим теплообмінником / В.Ю. Щербина, О.С. Сахаров, Ю.В. Самиленко, В.В. Бобах // Наукові вісті НТУУ "КПІ". — 2009. — № 6. — С. 26—33. *(Здобувачем сформульована проблема, запропонована конструкція теплообмінника, виконані розрахунки, зроблені висновки по роботі).*

12. Щербина В.Ю. Моделирование работы вихревого теплообменника в газовом потоке вращающейся печи / В.Ю. Щербина, Чжан Юлін(张佑林), Ю.В. Самиленко, В.В. Бобах // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2009. — № 33. — С. 158—164. *(Здобувачем запропонована конструкція, сформульована проблема, розроблена та чисельно реалізована математична модель, зроблені висновки по роботі).*

13. Сахаров О.С. Моделирование влияния формы огнеупора на тепловую эффективность футеровки вращающейся печи / О.С. Сахаров, В.Ю. Щербина, Чжан Юлін(张佑林), В.В. Бобах // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2009. — № 4/10(40). — С. 58—65. *(Здобувачем запропонована конфігурація вогнетривів, поставлена задача розрахунку, розроблений алгоритм та виконані розрахунки, зроблені висновки).*

14. Щербина В.Ю. Розділення гетерогенних систем в циклонних вихрових апаратах як стохастичний процес / В.Ю. Щербина // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2009. — № 31. — С. 132—139.

15. Сахаров О.С. Чисельне моделювання течії в'язкопластичних середовищ з урахуванням пружності конструктивних елементів обладнання / О.С. Сахаров, В.І. Сівецький, О.Л. Сокольський, В.Ю. Щербина // Вісник НТУУ КПІ. Серія «Машинобудування». — 2009. — № 55. — С. 71—82. *(Здобувачем, реалізована математична модель в обчислювальній формі, виконані розрахунки та зроблені висновки).*

16. Щербина В.Ю. Аеродинаміка потоків і розділююча ефективність циклонних вихрових апаратів з ексцентрично зміщеним виходом / В.Ю. Щербина, В.І. Сівецький, Чжан Юлін(张佑林), Лю Вейхуа // Промислова гідраліка і пневматика. — 2008. — № 4(22). — С. 23—27. *(Здобувачем сформульована проблема, вказана математична модель розрахунку, здійснена перевірка, а також зроблені висновки).*

17. Щербина В.Ю. Дослідження процесу сепарації в гідроциклонах магістральних насосів / В.Ю. Щербина, В.І. Сівецький, В.С. Семиз, Чжан Юлін (张佑林) // Вісник НТУУ КПІ. Сер. «Машинобудування». — 2007. — № 51. — С. 49—55. *(Здобувачем запропонована удосконалена конструкція гідроциклону, розроблена та чисельно реалізована математична модель для аналізу процесу сепарації, зроблені висновки).*

18. Щербина В.Ю. Розрахунок полів швидкостей у вихрових гідродинамічних розділювальних апаратах / В.Ю. Щербина // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2007. — № 24. — С. 141—148.

19. Сахаров О.С. Розрахунок на міцність обертової печі з врахуванням термосилових навантажень / О.С. Сахаров, В.Ю. Щербина, А.О. Чемерис, Чжан Юлін(张佑林) // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2007. — № 27. — С. 55—62. *(Здобувачем розроблений алгоритм та виконані розрахунки, зроблені висновки).*

20. Щербина В.Ю. Дослідження сепарації гетерогенних систем в циклонних вихрових апаратах / В.Ю. Щербина // Наукові вісті НТУУ "КПІ". — 2007. — № 6. — С. 104—113.

21. Щербина В.Ю. Моделирование движения частиц дисперсной фазы в запечных теплообменниках вращающихся печей / В.Ю. Щербина, Чжан Юлін (张佑林) // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2006. — № 22. — С. 111—116. *(Здобувачем запропонована удосконалена та чисельно реалізована математична модель для дослідження руху часток матеріалу, зроблені висновки по роботі).*

22. Щербина В.Ю. Автоматизована генерація сіткової області просторових конструкцій для рішення задач механіки суцільних середовищ / В.Ю. Щербина, О.В. Гондляр, В.І. Сівецький, О.Л. Сокольський, Чжан Юлін // Наукові вісті НТУУ "КПІ". — 2005. — № 5. — С. 70—75. *(Здобувачем розроблена методологія автоматизованого генерування сіткової області на довільні просторові конструкції, а також зроблені висновки).*

23. Сахаров О.С. Розробка скінченноелементної математичної моделі руху неньютонівських слабостисливих і нестисливих рідин / О.С. Сахаров, В.І. Сівецький, О.Л. Сокольський, В.Ю. Щербина // Наукові вісті НТУУ "КПІ". — 2004. — № 2. — С. 56—65. *(Здобувачем розроблена система автоматизованого розрахунку параметрів течії неньютонівських середовищ у складному деформаційному стані, а також зроблені висновки).*

24. Крупа О.А. Енергозберігаюче обладнання та теплові процеси у виробництві керамічної цегли / О.А. Крупа, Ю.М. Величко, В.Ю. Щербина, А.Ю. Величко // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2003. — № 18. — С. 49—51. *(Здобувачем розроблена схема встановлення ефективного лабіринтного ущільнення для зменшення теплових витрат, а також зроблені висновки).*

25. Щербина В.Ю. Математична модель для визначення ефективності використання додаткової теплоізоляції в обертових печах / В.Ю. Щербина, Ю.М. Величко, В.В. Щербина, Чжан Юлін // Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. — 2002. — № 17. — С. 5—11. *(Здобувачем розроблений метод визначення втрат тепла з газами, що відходять, та методика рішення системи нелінійних рівнянь, а також зроблені висновки).*

26. Щербина В.Ю. Метод прочностного расчета вращающихся аппаратов барабанного типа / В. Ю. Щербина, В.С. Грошев, В.П. Прокопенко // Химическое

машиностроение. — 1991.—№ 53. — С. 34—38. *(Здобувачем розроблена методика та проведеній розрахунок обертового апарату з прорізами).*

27. Щербина В.Ю. Некоторые дополнения к зональному расчету вращающихся печей / В.Ю. Щербина // Химическое машиностроение. — 1989. — № 49. — С. 7—12.

28. А.с. 1689740 СССР, МПК³ F27B7/22. Вращающийся барабан / А. С. Сахаров, Б. Е. Степаненко, В.Ю. Щербина (СССР). — № 4616803/33; заявл. 08.12.88; Опубл. 07.11.91, Бюл. № 41. *(Здобувачем виконана розробка загальних ідей).*

29. Пат. u 107295 Україна, МПК⁷ F27B 7/22. Бандаж обертового барабана / Мікульонок І.О., Дегодя Т.В., Щербина В.Ю. – U201512831; заявл. 25.12.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10/2016. *(Здобувачем виконана розробка загальних ідей та експериментальне обґрунтування запропонованих конструкцій).*

30. Пат. 107294 u Україна, МПК⁷ F27B 7/22. Бандаж обертового барабана / Дегодя Т.В., Мікульонок І.О., Щербина В.Ю.; заявник та власник Дегодя Т.В.; Мікульонок І.О.; Щербина В.Ю. - № u201512831; заявл. 25.12.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10/2016. *(Здобувачем запропонована загальна ідея запропонованої конструкції та числова модель).*

31. Пат. u 64150 Україна, МПК⁷ (2006.01) F27B 7/20. Узел з'єднання в'єнцевої шестерні з корпусом барабана печі / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Брижак О.В., Карпенко О.А.; заявник та власник Щербина В.Ю. - № u201105304; заявл. 26.04.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20/2011. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та числова модель дослідження).*

32. Пат. u 52898 Україна, МПК⁷ (2009) F27B 7/00. Вихровий теплообмінник обертової печі / Щербина В.Ю., Чжан Юлін, Ху Ефа, Гостев О.І., Саміленко Ю.М.; заявник та власник Щербина В.Ю. - № u201004153; заявл. 09.04.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17/2010. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та програмне забезпечення).*

33. Пат. u 47793 Україна, МПК⁷ (2009) F27B 7/00. Вихровий теплообмінник обертової печі / Щербина В.Ю., Береговий Р.О., Бобах В.В., Саміленко Ю.М.; заявник та власник НТУУ "КПІ". - № u200908721; заявл. 19.08.2009; опубл. 25.02.2010, Бюл. № 4/2010. *(Здобувачем виконана розробка загальних ідей та запропонована числова модель).*

34. Пат. u 43613 Україна, МПК⁷ (2009) F27B 7/00. Обертова піч / Щербина В.Ю., Величко Ю.М., Чжан Юлін, Сівецький В.І., Величко О.Ю.; заявник та власник НТУУ "КПІ" – u200902615; заявл. 23.03.2009; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16/2009. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та програмне забезпечення).*

35. Пат. u 43557 Україна, МПК⁷ (2009) F27B 7/20. Циклонний теплообмінник обертової печі / Щербина В.Ю., Чжан Юлін, Сівецький В.І., Ковешніков А.О., Соколец О.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ". - № u200901834; заявл. 02.03.2009; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16/2009. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та експериментальна перевірка).*

36. Пат. u 36997 Україна, МПК⁷ (2006.01) B04C 5/22. Гідроциклон / Щербина В.Ю., Чжан Юлін, Васильченко Г.М., Ковешніков А.О., Соколец О.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ". – u200807986; заявл. 12.06.2008; опубл. 10.11.2008, Бюл. № 21/2008. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та експериментальне обґрунтування запропонованих конструкцій).*

37. Пат. u 35072 Україна, МПК⁷ (2006.01) F27B 7/20. Циклонний теплообмінник обертової печі / Щербина В.Ю., Чжан Юлин, Сівецький В.І., Ковешніков А.О., Соколець О.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ". – № u200805444; заявл. 25.04.2008; опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16/2008. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та числова модель руху матеріалу).*

38. Пат. u 32991 Україна, МПК⁷ (2006.01) F27B 7/34. Циклонний теплообмінник обертової печі / Щербина В.Ю., Чжан Юлин, Лю Вейхуа, Сівецький В.І., Чжан Лиджинь, Репетовський Т.В.; заявник та власник НТУУ "КПІ". - № u200800858; заявл. 24.01.2008; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11/2008. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та числової моделі обґрунтування запропонованих конструкцій).*

39. Пат. u 27585 Україна, МПК⁷ (2006) F27B 7/00. Обертова піч / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Чжан Юлин, Чемерис А.О., Бельдїй Л.С., Степановський А.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ". - № u200706293; заявл. 07.06.2007; опубл. 12.11.2007, Бюл. № 18/2007. *(Здобувачем запропонована загальна ідея та програмне забезпечення).*

40. Щербина В.Ю. О повышении энергоэффективности вращающихся печей / В.Ю. Щербина, С.С. Лобко, Г.Н. Васильченко, С.В. Лелека // Матеріали для роботи в екстремальних умовах -6: 28 міжнар. конф. — Київ, НТУУ «КПІ», ІФФ, 2016. — С. 374—380. *(Здобувачем запропонована конструкція, сформульована проблема, розроблена та чисельно реалізована математична модель).*

41. Shcherbina V.J. About the possible use of shale gas in rotary kilns for cement production / V.J. Shcherbina // International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO’13: – Gabrovo, November 2013. – Vol. 2. – p.135-138.

42. Shcherbina V.J. Heat transfer between flue gases and refractory of rotary kiln Modeling / V.J. Shcherbina // International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO’12: – Gabrovo, November 2012. – Vol. 2. – p.124-127.

43. Shcherbina V.J. Split appearing in rotation furnace refractory brickworks / V.J. Shcherbina // International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO’11: – Gabrovo, November 2011. – Vol. 2. – p.83-86.

44. Shcherbina V. Research of separation process in rotational hydrodynamic machines /V. Shcherbina // International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO’10: – Gabrovo, November 2010. – Vol. 2. – p.92-97.

45. Щербина В.Ю. Повышение теплового сопротивления футеровки вращающейся печи / В.Ю. Щербина, Ю.Н. Новохатская, А.В. Шишковский // Матеріали для роботи в екстремальних умовах -3: 28 міжнародна конференція, – Київ, НТУУ «КПІ» ІФФ, 2010. — С. 238—245. *(Здобувачем запропонована конструкція, сформульована проблема, розроблена та чисельно реалізована математична модель, зроблені висновки по роботі).*

46. Щербина В.Ю.Теплозащитная изоляция в футеровке вращающейся печи / В.Ю. Щербина, Чжан Юлин, Ху Ефа, Ю.Н.Самиленко // Материалы и покрытия в экстремальных условиях: исследования, применение, экологически чистые технологии производства и утилизации изделий: 6 международная конференция, 20-24 сентября 2010 г. Большая Ялта, Понизовка. – С. 334. *(Здобувачем сформульована проблема, запропонована математична модель розв’язання та зроблені висновки).*

47. Щербина В.Ю. Розділення гетерогенних систем як стохастичний процес / В.Ю.Щербина // Композиционные материалы в промышленности (Славполикком): материалы 30 международной конференции, 7-11 июня 2010 г., г. Ялта. – С. 160—161.

48. Сахаров А.С. Исследование влияния огнеупоров на тепловую эффективность вращающейся печи / А.С. Сахаров, В.Ю. Щербина, Чжан Юлин, С.М. Чернега // Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов: XXIII международная конференция. — СПб: ВВМ, 2009. — С. 62—63. *(Здобувачем розроблена методологія та алгоритм розрахунку руху часток у вихрових розподільних апаратах, а також зроблені висновки).*

49. Shterbina V. About increase of thermal resistance inwall of tubular furnaces / V. Shterbina, A. Saharov, U. Samilenko, V. Bobah // International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO’09: November 2009, Gabrovo,— Vol. 2. – p.51-56. *(Здобувачем запропонована конфігурація вогнетривів, поставлена задача розрахунку, розроблений алгоритм та виконані розрахунки, зроблені висновки).*

50. Щербина В.Ю. Численное моделирование работы запечного теплообменника вращающейся печи / В.Ю. Щербина, Чжан Юлин, Лю Вейхуа, Чжан Личжень // Композиционные материалы в промышленности (Славполикком): материалы 28 международной конференции, 26-30 мая 2008 г., г. Ялта. – С. 163–164. *(Здобувачем розроблена методика та математична модель розрахунку, а також висновки).*

51. Щербина В.Ю. Исследование траекторий движения частиц в циклонных вихревых аппаратах / В.Ю.Щербина, Чжан Юлин, М.В. Семиз // Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов: XXII международная конференция. — СПб: ВВМ, 2007. — С. 47—51. *(Здобувачем розроблена методологія та алгоритм розрахунку руху часток у вихрових розподільних апаратах, зроблені висновки).*

52. Щербина В.Ю. Об одном методе дискретизации пространственных объектов / В.Ю.Щербина, А.В.Гондляр, Чжан Юлин // Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов: XXI международная конференция. — СПб: ВВМ, 2005. — С. 530—535. *(Здобувачем розроблена методологія та алгоритм генерування сіткової області на 3D конструкції, зроблені висновки).*

АНОТАЦІЯ

Щербина В.Ю. Развитие теории та удосконалення технологічних процесів при виробництві будівельних матеріалів у високотемпературних агрегатах. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеню доктора технічних наук за спеціальністю 05.17.08 – процеси та обладнання хімічної технології. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», МОН України, Київ, 2017.

Дисертація присвячена створенню наукових засад і розвитку теорій для удосконалення технологічних процесів та розробки технічних рішень при використанні і проектуванні енергоємних високотемпературних агрегатів цементної промисловості.

Розвинуто теоретичні основи та сформульована узагальнена модель розділення аерозольної системи з використанням збірників частинок поділюваних мас. Розроблено

теорію розрахунку, досліджено механізм сепарації та диспергування частинок матеріалу з урахуванням явищ зштовхування з перешкодою, температурних напружень і внутрішнього тиску. Запропонована методика моделювання вторинного виносу.

Розширено та доповнено аналітичні і числові моделі розрахунку технологічних процесів у високотемпературних агрегатах. Енергетичні зони розглядаються як сукупність фрагментів та елементів з визначенням температури газу, що відходить, і змінними втратами теплоти в навколишнє середовище. Визначено закономірності складових компонентів теплообміну, доцільні затрати палива і матеріалу.

Розроблена системна теорія, математичні моделі та алгоритми для розрахунку напружено-деформованого стану пічних агрегатів. Система розглядається у взаємозв'язку і взаємозалежності з вихідними даними та конструктивними елементами, з можливістю прогнозувати еволюцію розвитку процесу сколювання вогнетривів.

Ключові слова: вихрові циклонні апарати, обертова піч, футерівка, диспергування, сепарація, числове моделювання, температурні поля, напружено-деформований стан.

АННОТАЦІЯ

Щербина В.Ю. Развитие теории и совершенствование технологических процессов при производстве строительных материалов в высокотемпературных агрегатах. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 05.17.08 – процессы и оборудование химической технологии. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», МОН Украины, Киев, 2017.

Диссертация посвящена созданию научных основ и развитию теории для совершенствования технологических процессов и разработки новых технических решений при усовершенствовании, проектировании и прогнозировании энергоёмких высокотемпературных агрегатов цементной промышленности.

Сформулирована и разработана концептуальная математическая модель, что включает комплекс алгоритмов и программ для численного моделирования режимов работы высокотемпературных печных агрегатов. Выполненные на их основе программные модули позволяют моделировать сложное движение потока в теплообменнике, определяя скорость, траекторию движения и времени нахождения в нем материала. Дают возможность комплексно описывать основные процессы в печных агрегатах, использовать более информативные математические модели и повышать точность моделирования.

Разработаны методики, алгоритмы и численные модели для исследования движения дисперсионной среды в вихревых циклонных аппаратах с учетом теплового воздействия. Развита теоретические основы и сформулирована обобщённая модель распределения аэрозольной системы с использованием сборников частиц разделяемых масс, которая базируется на закономерностях движения пылевоздушной смеси. На ее основе разработана методика, математические и численные модели для расчетов значений фракционной эффективности и степени сепарации частиц дисперсной фазы в циклонных теплообменниках. Выполнено научное обоснование, разработана теория расчета и исследованы механизмы диспергирования частиц материала в теплообменниках с учетом явлений столкновения с преградой, температурных напряжений и

внутреннего давления в частицах дисперсной фазы. Предложена методика численного моделирования вторичного выноса из рабочей зоны теплообменного аппарата на основе анализа процессов движения и сепарации. Определены закономерности движения частиц в вихревом аппарате при их взаимодействия с рабочими органами и потенциальные возможности для повышения их эффективности.

Расширены и дополнены аналитические и численные модели расчета технологических процессов в высокотемпературных агрегатах, где тепловой агрегат рассматривается как совокупность энергетических зон, в виде фрагментов и элементов. Развита методика и алгоритмы решения для расчетов процессов теплообмена высокотемпературных вращающихся агрегатов с более точным учетом радиационных тепловых потоков из смежных зон. Определены закономерности составляющих компонентов теплообмена в рабочем пространстве печи с численным определением температур отходящего газа и потерями тепла в окружающую среду при учете изменения толщины футеровки и других параметров.

Разработана системная теория, математические модели и алгоритмы для расчета напряженно-деформированного состояния вращающихся печных агрегатов, в которых система рассматривается во взаимосвязи и взаимозависимости с исходными данными и конструктивными элементами в синтезированной системе «материал – рабочая среда – футеровка – корпус – внешняя среда». На основе разработанных методик сформулирован комплекс математических моделей и алгоритмов, которые дают возможность в процессе численного эксперимента моделировать не только напряженно-деформированное состояние конструктивных элементов печи, но и прогнозировать эволюцию и развитие процесса скалывания огнеупоров футеровки.

Полученные данные позволяют решать проблемы совершенствования технологических режимов и выполнять поиск рациональных конструктивных решений для обеспечения стабильной работы действующего и проектируемого оборудования.

Результаты диссертационной работы внедрены в практику учебного процесса, научных исследований, проектирования и эксплуатации высокотемпературных агрегатов. В ряде отечественных и зарубежных предприятий используются или внедрены методы и методики расчетов технологических процессов, движения и сепарации в вихревых потоках, расчеты конструкций для определения технологических, конструктивных и эксплуатационных параметров энергоемкого оборудования, разработки и оценки по энергоэффективности и ресурсосбережению.

Ключевые слова: вихревые циклонные аппараты, вращающаяся печь, футеровка, диспергирование, сепарация, численное моделирование, температурные поля, напряженно-деформированное состояние.

ANNOTATION

Shcherbyna V.J. Development of theory and improvement of technological processes in the production of building materials in high-temperature aggregates. – Manuscript copyright.

The dissertation pursuing a scientific degree Doctor of Technical Science under the specialty 05.17.08 – processes and equipment of chemical technology. – National

technical university of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», MSE of Ukraine, Kyiv, 2017.

The dissertation is devoted to creation of scientific bases and development of theories for improvement of technological processes and development of technical solutions in the use and design of energy intensive high-temperature aggregates of the cement industry.

The theoretical bases are developed and the generalized model of separation of the aerosol system with the use of collections of partitioned particles is formulated. The theory of calculation was developed, the mechanism of separation and dispersion of material particles was studied, taking into account the phenomena of contact with obstacles, temperature stresses and internal pressure. The method of modeling of secondary takeoff is proposed.

The analytical and numerical models of calculation of technological processes in high-temperature aggregates are expanded and supplemented. Energy zones are considered as a set of fragments and elements, with the definition of the temperature of the exhaust gas and the alternating heat loss in the environment. The regularities of the constituents of heat exchange components are determined, expedient fuel and material costs are expedient.

A system theory, mathematical models and algorithms for calculating the stress-strain state of furnace units have been developed. The system is considered in the relationship and interdependence with the initial data and constructive elements, with the ability to predict the evolution of the process of cracking refractories.

Keywords: cyclonic vortex machines, rotary furnace lining, dispersion, separation, numerical simulation, temperature field, strained-deformed state.