

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

АРСЕНЬЄВА ОЛЬГА ПЕТРІВНА



УДК 66.048.28.001

**НАУКОВІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ
ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ХІМІКО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

Спеціальність 05.17.08 – Процеси та обладнання хімічної технології

Автореферат

Дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2014

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі інтегрованих технологій, процесів та апаратів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Товажнянський Леонід Леонідович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут», ректор,
завідувач кафедри інтегрованих технологій,
процесів та апаратів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Гумницький Ярослав Михайлович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
професор кафедри екології та охорони навколишнього
середовища

доктор технічних наук, професор
Перцев Леонід Петрович,
ВАТ «Укр НДХіммаш», м. Харків,
науковий консультант

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

Захист відбудеться «31» жовтня 2014 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.64.050.05 Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий « 29 » вересня 2014 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.К. Тимченко

Автор дякує АТ «Співдружність-Т», м. Харків та працівникам кафедри хімічної інженерії університету Бата, м. Бат, Великобританія за підтримку у рамках проекту ЕС Project INTHEAT (№FP7-SME-2010-1-262205-INTHEAT); працівникам кафедри хімічної інженерії університету Аристотеля, м. Салоніки, Греція за сприяння у рамках проекту ЕС Project DISKNET (№FP7-PEOPLE-2011-IRSES-294933).

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В даний час близько 10-70 % вартості продукції хіміко-технологічних виробництв становлять витрати на теплову енергію. В умовах обмежених природних ресурсів та постійного зростання ціни на первинне і викопне паливо конкурентоспроможність продукції хімічно-технологічних виробництв здебільшого залежить від цієї складової. Перспективним є раціональне використання енергоресурсів, що практично означає широке застосування енергозберігаючих технологій та обладнання. Таким чином, об'єктивно існує протиріччя між високим рівнем енергоємності продукції хімічних технологій і обмеженими теплоенергетичними ресурсами з одного боку та сучасними вимогами до зниження енергоємності хіміко-технологічних виробництв з другого. Крім того, паління викопаного палива призводить до викидів шкідливих та парникових газів, двоокису вуглецю, що негативно впливає на навколишнє середовище та прискорює темпи зростання глобального потепління.

Таким чином, науково-прикладна проблема, що пов'язана із розробкою та створенням комплексного науково-методичного та методологічного підходу для системного застосування енергозберігаючого теплообмінного обладнання на основі пластинчастих теплообмінних апаратів для хіміко-технологічних та комунальних систем є актуальною і визначила напрямок дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до тематичних планів наукових досліджень кафедри інтегрованих технологій, процесів та апаратів НТУ «ХПІ». Здобувач як відповідальний виконавець окремих етапів науково-дослідних робіт брала участь у проведенні досліджень у рамках держбюджетних тем Міністерства освіти і науки України: «Розвиток теорії синтезу інтегрованих теплоенергетичних процесів підприємств промислових регіонів України для суттєвого зменшення енергоспоживання» (ДРН_№0106U001497, 2005–2008 р.); «Створення теоретичних основ нормування споживання енергоресурсів та зниження газових викидів шляхом інтеграції процесів» (ДРН_№0109U002404, 2009–2011 р.); «Створення теоретичних основ логістики енергоефективності та ресурсозбереження для забезпечення енергетичної та екологічної безпеки промислових комплексів з хіміко-технологічними системами» (ДРН_№0112U000409, 2012–2014 р.). Здобувач брала участь у міжнародних проектах, фінансованих Європейською Комісією: EC Project SHERHPA – «Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications», №COLL-CT-2004-500229 (2004–2007 р.); EC Project INTHEAT – «Intensified Heat Transfer Technologies for Enhanced Heat Recovery», №FP7-SME-2010-1-262205-INTHEAT (2010-2012 р.); EC Project DISKNET – «Distributed Knowledge-Based Energy Saving Networks», №FP7-PEOPLE-2011-IRSES-294933 (2012–2016 р.).

Мета та задачі дослідження. Метою досліджень є розбудова наукових основ створення вискоелективних пластинчастих теплообмінних апаратів (ПТА) для застосування у хіміко-технологічних системах при енергозберігаючому використанні теплової енергії.

Для досягнення мети досліджень вирішуються наступні задачі:

– проаналізувати сучасний стан досліджень з гідродинаміки та тепловіддачі в каналах сітчасто-потокowego типу та обґрунтувати доцільність системних досліджень процесу тепловіддачі та гідравлічного опору у каналах ПТА;

- провести узагальнення визначальних чинників, необхідних для моделювання процесу тепловіддачі в каналах ПТА;
- отримати узагальнене співвідношення для визначення гідравлічного опору в каналах ПТА
- отримати адекватну фізико-математичну модель процесів тепловіддачі для подальшого прогнозування тепло-гідравлічних параметрів ПТА;
- встановити залежність тепловіддачі від дотичного напруження на стінці каналу сітчасто-потокowego типу, яка врахує вплив числа Прандтля для турбулентного розвинутого потоку;
- провести експериментальні дослідження процесів утворення забруднень на теплопередаючій поверхні ПТА та встановити закономірності асимптотичного характеру забруднень в залежності від дотичного напруження на стінці;
- створити математичну модель прогнозування рівня забруднень в теплообмінних апаратах;
- створити методику вибору геометричних параметрів конструкції пластин з інтенсифікацією тепловіддачі для визначених режимів роботи апаратів;
- створити теоретично обґрунтовану методику та програмне забезпечення розрахунку пластинчастих теплообмінних апаратів з інтенсифікацією тепловіддачі;
- інтегрувати пластинчасті теплообмінні апарати з інтенсифікацією теплообміну в тепло-технологічні системи хіміко-технологічних та комунальних підприємств.

Об'єктом дослідження є процеси гідродинаміки та теплопередачі в каналах пластинчастих теплообмінних апаратів для тепло-технологічних систем.

Предметом дослідження є тепло-гідравлічні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів, інтенсивність тепловіддачі та термічний опір забруднень на теплообмінній поверхні.

Методи дослідження – основні теоретичні положення дисертації ґрунтуються на фундаментальних положеннях теорії теплообміну та гідродинаміки; необхідні залежності для каналів сітчасто-потокowego типу одержано за допомогою методів диференційного числення. При отриманні кореляційних співвідношень гідравлічного опору використано метод граничних співвідношень Черчилля, визначення тепловіддачі в каналах ПТА базується на аналогії переносу тепла та імпульсу для турбулентного потоку. Експериментальні дослідження виконувалися за створеними оригінальними методиками з використанням обчислюваної техніки, методів чисельної гідродинаміки та застосуванням програмних продуктів Comsol, ANSYS, Unisim Design, Mathcad. Достовірність одержаних даних перевірена сучасними методами порівняння експериментальних і теоретичних результатів.

Наукова новизна одержаних результатів. Наукова концепція роботи полягає у створенні науково-методичного та методологічного підходу, який, враховуючи турбулентний рух рідини в каналах ПТА, дозволить прогнозувати тепло-гідравлічні характеристики, що обґрунтує доцільність удосконалення конструктивних параметрів апарату і гофрованої пластини з інтенсифікованими теплообмінними процесами.

На підставі проведених теоретичних і експериментальних досліджень:

- вперше отримано напівемпіричну формулу для визначення гідравлічного опору в каналах ПТА залежно від геометричних параметрів пластини, яка застосовується для турбулентного і ламінарного режимів течії рідини;

- розвинуто науковий підхід до визначення тепловіддачі в каналах ПТА, що враховує перепади тиску на основному гофрованому полі та розподільних зонах пластини, які у комерційних пластин ПТА можуть становити до 50 % від загального перепаду тиску;

- вперше отримано напівемпіричну залежність, яка визначає тепловіддачу розвиненого турбулентного потоку в залежності від значення дотичного напруження на стінці і геометричних параметрів теплообмінних пластин для каналів ПТА, утворених синусоїдальною та трикутною формами гофрування;

- набув подальшого розвитку напрямок обліку забруднень теплообмінної поверхні на основі виявленого асимптотичного характеру процесу утворення відкладень. Запропонована фізико-математична модель прогнозування рівня забруднень залежить від дотичного напруження на стінці, і дозволяє робити прогнози в каналах будь-якої геометричної форми;

- отримала подальшого розвитку теорія експлуатації теплообмінних апаратів на основі прогнозування забруднень теплообмінного обладнання утворення накипу та твердих відкладень у тепло-технологічних процесах хіміко-технологічних виробництв і комунальному господарстві;

- розвинуто науковий підхід до системного вибору конструктивних параметрів пластини з інтенсифікацією тепловіддачі, при якому підбираються параметри: висота гофри, кут нахилу гофрування і довжина пластини;

- науково розвинуто методика розрахунку багатоходових та одноходових ПТА з пластинами різного гофрування в одному апараті, що дозволяє інтенсифікувати тепловіддачу в апаратах методом визначення геометричних параметрів теплообмінних пластин;

- створено науково-методичний та методологічний підхід до інтегрування ПТА з інтенсифікацією теплообміну в тепло-технологічні системи хімічних виробництв при їх енергозберігаючої реконструкції.

Практичні значення одержаних результатів для хімічної галузі та комунального господарства полягає в обґрунтованому виборі конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів з інтенсифікованою поверхнею теплопередачі. Методика розрахунку термічного опору забруднень в апараті залежно від часу експлуатації дозволяє врахувати цей чинник на етапі проектування теплообмінного обладнання та вдосконалити систему експлуатації діючого устаткування.

Результати дисертаційної роботи впроваджено на підприємствах України: ПАТ «Філіп Морріс Україна» (м. Харків, довідка від 28.02.2013); Харківському національному університеті радіоелектроніки (м. Харків, акт від 28.10.2013); ПАТ «Теплоенергетичний Центр Роганського Промвузла» (м. Харків, акт від 22.12.2012); ТОВ «Будівельна компанія «Будцентр» (м. Київ, довідка від 08.12.2013); «Укртеплокомуненерго» (м. Київ, довідка від 20.04.2014); Українському науково-дослідному інституті олій та жирів НААН (м. Харків, акт від 10.10.2013); АТ «Співдружність-Т» (м. Харків, акт від 12.01.2014). Результати роботи використовуються у навчальному процесі для підготовки фахівців за спеціальністю 8.05020202 «Комп'ютерно-інтегровані технологічні процеси та виробництва» в НТУ «ХП» (акт від 25.01.2014 р), а також при проведенні науково-дослідної роботи студентів.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення та результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем особисто, а саме: аналіз стану наукової проблеми; наукове обґрунтування і формування мети, завдань, складання програми досліджень і

її реалізації; створення напівемпіричних залежностей гідравлічного опору та тепловіддачі у каналах сітчасто-потокового типу; розробка фізико-математичних моделей тепловіддачі та прогнозування рівня забруднень теплообмінної поверхні ПТА; проведення експериментів та обробка дослідних даних; узагальнення отриманих результатів і формулювання висновків; розробка методик розрахунку тепло-гідравлічних параметрів ПТА та визначення оптимальної конструкції багатোধодового апарату; впровадження науково-технічних розробок у виробничий та навчальний процеси.

Апробація результатів дисертації. Основні матеріали дисертації доповідалися та обговорювалися на: V, VIII, IX Міжнародній науково-практичній конференції «Інтегровані технології та енергозбереження» (Алушта, 2005, 2008, 2009 р.р.); PRES'05: 8th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Redaction (Джардини-Наккос, Італія, 2005 р.); CHISA 2006, 2008: International conference “Chemical and Process Engineering” (Прага, Чеська Республіка, 2006, 2008 р.р.); PRES'07: 10th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction (Іскія, Італія, 2007 р.); ESCAPE 17: 17th European Symposium of Computer Aided Process Engineering (Бухарест, Румунія, 2007 р.); Energy for sustainable Future (Веспрем, Угорщина, 2008 р.); PRESS'2009: 11th Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction (Рим, Італія, 2009 р.); X, XII Міжнародній науково-практичній конференції «Інтегровані технології та енергозбереження» (Харків, 2010, 2012 р.р.); PRESS 2010, 2012: Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction (Прага, Чеська Республіка, 2010, 2012 р.р.); CAPE Forum 2012: Computer Aided Process Engineering (Веспрем, Угорщина, 2012 р.); SDEWES12: 7th conference on sustainable development of energy, water and environment systems (Охрид, Республіка Македонія, 2012 р.); XIV науковій конференції «Удосконалення процесів та обладнання харчових та хімічних виробництв» (Одеса, 2012 р.); PRESS 2013: 16th Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction (Родос, Греція, 2013 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 56 праць, з них: 1 монографія у співавторстві, 19 праць у наукових фахових виданнях України, 11 праць у наукових фахових періодичних виданнях інших держав, 2 патенти України, 23 - у матеріалах конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг складає 310 сторінок: рисунків - 95 по тексту, 4 на 4 окремих сторінках; 14 таблиць по тексту, 2 – на окремій сторінці; списку використаних джерел - 205 найменувань на 23 сторінках; додатків на 211 сторінках в окремому томі.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовані мета і задачі дослідження, викладена наукова новизна, зв'язок роботи з науковими програмами, приведена практична значимість роботи, визначено особистий внесок здобувача, наведені апробації результатів дисертації та зазначена кількість публікацій.

Перший розділ присвячений аналізу робіт з дослідження тепловіддачі і гідродинаміки у пластинчастих теплообмінних апаратах. Систематизовано моделі і методи розрахунку гідравлічного опору, тепловіддачі, забруднень поверхні теплообміну. Оглянуто основні принципи інтеграції теплообмінного обладнання у тепло-

технологічні процеси на стадії енергоефективної реконструкції тепло-технологічних процесів хімічних підприємств.

Здійснено дослідження робіт фахівців у галузі теплообміну із дослідження процесів тепловіддачі та термічного опору в каналах сітчасто-потокowego типу. Здебільшого вчені узагальнювали дані у формі окремих емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнтів гідравлічного опору та тепловіддачі, котрі придатні тільки для окремих видів каналів у обмеженому діапазоні гідродинамічних та теплових параметрів. Для деяких узагальнюючих залежностей точність обчислень невисока, і іноді дорівнює 40-52%. Це пояснюється відсутністю залежності, яка б розглядала вплив усіх зон теплообмінної поверхні ПТА, а не тільки її робочої частини. Друга причина пов'язана з точністю співвідношень між тепловіддачею та гідравлічним опором. При турбулентному режимі руху рідини в каналах ПТА рівень впливу числа Прандтля залежить не тільки від діапазону його змінення, але й від значення числа Рейнольдса. Тому точний вплив числа Прандтля у широкому діапазоні чисел Рейнольдса та Прандтля неможливий застосуванням його тільки як співмножника у якомусь фіксованому ступені.

Аналіз робіт щодо прогнозування утворення забруднень на теплопередаючій поверхні показав перспективність суттєвого удосконалення існуючих методик для ПТА. В науково-технічних джерелах наведена порогова модель для гладких труб, яка базується на асимптотичному характері забруднень у часі. Зроблено висновок про вплив дотичного напруження на стінці на швидкість утворення забруднень на поверхні ПТА.

Проаналізовано роботи стосовно пошуку оптимального гофрування пластини ПТА. Незважаючи на велику кількість робіт з даного питання доцільним є створення узагальнених методик, які дозволяють вести розрахунок багатоходових апаратів у поєднанні з принципом комбінації пластин з різною формою гофрування в одному апараті. Перспективним є розбудова надійних узагальнюючих залежностей для розрахунку теплових і гідравлічних характеристик ПТА з різною формою гофрування. Дані про теплові та гідравлічні характеристики промислових пластин є власністю підприємств-виробників і публікуються недостатньо. Потрібна адекватна методика оптимального вибору геометричних характеристик теплообмінних пластин і їх гофрування для точної відповідності заданим параметрам процесу. Облік забруднень поверхні теплопередачі в ПТА базується на різних модифікаціях методики, розробленій для кожухотрубчастих теплообмінників. Дані стосовно термічного опору забруднень в каналах ПТА різних теплоносіїв обмежені і суперечливі. В цьому плані певну допомогу можуть скласти математичні моделі та програми, які дозволяють вести розрахунок складних теплообмінних систем з одночасною оптимізацією пластинчастих теплообмінників.

У другому розділі наведені теоретичні методи моделювання процесу тепловіддачі в каналах ПТА. Визначено, що основними даними, необхідними для моделювання цього процесу, є гідравлічний опір і тепловіддача, що залежать від геометричної конструкції теплопередаючих поверхонь апарату.

Окреслені основні характеристики пластин ПТА, що впливають на процес тепловіддачі і гідравлічний опір у каналах. Узагальнені конструктивні особливості сучасної теплообмінної пластини представлено на рис. 1. Зібрані разом в апараті, ці пластини утворюють канали сітчасто-потокowego типу, які відрізняє складна геометрична форма і наявність точок дотику протилежних стінок у місцях перетину гофру-

вання. Від матеріалу пластини залежить коефіцієнт теплопередачі всього апарату в цілому. Основні геометричні параметри різних форм гофрування пластин для гофрування синусоїдальної і трикутної форми наведено на рис. 2.

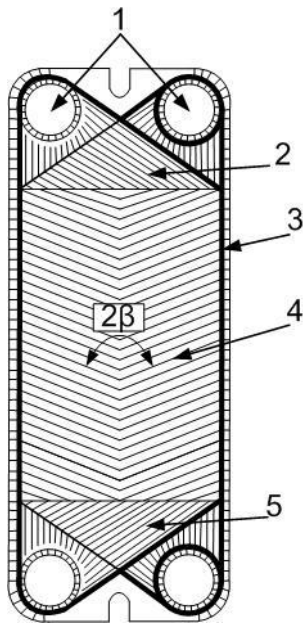


Рисунок 1 - Пластина ПТА:
1 - вхід і вихід теплоносія;
2, 5 - ділянки для розподілу потоку; 3- ущільнення;
4 - основне гофроване поле

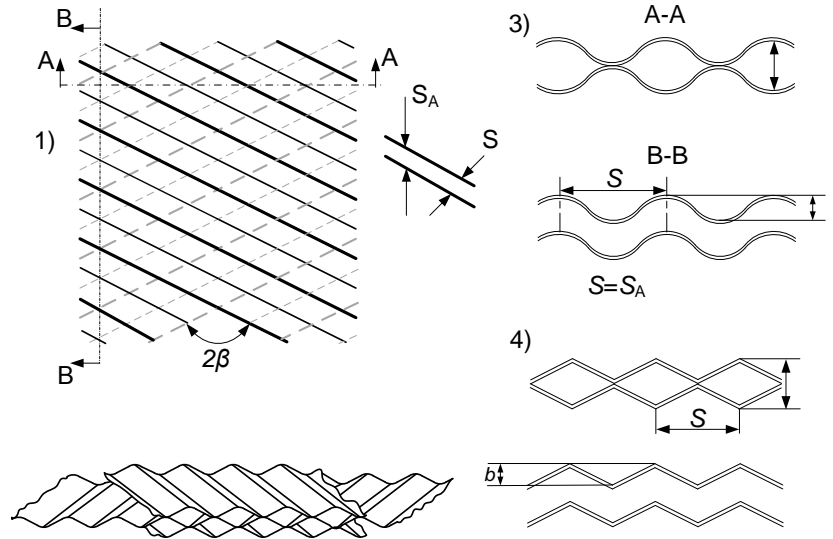


Рисунок 2 - Різні форми гофрування пластин ПТА:
1, 2 - накладення суміжних пластин;
3 - перетин каналу при гофруванні синусоїдальної форми, $\beta = \pi/2$;
4 - перетин каналу при гофруванні трикутної форми, $\beta = \pi/2$

Важливими геометричними параметрами конструкції пластин є: β – кут нахилу гофрування до вертикальної осі пластини, градуси; b – висота гофри, м; s – крок гофри, м; δ – товщина листу пластини, м. На підставі відомих величин параметрів пластини визначаються характерні параметри: d_e – еквівалентний діаметр каналу, $d_e = 2b$, м (поперечний лінійний розмір каналу); d_h – гідравлічний діаметр каналу, який визначається як чотири площі прохідного перетину, поділені на змочений периметр каналу; L – довжина каналу, м (характерний поздовжній розмір каналу); γ , $\gamma = 2b/S$ – параметр, що враховує геометричну форму гофри і рівний відношенню подвійної висоти до кроку гофри. Для врахування розподілу дотичного напруження уздовж всієї ефективною площі поверхні теплообміну введено параметр F_x – відношення фактичної площі поверхні до розрахункової.

Проведено узагальнення експериментальних даних по гідравлічному опору каналів сітчасто-потокового типу для моделей гофрованого поля пластин з різними конструктивними параметрами. Використовувався вид залежності, запропонований для гідравлічного опору в круглих каналах, який розвинений для каналів ПТА з урахуванням впливу основних параметрів геометрії пластин. Запропоноване узагальнене співвідношення для гідравлічного опору в каналах сітчасто-потокового типу має наступний вигляд

$$\zeta = 8 \cdot \left[\left(\frac{12 + p2}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}}. \quad (1)$$

Параметри A і B , що входять у залежність (1), встановлені з експериментальних досліджень, і мають наступний вигляд:

$$A = \left[p4 \cdot \ln \left(\frac{p5}{\left(\frac{7 \cdot p3}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 10^{-5}} \right) \right]^{16}; \quad B = \left(\frac{37530 \cdot p1}{Re} \right)^{16},$$

де $p1, p2, p3, p4, p5$ – параметри, що визначаються залежно від форми гофрування каналу і можуть бути обчислені з наступних співвідношень:

$$p1 = \exp(-0,15705 \cdot \beta); \quad p2 = \frac{\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2}{3}; \quad p3 = \exp\left(-\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot \frac{1}{\gamma^2}\right); \quad p5 = 1 + \frac{\beta}{10};$$

$$p4 = \left(0,061 + \left(0,69 + \operatorname{tg}\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)^{-2,63} \right) \cdot (1 + (1 - \gamma) \cdot 0,9 \cdot \beta^{0,01}).$$

Запропоноване напівемпірична залежність (1) для розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору одиниці відносної довжини ζ у сітчасто-потоківих каналах дозволяє розрахувати значення коефіцієнта ζ для широкого діапазону параметрів гофрування пластин: кут нахилу гофрування β змінювався від 14° до 72° , параметр відносною подвійної висоти до кроку гофри – від 0,52 до 1,02; числа Рейнольдса варіювалися в діапазоні від 5 до 25000. Відмінності між синусоїдальними й трикутними (з округленими краями) формами гофрування виявилися незначними.

Для визначення тепловіддачі в каналах ПТА на підставі аналогії переносу тепла та імпульсу, запропонованою Рейнольдсом для труб, з використанням експериментальних даних, отримано напівемпіричну залежність для каналів ПТА

$$Nu = 0,065 \cdot Re^{\frac{6}{7}} \cdot (\psi \cdot \zeta_s)^{\frac{3}{7}} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (2)$$

де μ, μ_w – динамічна в'язкість за температури потоку й стінки, Па·с; $Nu = h \cdot d_e / \lambda$ – число Нуссельта; λ – питома теплопровідність потоку, Вт/(м·К); h – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); Pr – число Прандтля; ζ_s – коефіцієнт опору, що враховує втрати тиску в каналах за формулою (1); ψ – частка втрат тиску за рахунок тертя об стінку в загальному падінні тиску; $Re = w \cdot d_e / \nu$ – число Рейнольдса; w – швидкість потоку в каналах, м/с; ν – кінематична в'язкість, м²/с.

Аналіз значень ψ , отриманих за формулою (2) при експериментальних значеннях Nu , дозволив одержати формулу, що описує залежність від β і числа Рейнольдса:

$$A_1 = 380 / [\operatorname{tg}(\beta)]^{1,75}; \quad \left[\begin{array}{l} \psi = \left(\frac{Re}{A_1} \right)^{-0,15 \cdot \sin(\beta)} \quad \text{при } Re > A_1 \\ \psi = 1 \quad \text{при } Re \leq A_1 \end{array} \right. \quad (3)$$

Розвинений підхід, що дозволяє враховувати падіння тиску в розподільних зонах (зони 2 і 5 на рис. 1) міжпластинчастих каналів. Для цього вводиться коефіцієнт

місцевого гідравлічного опору в цих зонах ζ_{DZ} , припускаючи, що ці коефіцієнти для зон входу й виходу однакові. Середня швидкість потоку w , (м/с) на основному гофрованому полі визначає значення цих коефіцієнтів. Загальна втрата опору в каналі ПТА відбувається на основному гофрованому полі й у розподільних зонах, та визначається

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{L_F}{d_e} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} + \zeta_{DZ} \cdot \rho \cdot w^2, \quad (4)$$

де ρ – щільність рідини, кг/м³, L_F – довжина гофрованого поля, м.

Проаналізовано вплив числа Рейнольдса на значення коефіцієнта ζ_{DZ} . Наявність міст контакту між сусідніми пластинами припускає, що вплив числа Рейнольдса на гідравлічний опір у зонах розподілу, аналогічний його впливу на основному гофрованому полі, особливо якщо в співвідношенні (1) використовуються великі значення кута β . Найбільш точний збіг експериментальних і розрахункових значень досягається при $Re=2700$. Тому запропоновано поправочний коефіцієнт (5), що використовує відношення величини $\zeta_{65}(Re)$ до значення, обчисленому для $Re=2700$ і того ж кута нахилу, при цьому величина $\zeta_{65}(Re)$ обчислюється за формулою (1) при $\beta = 65^\circ$ для обраного значення числа Рейнольдса, а значення інших параметрів у формулі такі ж, як і для основного гофрованого поля

$$\zeta_{DZ} = 38 \cdot \frac{\zeta_{65}(Re)}{\zeta_{65}(2700)}. \quad (5)$$

Для одержання залежності для визначення тепловіддачі, турбулентний потік у каналі сітчасто-потокового типу був умовно розбитий перпендикулярно стінці каналу ПТА на наступні зони: в'язкий підшар, буферний шар і основний турбулентний потік. Для одержання залежностей тепловіддачі теоретично встановлена відносна товщина шарів у порівнянні з еквівалентним діаметром каналу d_e . Проаналізовано, що для плинину поблизу гладкої поверхні стінки розподіл швидкостей тісно пов'язаний з дотичним напруженням на цій стінці τ_w . Використовуючи коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці довжини каналу ПТА ζ_s , запропоноване співвідношення для середнього дотичного напруження на стінці

$$\tau_w = \frac{\zeta_s \cdot \psi}{F_x} \frac{\rho \cdot w^2}{8}. \quad (6)$$

Для турбулентного потоку в каналах ПТА трьох-шарова аналогія переносу тепла та імпульсу складається із залежностей для зон потоку й приймає наступний вид

$$Nu^{-1} \approx \frac{1}{2} \cdot \left(\int_0^{\xi_2} \frac{\xi^3 d\xi}{Pr \cdot \nu_T / \nu} + \int_{\xi_2}^{\xi_1} \frac{d\xi}{1 + Pr \cdot \nu_T / \nu} + \int_{\xi_1}^1 \frac{d\xi}{1 + Pr \cdot \nu_T / \nu} \right), \quad (7)$$

де $\xi=R/R_0$ – відносна відстань від центра труби; ν – кінематична в'язкість, м²/с; ν_T – турбулентна в'язкість (вихрова дифузія імпульсу), м²/с; $\varepsilon=\lambda_T/(c\rho)/\nu_T$ – відношення вихрової дифузії для тепла й імпульсу; Pr – число Прандтля $Pr=c \cdot \rho \cdot \nu / \lambda$; c – питома теплоємність, Дж/(кг·К); ρ – щільність, кг/м³.

При цьому для кожного шару доцільно враховувати безрозмірний параметр відстані від стінки η . Для в'язкого підшару безрозмірна відстань від стінки змінюється в межах $\eta_1=0,6 \dots 6,8$; для буферного шару – $\eta_2=6,8 \dots 30$. C і χ – емпіричні константи, обумовлені експериментальними даними для турбулентного потоку в трубах.

Співвідношення для тепловіддачі в основному турбулентному потоці має вигляд

$$I_T = \int_0^{\xi_2} \frac{\xi^3 d\xi}{\text{Pr} \cdot \nu_T / \nu} = \frac{\sqrt{32}}{\text{Pr} \chi \text{Re} \sqrt{\xi_\tau}} \left[\ln \left(\frac{\text{Re} \sqrt{\xi_\tau}}{\eta_2} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\eta_2}{\text{Re} \sqrt{\xi_\tau}} \right)^2 - 1 + \frac{\eta_2}{\text{Re} \sqrt{\xi_\tau}} \right]. \quad (8)$$

Співвідношення для тепловіддачі в буферному шарі -

$$I_B = \int_{\xi_2}^{\xi_1} \frac{d\xi}{1 + \text{Pr} \cdot \nu_T / \nu} = \frac{\sqrt{32}}{\text{Pr} \chi' \text{Re} \sqrt{\xi_\tau}} \ln \left(\frac{1 + \text{Pr}(\chi' \cdot \eta_2 - 1)}{1 + \text{Pr}(\chi' \cdot \eta_1 - 1)} \right). \quad (9)$$

Тепловіддача у в'язкому підшарі представляється співвідношенням -

$$I_L = \int_{\xi_1}^1 \frac{d\xi}{1 + \text{Pr} \cdot \nu_T / \nu} = \frac{1}{\text{Re} \sqrt{32}} \int_0^{\eta_1} \frac{d\eta}{1 + \text{Pr} \cdot \beta_T \cdot \eta^3}. \quad (10)$$

Підставивши залежності (8)-(10) у співвідношення (7), і чисельно проінтегрувавши I_L методом Ромберга, отримано кінцеве співвідношення. Прийнято наступні значення для основних параметрів турбулентної швидкості й емпіричних коефіцієнтів у рівняннях: $\eta_2=30$; $\eta_1=6,8$; $\chi=0,37$; $\chi'=0,2$; $\beta_T = \beta/\eta_1^2$, $\beta \approx 0,03$, де β - емпіричний коефіцієнт пропорційності. У результаті отримано наступне співвідношення для визначення тепловіддачі в каналах ПТА при турбулентному русі рідини

$$\text{Nu} = \frac{0,131 \cdot R_\xi \cdot \text{Pr}}{\ln \left(\frac{R_\xi}{760} \right) - \frac{14450}{R_\xi^2} + \frac{340}{R_\xi} + 1,85 \ln \left(\frac{1 + 5 \text{Pr}}{1 + 0,36 \text{Pr}} \right) + 2,52 \text{Pr} \cdot \varphi(\text{Pr})}, \quad (11)$$

$$\text{де } R_\xi = \text{Re} \cdot \sqrt{\frac{\xi_s \cdot \psi}{F_x}}; \quad \varphi(\text{Pr}) = \frac{1}{\eta_1} \cdot \int_0^{\eta_1} \frac{d\eta}{1 + \text{Pr} \cdot \beta_T \cdot \eta^3} \approx \frac{1,14}{\eta_1} \cdot \text{Pr}^{-0,04} \cdot \text{arctg} \left(\eta_1 \cdot \sqrt[3]{\text{Pr} \cdot \beta_T} \right).$$

Наведене вище наближення вирішення інтеграла відрізняється від чисельного не більше ніж на $\pm 2\%$ для $3 \leq \text{Pr} \leq 10^4$ і не більш ніж на 8% для більш низьких значень числа Прандтля, аж до $\text{Pr}=0,69$. З огляду на те, що для таких значень числа Прандтля частка грузлого підшару в загальному опорі тепловіддачі стає відносно меншою, ніж інших зон потоку, наведене наближення можна використовувати для зменшення часу обчислень на комп'ютері при рішенні різноманітних завдань нелінійного програмування ітераційними методами.

Отримане співвідношення дозволяє прогнозувати параметри теплообміну для турбулентного потоку, ґрунтуючись на даних для коефіцієнта тертя на основному гофрованому полі каналу в широкому діапазоні чисел Рейнольдса - від 50 до 25000 і Прандтля - від 0,7 до 1000.

Отримано співвідношення для визначення тепловіддачі турбулентного потоку, що спирається на трьох-шарову аналогію переносу тепла та імпульсу для турбулентного потоку, і дозволяє врахувати вплив числа Прандтля на тепловіддачу в каналах ПТА. Звичайно вплив числа Прандтля враховувався його введенням як співмножника у деякому фіксованому ступені m , який залежить від форми каналів. Запропонований підхід враховує вплив числа Прандтля безпосередньо, або ж, як приведені співвідношення для розрахунку ступеню при числі Прандтля m залежно від режиму руху рідини в каналі при використанні залежності (2)

$$m(\text{Re}, \text{Pr}) = \frac{1}{3} \cdot \frac{e^{\frac{6,4}{\text{Pr}+30}}}{(1 - 0,012 \cdot \text{Re}^{0,27})}. \quad (12)$$

Залежності (1)-(12) являють собою ті закономірності, які дозволяють визначити вплив геометричних параметрів пластини на робочі характеристики ПТА. Комплексний розгляд їх дозволяє одержати фізико-математичну модель теплообміну та гідродинаміки в каналах ПТА. Запропонована модель дозволяє для заданого режиму роботи апарату (перепад тиску, температурна програма, теплове навантаження й фізичні властивості теплоносіїв) аналізувати вплив зміни геометричних параметрів пластини та її гофрувань на тепловіддачу в ПТА.

У розділі наведено вплив забруднень на тепловіддачу й моделювання процесу утворення відкладень у часі при таких механізмах формування забруднень, як утворення накипу й осадження зважених часток.

Одержав розвиток підхід, який розглядає асимптотичний характер термічного опору забруднень на теплообмінній поверхні у часі. Більшість моделей засновані на прогнозуванні рівня утворення відкладень як різниці між інтенсивністю осадження відкладень φ_d і інтенсивністю видалення відкладень φ_r

$$\frac{d\delta}{dt} = \varphi_d - \varphi_r, \quad (13)$$

де δ – товщина відкладень, мм; t – час, с; при $t = 0$ рівень відкладень $\delta = 0$.

При φ_d рівному φ_r шар осаду не збільшується. Це можливо у двох випадках:

- 1) видалення більше, ніж приставання відкладень до поверхні стінки, й тільки після деякої граничної умови може початися процес нагромадження відкладень;
- 2) рівень видалення прямо пропорційний товщині відкладень δ , або ж рівень осаджень обернено пропорційний δ . У цьому випадку після деякого часу t^* товщина осаджень стабілізується й наближається до деякого асимптотичного значення δ^* .

Прийнято припущення, що в умовах асимптотичного характеру відкладень всі впливи, що спрямовані на ріст відкладень, ураховуються інтенсивністю осадження φ_d^* , а всі впливи по їхньому зменшенню враховуються інтенсивністю видалення відкладень φ_r^* . Допущено також, що φ_r^* пропорційно дотичному напруженню на стінці, зведеному в деякий ступінь m і товщині відкладень δ^*

$$\varphi_r^* = b \cdot \tau_w^m \cdot \delta^*, \quad (14)$$

де b – коефіцієнт пропорційності, $1/(\text{Па} \cdot \text{с})$.

Коли товщина відкладень досягає асимптотичного значення, то похідна за часом дорівнює нулю, зі співвідношень (13) і (14) отримується залежність

$$\delta^* = \varphi_d^* / (b \cdot \tau_w^m). \quad (15)$$

Через теплопровідність обложених забруднень λ_f^* , асимптотичне значення термічного опору відкладень виражається в такий спосіб

$$R_f^* = B^* \cdot \tau_w^{-m}, \quad (16)$$

де $B^* = \varphi_d^* / (b \cdot \lambda_f^*)$; дотичне напруження на стінці основного гофрованого поля міжпластинчастих каналів визначається згідно виразу (7).

Зміна термічного опору відкладень у часі, при теплопровідності відкладень λ_f та чистою поверхнею як початковою умовою процесу, описується наступним співвідношенням

$$\frac{dR_f}{dt} = \frac{\varphi_d}{\lambda_f} - b \cdot \tau_w \cdot R_f. \quad (17)$$

При значеннях φ_d , b , λ_f і τ_w , не залежних від часу утворення відкладень t і тов-

щині відкладень δ , завдання інтегрування диференціального лінійного рівняння (17) не представляють складності. Для наближеного рішення в деякий момент часу t можна використовувати значення цих параметрів, усереднені за часом за період часу $0 \div t$. Тоді термічний опір відкладень у деякий момент часу t після інтегрування залежності (17) визначається так

$$R_f(t) = \frac{B}{\tau_w} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\varphi_d}{B} \cdot \tau_w \cdot t\right) \right], \quad (18)$$

де $B = \varphi_d / (b \cdot \lambda_f)$.

Одержав розвиток підхід для визначення інтенсивності утворення відкладень для труб. Виразивши інтенсивність осадження через дотичне напруження на стінці, запропоновано наступну залежність інтенсивності утворення відкладень на теплообмінній поверхні:

$$\varphi_d = \frac{A_m \cdot P_{cu} \cdot T_s^{2/3} \cdot \rho^{2/3} \cdot \mu^{-4/3}}{1 + B_m \cdot P_{cu} \cdot 2 \cdot \tau_w \cdot \rho^{-4/3} \cdot \mu^{-1/3} \cdot T_s^{2/3} \cdot \exp(E / (R \cdot T_s))}; \quad (19)$$

$$P_{cu} = \frac{2 \cdot \tau_w^{1-1.75}}{\rho} \left(\frac{d_e^{0.25} \cdot 2}{\mu^{0.25} \cdot \rho^{0.75} \cdot 0.0791} \right)^{1.75},$$

де T_s – температура поверхні, К; ρ – щільність рідини, кг/м³; μ – в'язкість рідини, Па·с; $R=8.314$ Дж/(Моль·К) – універсальна газова константа; A_m , B_m , E – емпіричні параметри, які визначаються експериментально.

Співвідношення (19), крім дотичного напруження стінки й фізичних властивостей рідини, враховує й вплив температури поверхні T_s . Для двох температур поверхонь T_{s1} і T_{s2} при однакових інших умовах справедливим є таке відношення

$$B(T_{s1})/B(T_{s2}) = \varphi_d(T_{s1}) / \varphi_d(T_{s2}). \quad (20)$$

Запропонована математична модель росту забруднень на теплообмінній поверхні ПТА (13)-(20) дає можливість прогнозувати термічний опір забруднень для механізмів утворення накипу й осадження зважених часток за різних швидкостей потоку й температур поверхні стінки. Ця модель може використовуватися для ПТА з інтенсифікацією тепловіддачі, а також для прямих гладких каналів без інтенсифікації.

На основі математичної моделі росту забруднень на теплообмінній поверхні ПТА створено методику визначення росту забруднень на промислових підприємствах. В технологічних процесах звичайно застосовують велику кількість теплообмінних апаратів, які використовують воду із централізованого контуру охолоджуючої води підприємства. Вміст солей і твердих часток у цій воді однаковий для всіх теплообмінних апаратів. Тому, досліджуючи утворення забруднень з боку води в одному теплообмінному апараті (у ПТА або усередині труб кожухотрубчастого теплообмінника), можна визначити параметри B і A_m , що використані у запропонованій математичній моделі. Це дозволить розрахувати забруднення по охолоджуючій воді для всіх ПТА цього підприємства. Також можна обчислити й граничні значення дотичного напруження стінки й температури поверхні. При проектуванні й розрахунку ПТА для цього підприємства дотичне напруження на стінці варто підбирати вище, ніж граничне значення, або ж максимально близьким до граничного, якщо досягти граничного значення неможливо. Температура поверхні стінки повинна бути нижче граничного значення, або ж мінімальною. Якщо ж умови по запобіганню утворення забруднень неможливо виконати, доцільно обчислити асимптотичний термічний опір забруднень

за моделлю й використовувати це значення під час розрахунку ПТА.

Важливою особливістю запропонованого способу прогнозування забруднень є те, що дотичне напруження стінки обчислюється на основі формул для коефіцієнта тертя на основному гофрованому полі каналу ПТА (6). Для використання цього співвідношення потрібно знати тільки геометричні параметри основного гофрованого поля пластини – кут нахилу гофрування до поздовжньої осі пластини β і співвідношення геометричних розмірів гофрування γ , які можна виміряти на реальних пластинах.

Третій розділ присвячено результатам експериментальних досліджень та перевірці адекватності запропонованих напівемпіричних залежностей для гідравлічного опору, тепловіддачі й забруднення теплообмінної поверхні.

Експериментальні дослідження забруднення теплообмінної поверхні проводилися з використанням установки періодичної дії з ротором, яка розроблена в університеті Бата (м. Бат, Великобританія) на кафедрі хімічної інженерії. Принципіальна схема установки представлена на рис.3. В рамках дисертаційної роботи досліджено утворення відкладень водних розчинів сульфату кальцію й карбонату кальцію. Експериментальні дослідження проведено для вивчення впливу дотичного напруження стінки, температури поверхні й хімічного складу теплоносіїв на утворення забруднень. В рамках експерименту розглянуто три види поверхонь: гладку, зі спіральними канавками, і з виступаючою дровою спіраллю. Експерименти показали, що процеси утворення відкладень можуть бути загальмовані шляхом збільшення дотичного напруження на поверхні й поліпшення властивостей теплообмінної поверхні. Перевірено адекватність запропонованої моделі динаміки зміни концентрації відкладень із появою забруднень, викликаних кристалізацією.

На рис. 4 показано експериментальні зразки поверхонь, всі три мають однакові зовнішні діаметри. У ході експериментів робочі параметри змінювалися в наступних діапазонах: середня температура рідини - 50-60°C; середній тепловий потік - 30-152 кВт/м²; температура поверхні - 70-95°C; швидкість обертання ротора - 1-7 с⁻¹; тиск – 0,1-0,15 МПа.

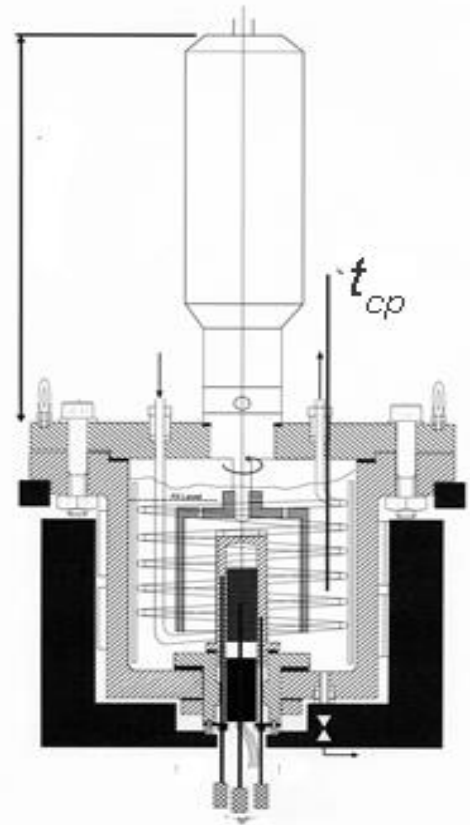
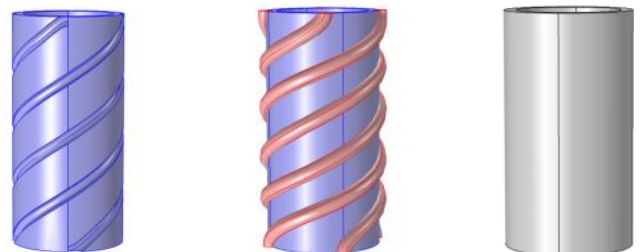


Рисунок 3 - Установка періодичної дії з ротором



а) патрубок зі спіральними канавками

б) патрубок з виступаючою дровою спіраллю

в) патрубок із гладкою поверхнею

Рисунок 4 - Поверхні експериментальних зразків

Наприкінці проведення кожного експерименту установка охолоджувалася й витягали експериментальний зразок. Після сушіння зразок закріплювався в V-подібному блоці й поміщався на вимірювальну площину пристрою ProScan 2000. Поверхня експериментального зразку сканувалася лазерним оптичним сенсором для виміру товщини шару відкладень на поверхні патрубку.

При проведенні експерименту та аналізі отриманих результатів вжито тривимірну геометричну модель. Граничні умови: пристінні залежності для всіх поверхонь розділу метал-рідина, джерело тепла для прикордонного шару на поверхнях нагрівачів, та змінна температура залежно від позиції знизу нагору для охолоджуваного елемента.

Фізична модель являє собою неізотермічний потік при турбулентному режимі. Турбулентні потоки усередині установки мають вихровий характер, тому для проведення CFD моделювання використовувалася модель *Realizable k-ε*.

На рис. 5 представлено поле температур в установці, отримане за допомогою CFD-моделювання при наступних умовах змішування: теплове навантаження - 130 Вт; швидкість обертання - 300 обертів у хвилину; середня температура рідини - 55°C.

Залежність рівня забруднень від швидкості обертання ротора для експериментальних зразків при середній температурі рідини 55°C представлено на рис. 6 (1 – гладка поверхня, 2 – патрубок з поглибленнями, 3 – патрубок з виступаючим дротом).

Рівні відкладень на патрубках зі спіральною поверхнею (і з поглибленнями, і з виступаючим дротом) виявилися нижче, ніж на патрубках із гладкою поверхнею. На поверхні з виступаючою дротовою спіраллю рівні забруднень виявилися мінімальними. Таке зменшення рівня утворення відкладень на вдосконалених поверхнях обумовлено більш високою турбулентністю, викликаною додаванням дроту або ж нанесенням спіральних поглиблень. Як показано на рис. 7, дотичне напруження вище для поверхні зі спірально навитим дротом, ніж для гладкого патрубка.

Для випадку патрубків з удосконаленнями, середнє значення дотичного напруження було вище, ніж для патрубка із гладкою поверхнею, а також з поглибленнями, як показано на рис. 8. При обмеженій кількості даних для різних поверхонь, з узагальнюючої залежності можна виділити той рівень значень дотичного напруження при кристалізаційних відкладеннях солей кальцію, яких необхідно дотримуватися для створення теплообмінних поверхонь.

У результаті проведення експерименту підтверджено зроблене припущення щодо рівню утворення відкладень, який є обернено пропорційний дотичному напруженню на стінці. Визначено, що зразок з удосконаленою поверхнею, аналогічною гофруванню пластини, має мінімальні забруднення. Експерименти показали, що

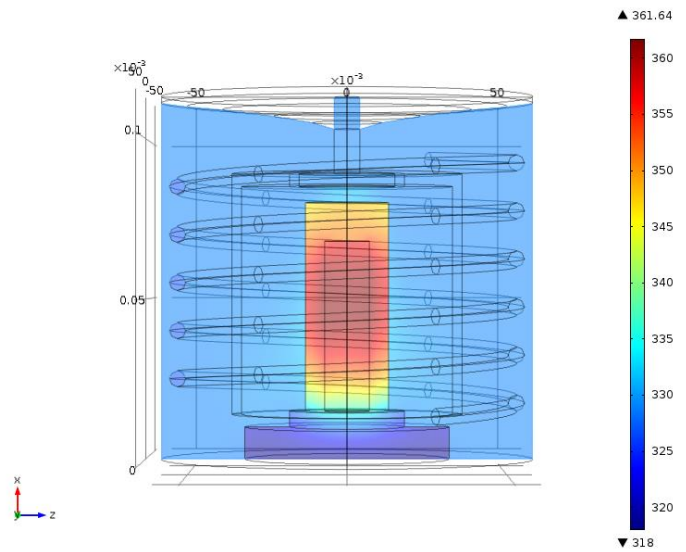


Рисунок 5 - Температурне поле в установці

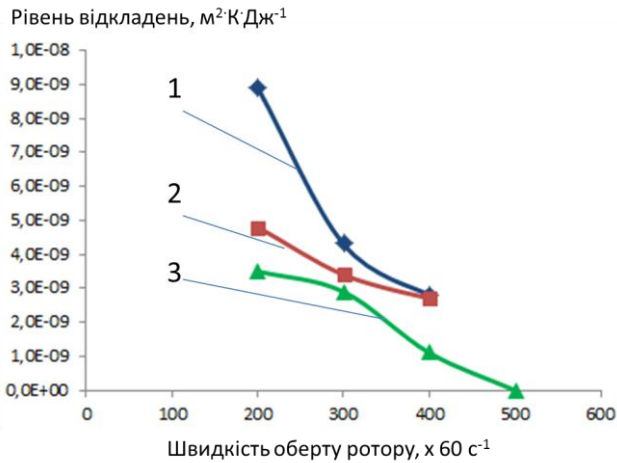


Рисунок 6 - Рівні забруднень на досліджуваних поверхнях

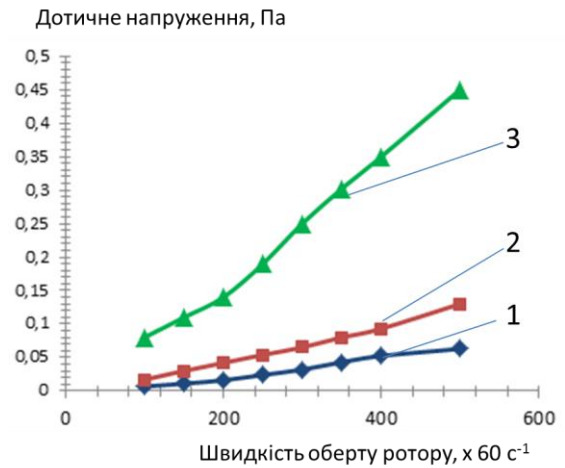


Рисунок 7 - Середні значення дотичного напруження на досліджуваних поверхнях

утворення накипу солей кальцію доцільно зменшити шляхом підвищення турбулентності, а саме вдосконаленням поверхні: додаючи виступи або зробивши спіральні канавки в теплообмінній поверхні. Це означає, що зменшення відкладень досягається шляхом використання гофрованої теплообмінної поверхні, або додаючи вставки в труби.

Для підтвердження адекватності напівемпіричних залежностей тепловіддачі й гідравлічного опору в каналах сітчасто-потокowego типу проводилися чисельні експерименти з CFD моделюванням з використанням обчислюваного обладнання кафедри хімічної інженерії університету Аристотеля (м. Салоніки, Греція). Для проведення експериментів в рамках дисертаційної роботи використовувалися результати експериментів, проведені співробітниками кафедри інтегрованих технологій, процесів та апаратів на установці пластинчастого конденсатору, конструкцію якого представлено на рис. 9. Установка складається із чотирьох пластин довжиною 1000 мм і шириною 220 мм. Всі пластини з гофруванням трикутного типу, при цьому крок гофрування $s = 18$ мм; висота гофрування $h = 5$ мм, кут нахилу гофрування до вертикальної осі пластини $\beta = 45^\circ$. Ці пластини встановлені разом між двома теплоізольованими пластинами (рис. 10) і утворюють три однакових канали (рис. 9).

У середній канал подавалася пара, що конденсувався на стінках пластини. В інших двох каналах теплоносієм була вода. В одному з каналів вода нагрівалася насиченою паром із центрального каналу, у той час, як всі інші стінки каналу були теплоі-

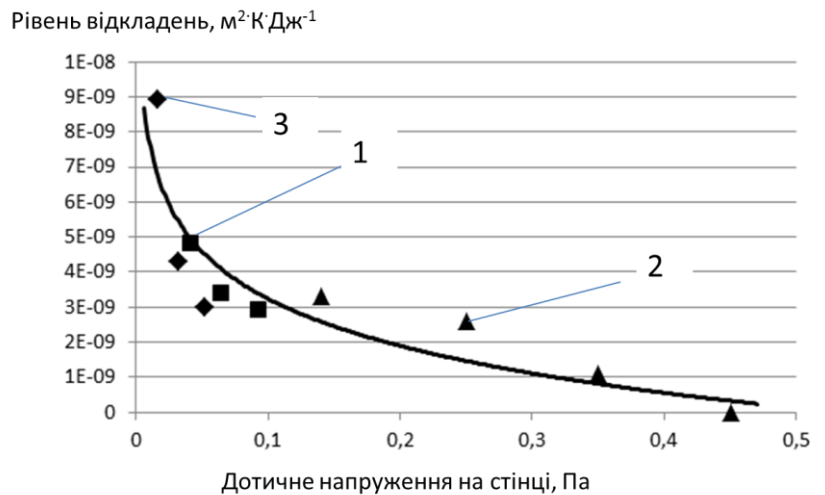


Рисунок 8 - Загальні залежності початкового рівня відкладень від дотичного напруження на поверхні для досліджуваних поверхонь

зольованими. Температура води на вході й виходах вимірялася за допомогою мідь-константанових термопар з точністю вимірів $\pm 0,1^\circ\text{C}$, а витрата води – за допомогою каліброваного витратоміру. Витрата конденсату розраховувалася шляхом виміру кількості, що скопились за деякий період у каліброваній ємності. Відхилення по тепловому балансу для обох сторін не перевищували $\pm 5\%$.

При чисельному моделюванні теплопередачі й перепаду тиску розглядався один водний канал, для якого з однієї сторони задане обмеження по температурі уздовж довжини пластини. Формалізацію геометричної форми й розмірів каналів розглянутої пластини представлено на рис. 11.

CFD моделювання проводилось з використанням програмного забезпечення ANSYS 14.0, для співвідношення тискшвидкість використовувався *SIMPLEC* алгоритм.

Для моделювання руху рідини в каналах застосовано модель турбулентності *SST* (транспортна $k-\omega$ модель поверхня-натяг), що є найбільш прийнятною для моделювання потоків усередині каналів такого типу. Використовувалася неструктурована сітка, що складається із чотирьох-, шести- кутних і призматичних елементів, для вибору оптимального розміру сітки проводилося дослідження її залежностей.

При визначенні дотичного напруження на стінці в каналах сітчасто-потоківому типу використовувався підхід CFD моделювання, заснований на характерному трансляційному елементі (Representative Elementary Unit (REU)). REU являють собою найменші елементарні частки, повторення яких і утворюють канал. У цьому випадку для побудови складної геометрії каналу, моделювання параметрів виробляється на основі сегментів перетину каналу. Такий підхід використовує дуже малі елементарні осередки й, отже, більш точно обчислення додаткових потоків і процесів у прикордонному шарі.

Періодичні граничні умови використовувалися між двома гранями входу й виходу,

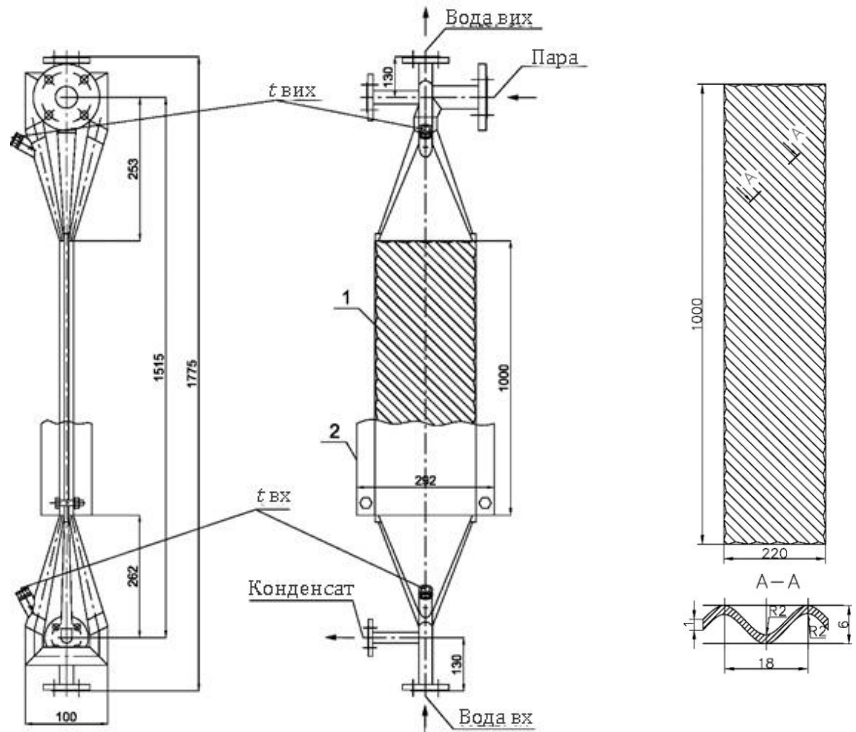


Рисунок 9 - Експериментальна установка пластинчастого конденсатора (всі розміри наведено в мм):

- 1 – модель, що тестується;
- 2 - теплоізоляовані пластини

Рисунок 10 – Схема експериментальної пластини

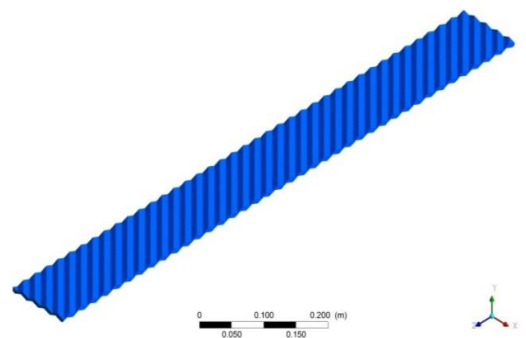


Рисунок 11 - Формалізація геометричної форми пластини

у той час як для інших сторін елементарної частки застосовано граничні умови без проковзування (рис. 12).

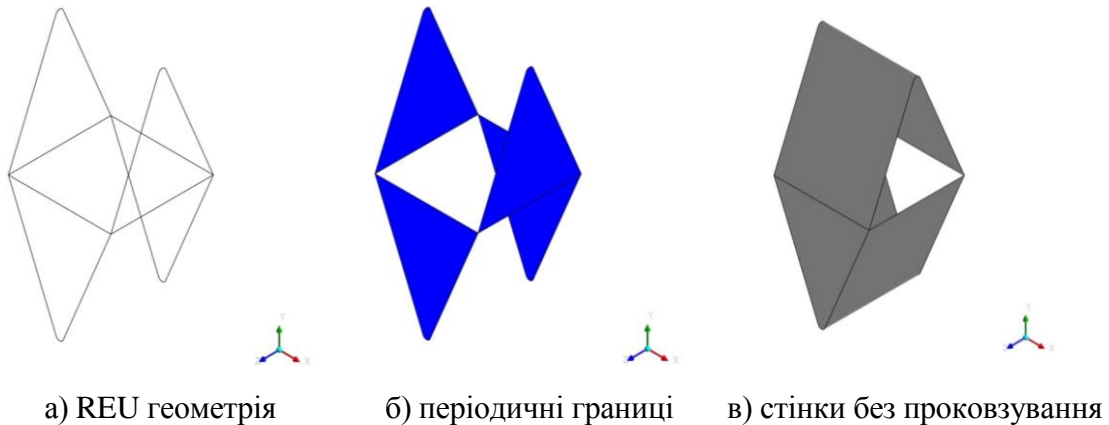


Рисунок 12 - Характерний трансляційний елемент (REU)

Для переходу між границями періодичності, застосовувався алгоритм масової витрати при зміні тиску доти, поки масова витрата не сходилася до заданої граничної умови. Підхід REU застосовано не тільки для визначення середнього значення дотичного напруження на стінці каналу, але й для визначення локальних значень дотичних напружень на гофрованій стінці, що є важливим для прогнозування відкладень на теплообмінній поверхні.

Таблиця 1 - Порівняння даних CFD моделювання та експериментальних досліджень теплопередачі у ПТА без врахування розподільних зон

Номер експерименту	1	2	3	4
Витрата води, кг/с	0,596	0,772	0,833	0,283
Середня швидкість у каналі, м/с	0,56	0,73	0,79	0,27
Число Рейнольдса	17,750	25,450	27,650	8,900
Температура пари на вході, °С	113,4	107,4	102,4	101,1
Температура пари на виході, °С	108,4	104,9	102,1	101
Температура води на вході, °С	82,9	97,7	98,6	94,4
Обмірюване значення температури води на виході, °С	95,6	101,8	100,5	98,6
Значення води на виході, отримане за допомогою CFD, °С	96,6	101,8	100,4	98
Різниця між експериментальними й обчисленими значеннями, %	1,1	0	0,1	0,6
Перепад тиску за формулою (1), кПа	5,29	8,53	9,81	1,34
Перепад тиску при CFD-моделюванні, кПа	5,17	8,95	10,39	1,35
Різниця між експериментальними й обчисленими значеннями, %	2,3	4,7	5,6	0,3
Падіння тиску з урахуванням зон розподілу каналів (CFD), кПа	10,41	16,87	19,53	2,59

При CFD моделюванні проведено 4 експерименти з різними значеннями витрати води, дані яких представлені в табл. 1.

Результати CFD моделювання показали гарну погодженість із експериментальними даними в діапазоні чисел Рейнольдса від 8900 до 27650. Розраховане значення температури води на виході має відхилення від експериментальних максимум на 1,1%. Перепад тиску, отриманий при CFD моделюванні, рівнявся за величиною обчисленому за напівемпіричною залежністю (1). Максимальне відхилення склало 5,6%, що потрапляє у межі для адекватності з імовірністю 95%.

У ході наступної серії експериментів досліджено вплив розподільних зон пластини на тепло-гідравлічні характеристики каналів ПТА. Для цього при формалізації пластини блокувалася частина перетину каналу на вході й на виході для одержання ефекту розподільних зон. Результатом цього стало збільшення перепаду тиску в каналі приблизно у два рази, і значення наблизилися до величин, отриманим відповідно до узагальнюючих залежностей А. Канаріса та Х. Мартіна для промислово вироблених пластин. Відповідно до результатів CFD моделювання, можна зробити висновок, що вплив розподільних зон становить 50% від загального перепаду тиску.

Обґрунтовано, що вплив розподільних зон у пластинчастих теплообмінних апаратах на теплопередачу менший, ніж на гідравлічний напір. Тому, можна констатувати, що під час проектування пластинчастих теплообмінних апаратів особливу увагу необхідно приділяти розподільним зонам, вплив яких на перепад тиску значно більше, ніж на інтенсифікацію теплопередачі в апараті. Розбіг розрахункових значень з одержаними за CFD моделлю становить не більш 6%. Отже, сукупність рівнянь (1), (4), (5) може застосовуватися для визначення гідравлічного опору комерційних ПТА, тому що він визначає перепад тиску на основному гофрованому полі і на розподільних ділянках входу й виходу.

Дотичне напруження стінки є однією з визначальних характеристик процесу конвекційного переносу тепла на ділянках потоку поблизу стінки каналу. Втрати тиску в каналі ПТА складної геометричної форми включає втрату тиску через тертя об стінку каналу й опору форми за рахунок відриву та зміни напрямку руху течії. Для плинів поблизу гладкої поверхні стінки запропоноване співвідношення (7) для розрахунку дотичного напруження на цій стінці, використовуючи коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці довжини каналу ПТА згідно (1). Для CFD моделювання використовувався метод REU. У табл. 2 представлено дані CFD моделювання та значення, отримані відповідно до залежності (7).

Таблиця 2 - Порівняння значень дотичного напруження стінки згідно CFD моделі й відповідно до залежності (6)

Номер експерименту	1	2	3	4
Дотичне напруження стінки по формулі (6), Па	7,5	11,7	13,3	2,1
Дотичне напруження стінки (CFD), Па	7,0	11,4	12,0	2,2
Неузгодженість отриманих значень, %	7,3	2,0	10,1	6,3

Як видно з табл. 2, відхилення результатів обчислень за формулою (7) від CFD моделі знаходиться в межах $\pm 10\%$. Виходить, дотичне напруження може бути обчислене згідно (7), адекватна оцінка якого важлива при прогнозуванні тепло-гідравлічних характеристик ПТА та при прогнозуванні забруднення теплообмінної поверхні. Це є

дуже важливим аспектом практичного застосування представленої моделі для проектування промислових апаратів і розрахунку термічного опору забруднень. На основі даних по розподілу дотичного напруження усередині каналів, прогнозується утворення відкладень на теплообмінній поверхні та є можливість розробити пластини з більш високою теплопередачею.

Виконано порівняння запропонованих напівемпіричних залежностей для гідравлічного опору, тепловіддачі й утворення забруднень на теплообмінній поверхні з даними експериментальних досліджень тепло-гідравлічних параметрів каналів сітчастопотокового типу, представлених фахівцями у галузі теплообміну. Для коректного зіставлення даних різних робіт використано єдиний підхід, і всі параметри математичних і експериментальних залежностей приведено до одного виду для можливого адекватного порівняння представлених величин.

Порівняння з даними показали, що помилка розрахунку гідравлічного опору й тепловіддачі, прогнозованої за виразами (1)-(5), не перевищує 15 % при наступних діапазонах параметрів гофрування: β від 14° до 65° ; γ від 0,5 до 1,02; F_x від 1,14 до 1,5. Результати розрахунків справедливі для чисел Рейнольдса від 100 до 25000 для обох видів гофрувань: синусоїдальної й трикутної з округленими вершинами. Порівняння з даними для деяких комерційних пластин також дало гарні результати, але для кутів β нижче 30° повинно бути зроблене обмеження для відношення довжини пластини до еквівалентного діаметра ($L_p / d_e < 100$).

Точність запропонованої залежності (12), заснованої на модифікації трьохшарової аналогії переносу тепла та імпульсу, підтверджено в результаті порівняння з експериментом і даними А. Мюлея, Р. Мангліка, Р. Богаерта та Д. Довіча. Рівняння дозволяє розрахувати тепловіддачу при турбулентному русі рідини в каналах ПТА в діапазоні чисел Прандтля від 0,5 до 10^4 . Це дозволяє розширити діапазон розрахунків порівняно з попередніми за умови застосування методики одержання статистичних кореляційних залежностей. Співвідношення придатне для розрахунку окремих ПТА для хімічної та суміжної галузей промисловості та при оптимізації енергозберігаючих рекуперативних систем із ПТА.

У четвертому розділі запропоновано підхід щодо проектування ПТА, який складається з методики визначення конструктивних параметрів пластини з інтенсифікацією тепловіддачі й методики визначення конструктивних параметрів багатоходових ПТА для заданих умов роботи апарату.

При впровадженні поновлюваних джерел енергії та комбінованих установок виробництва енергії й тепла в існуючі хімічні виробництва й підприємства комунального сектора, виникають нові можливості їхньої інтеграції в ці системи. При використанні теплообмінного устаткування в таких системах з'являється необхідність дотримання мінімальної різниці температур при раціональних розмірах. Відмінною рисою проектування ПТА є те, що відповідність конкретним вимогам технологічного процесу досягається шляхом оптимального вибору теплообмінної поверхні за рахунок комбінування різних типів пластин і визначення їхньої кількості в апараті. Дана обставина впливає на вартість виробництва цього устаткування та його матеріалоемність.

Першим етапом проектування є вибір найкращої геометрії пластин в апараті. Методика визначення конструктивних параметрів пластин з інтенсифікацією тепловіддачі базується на математичній моделі теплообміну й гідродинаміки в каналах ПТА, представленої виразами (1)-(12). В результаті знаходиться оптимальна площа теплообмінної поверхні й довжина пластини, виходячи з умов роботи теплообмінного

апарату.

Умови роботи теплообмінного апарату визначаються наступними параметрами: t_{11} , t_{12} – температури на вході і на виході гарячого теплоносія, t_{21} , t_{22} – температури на вході і на виході холодного теплоносія, °С; G_1 , G_2 – масова витрата гарячого й холодного теплоносія відповідно, кг/с; ΔP_1^o , ΔP_2^o – припустимі перепади тиску з боку гарячої і холодної сторін, відповідно, Па.

Теплове навантаження теплообмінного апарату повинно бути не менш, ніж задане

$$Q = (t_{11} - t_{12}) \cdot c_{p1} \cdot G_1 = (t_{22} - t_{21}) \cdot c_{p2} \cdot G_2, \quad (21)$$

де c_{p1} і c_{p2} – теплоємності гарячої й холодної рідини, Дж/(кг·К); ρ_1 і ρ_2 – щільність теплоносіїв, кг/м³.

При підборі ПТА завдання зводиться до вибору теплообмінного апарату з мінімальною площею теплообмінної поверхні, який би задовольняв заданим режимам роботи. Якщо умови перепаду тиску для гарячого теплоносія строго задоволені, то

$$\frac{L_F}{b} = \frac{4}{\zeta_1(w_1)} \cdot \left(\frac{\Delta P_1^o}{\rho_1 \cdot w_1^2} - \zeta_{DZ} \right), \quad (22)$$

де w_1 – швидкість потоку гарячого теплоносія в каналах ПТА, м/с; ζ_{DZ} – значення, обчислене відповідно до співвідношення (5), а $\zeta_1(w_1)$ – значення, обчислене відповідно до співвідношення (1) за цієї швидкості потоку.

Оскільки площа теплообмінної поверхні розподільних ділянок пластини становить 15 % від всієї теплообмінної поверхні пластини, площа поверхні однієї пластини складає

$$F_{pl} = L_F \cdot W \cdot F_x / 0,85. \quad (23)$$

Необхідною умовою використання проектуємого ПТА для зазначеного режиму роботи є вимога до кількості одиниць теплопереносу NTU^o . Для того, щоб ПТА як можливо точніше задовольняв заданому режиму роботи, кількість одиниць теплопереносу повинна збігатися зі значенням, яке відповідає режиму роботи апарату. Отже, довжина пластини, що задовольняє цій вимозі визначається

$$\frac{L_F}{b} = \frac{NTU^o \cdot 0,85 \cdot c_{p1} \cdot w_1 \cdot \rho_1}{2 \cdot k \cdot F_x}. \quad (24)$$

Коли задоволені умови й для теплового навантаження, і для втрати напору гарячого теплоносія, рівняння (22) і (24) утворять систему двох алгебраїчних рівнянь із двома невідомими L_F і w_1 . Виключивши параметр L_F / b , одержуємо одне рівняння з одним невідомим w_1 , котре визначає оптимальну швидкість теплоносія у теплообмінному апараті

$$w_1 = \sqrt{\frac{\Delta P_1^o}{\rho_1} \cdot \frac{1}{\zeta_{DZ}(w_1) + \zeta_1(w_1) \cdot \frac{NTU^o \cdot 0,85 \cdot c_{p1} \cdot w_1 \cdot \rho_1}{8 \cdot k(w_1) \cdot F_x}}}, \quad (25)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); $f_{ch} = W \cdot b$ – площа поперечного перетину каналу, м²; W – ширина каналу, м; F_{pl} – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, м².

Коефіцієнт теплопередачі k обчислюється згідно співвідношення

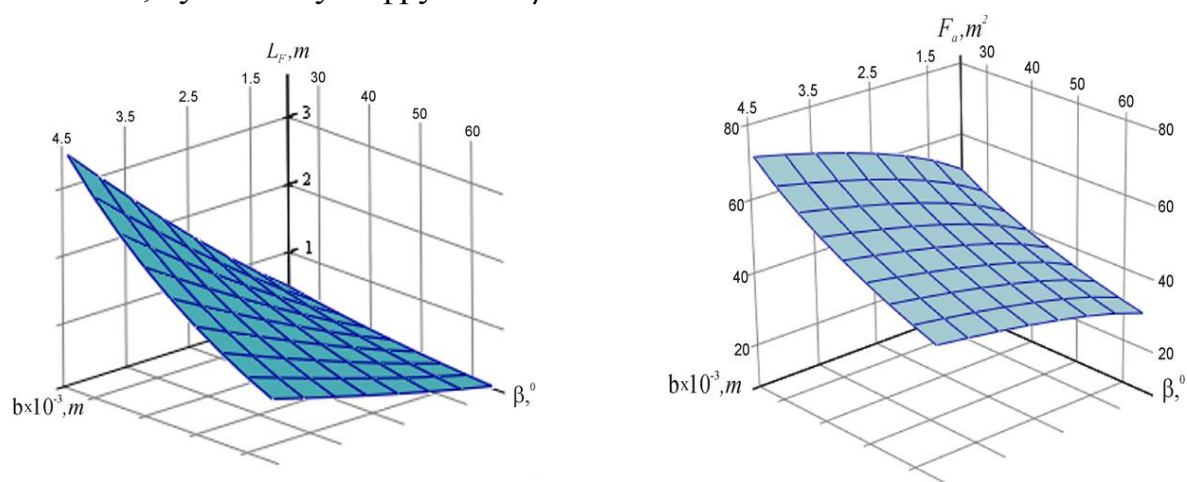
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_{foul}, \quad (26)$$

де δ_w – товщина стінки, м; λ_w – теплопровідність матеріалу стінки, Вт/(м·К); R_{foul} – термічний опір забруднень згідно залежності (18), (м²·К)/Вт; h_1 і h_2 – коефіцієнти тепловіддачі для гарячого та холодного потоків відповідно, Вт/(м²·К).

Нелінійне алгебраїчне рівняння (25) вирішується чисельно за допомогою ітераційного методу. Рішення дає швидкість потоку в каналах, що, згідно залежності (22), відповідає деякій довжині пластини, для якої задані теплове навантаження й перепад тиску по одній зі сторін повністю задоволені. Результатом є фіксовані параметри гофрування для заданих умов роботи апарата, при яких повністю реалізується перепад тиску, і досягається максимальне значення коефіцієнту теплопередачі й мінімальна площа теплообмінної поверхні. Отримані результати визначають вплив геометричних параметрів гофрування пластини на можливість ПТА з мінімальною теплообмінною поверхнею задовольняти заданому режиму роботи.

На рис. 13 зображено результати обчислення конструктивних параметрів пластин для наступних умов експлуатації апарату: температури на вході і виході гарячого теплоносія $t_{11}=120^\circ\text{C}$; $t_{12}=75^\circ\text{C}$; температури на вході і виході холодного теплоносія $t_{21}=70^\circ\text{C}$; $t_{22}=95^\circ\text{C}$; теплове навантаження $Q=3000$ кВт; припустимі перепади тиску по гарячій і холодній стороні відповідно $\Delta P_1=20$ кПа; $\Delta P_2=70$ кПа.

В результаті одержано замкнену множину значень довжини гофрованого поля L_F , м та відповідну множину значень площі теплообмінної поверхні однієї пластини F_a , м². З цих значень необхідно знайти мінімальну площу поверхні ПТА при обмеженнях з боку конструктивних параметрів апарату, яка буде відповідати деякій довжині пластини з визначеними значеннями геометричних параметрів гофрування пластини. Варіант такого аналізу подано у табл. 3. При мінімальній довжині пластини кут нахилу складає $\beta=65^\circ$, але при розрахунках не задовольняється обмеження щодо кількості пластин даного виду в одному апараті. З інших варіантів множини, які задовольняють конструктивним обмеженням, отримано оптимальну площу теплопередачі в апараті $F_{a2}=42,4$ м², при цьому треба використовувати 109 пластин з довжиною $L_F=700$ мм і наступними геометричними параметрами гофрування: висота гофрування $b=2$ мм; кут нахилу гофрування $\beta=50^\circ$.



а) для довжини гофрованого поля

б) для площі однієї пластини

Рисунок 13 - Залежність конструкції теплопередаючої поверхні від висоти гофрування b та куту нахилу до вертикальної осі пластини β

Наступним етапом проектування є одержання оптимальних конструктивних параметрів ПТА з урахуванням кількості ходів та застосування пластин з різним гідравлічним опором. При цьому запропоновано узагальнюючу матрицю альтернативних рішень, що дозволяє врахувати впливи організації ходів в апараті. Розміри ПТА представлено у формі математичного завдання пошуку мінімального значення для неявно вираженої нелінійної дискретної / безперервної цільової функції з обмеженнями у вигляді нерівностей.

Стандартний розбірний пластинчастий теплообмінний апарат складається з пакетів гофрованих теплообмінних пластин, стягнутих між нерухливою й притискною плитами за допомогою стяжних болтів. Пластини улаштовано ущільненнями, які запобігають протіканню, відокремлюють потоки й організують їхній розподіл по міжпластинчастим каналам. У багатоходовому теплообмінному апараті пластини комплектуються по групах з паралельними каналами.

Розподіл температури в ходах неоднорідний, тому в різних групах можуть виникнути й протитечія і протитечія.

Беручи до уваги ці допущення, пластинчастий теплообмінний апарат розглядається як сукупність одноходових блоків пластин. Умови для всіх каналів у такому блоці однакові. На рис. 14 наведено випадок організації в одному апараті трьох ходів для гарячого потоку ($X_1=3$) і двох ходів для холодного потоку ($X_2=2$). Теплообмінна поверхня одного блоку дорівнює $F_b=F/(X_1X_2)$, де F – загальна теплообмінна поверхня ПТА. Зміна температури гарячого потоку в кожному блоці – δt_i , $i=1,2,\dots,6$.

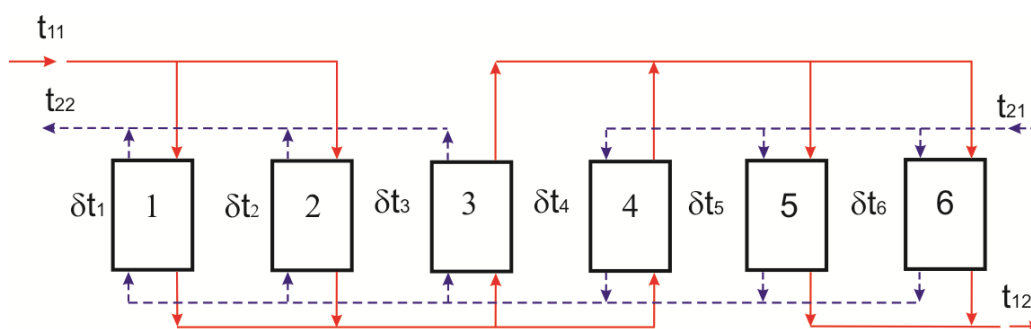


Рисунок 14 - Подання ПТА у вигляді пакетів пластин ($X_1=3$, $X_2=2$)

Загальна кількість блоків – $n_b=X_1X_2$, і кількість одиниць теплопереносу в одному блоці, розраховану для гарячого потоку визначається згідно залежності

Таблиця 3 - Аналіз отриманих результатів для різних значень конструктивних параметрів гофрування

Кут нахилу	Висота гофрування		
	$b = 1,5$ мм	$b = 2$ мм	$b = 2,5$ мм
$\beta = 65^\circ$	$F_{a1} = 6,06 \text{ м}^2$ $F_{a2} = 30,28 \text{ м}^2$	$F_{a1} = 6,43 \text{ м}^2$ $F_{a2} = 32,15 \text{ м}^2$	$F_{a1} = 6,74 \text{ м}^2$ $F_{a2} = 33,72 \text{ м}^2$
$\beta = 37^\circ$	$L_F = 710$ мм $F_{p11} = 0,37 \text{ м}^2$ $F_{a2} = 42,4 \text{ м}^2$ 115 пластин	-	-
$\beta = 50^\circ$	-	$L_F = 700$ мм $F_{p11} = 0,35 \text{ м}^2$ $F_{a2} = 38 \text{ м}^2$ 109 пластин	$L_F = 910$ мм $F_{p11} = 0,61 \text{ м}^2$ $F_{a2} = 39,6 \text{ м}^2$ 65 пластин

$$NTU_b = U_b \cdot F_b \cdot X_2 / (G_1 \cdot c_1), \quad (27)$$

де U_b – коефіцієнт теплопередачі в блоці, Вт/(м²·К); G_1 – масова витрата теплоносія, що гріє, кг/с; c_1 – середня питома теплоємність теплоносія, що гріє, Дж/(кг·К).

При виконанні умови $G_1 \cdot c_1 / X_2 < G_2 \cdot c_2 / X_1$, значення ефективності теплопередачі в блоці ε_b встановлюється за формулами для протитечії та прямотечії відповідно:

$$\varepsilon_b = \frac{1 - \exp(NTU_b \cdot R_b - NTU_b)}{1 - R_b \cdot \exp(NTU_b \cdot R_b - NTU_b)}; \quad \varepsilon_b = \frac{1 - \exp(-NTU_b \cdot R_b - NTU_b)}{1 + R_b}, \quad (28)$$

де $R_b = G_1 \cdot c_1 \cdot X_1 / (G_2 \cdot c_2 \cdot X_2)$ – відношення водних еквівалентів теплоносіїв через блок; G_2 – масова витрата холодного теплоносія, кг/с; c_2 – середня питома теплоємність холодного теплоносія, Дж/(кг·К).

Для кожного блоку існує співвідношення, що описує взаємозв'язок між зміною температури в окремо взятому блоці й зміною температур у всіх блоках ПТА. Аналіз отриманих результатів показує, що для будь-якої кількості ходів в апарату, можна представити систему рівнянь у матричному виді

$$[Z][\delta t_i] = [\varepsilon_{bi} \Delta], \quad (29)$$

де δt_i – вектор-стовпець падінь температур у блоках; $\varepsilon_i \Delta$ – вектор-стовпець правих частин системи; Z – матриця коефіцієнтів системи.

Коли кількість каналів визначено, кількість пластин N_{pl} з розрахунку застосування деякій кількості пластин різного типу для гарячої та холодної сторони, розраховується відповідно до співвідношення

$$N_{pl} = \sum_{i=1}^{X_1} (n_{x1i} + n_{y1i}) + \sum_{j=1}^{X_2} (n_{x2i} + n_{y2i}) + 1. \quad (30)$$

Загальна площа теплообмінної поверхні ПТА (без врахування двох крайніх пластин) становить

$$F_{PHE} = (N_{pl} - 2) \cdot F_{pl}, \quad (31)$$

де F_{pl} – теплообмінна поверхня однієї пластини, м².

Вищенаведені алгебраїчні рівняння (27)-(31) описують співвідношення між параметрами ПТА та процес теплопередачі усередині апарату. Ці співвідношення являють собою математичну модель проектування конструктивних параметрів ПТА, а її рішенням є обчисленні зміни температури й тиски потоків теплоносіїв усередині пластинчастого теплообмінного апарата.

Наступним етапом є аналіз і оптимізація отриманих даних. Завдання визначення оптимального розміру ПТА вимагає знайти характеристики пластини, визначити кількість ходів, і підібрати необхідну кількість пластин з певним гофруванням, які щонайкраще підходили б для використання в конкретних робочих умовах. Методика визначення параметрів багатоходових ПТА ґрунтується на методиці визначення конструктивних параметрів пластини з інтенсифікацією тепловіддачі.

Завдання вибору ПТА зводяться до наступного. Для певних умов, при заданих температурах і витратах обох теплоносіїв, спочатку визначаються конструктивні параметри й гофрування пластини згідно (22), (24), (25), потім необхідна площа теплообмінної поверхні F_{PHE} обчислюється згідно (27)-(31). Результатом є неявна функція від типу пластини T_{pl} , кількості ходів в апарату X_1 , X_2 , і компонуванням пластин з різним профілем гофрування N_H , N_L . Оптимізація ПТА пов'язана із завданням відшукування мінімуму наступної цільової функції

$$F_{PHE} = f(T_{pl}, X_1, X_2, N_H, N_L). \quad (32)$$

Обмеження цільової функції (32), що накладаються умовами експлуатації ПТА, а також конструктивними особливостями ПТА, мають наступний вигляд:

1. Теплове навантаження Q повинна бути не менш необхідного значення Q^0

$$Q \geq Q^0, \text{ або } \Delta t_1 \geq \Delta t_1^0; \quad (33)$$

2. Перепади тиску повинні бути в рамках припустимих перепадів тиску для теплоносіїв:

$$\Delta p_1 \leq \Delta p_1^0; \quad \Delta p_2 \leq \Delta p_2^0; \quad (34)$$

3. Швидкість потоків у портах w_{port} , повинна бути від 5 до 7 м/с, згідно рекомендацій різних виробників.
4. Втрати тиску в портах і колекторах Δp_{p-c} у порівнянні із загальним перепадом тиску для обох потоків

$$(\Delta p_{p-c} / \Delta p)_{1,2} \leq 0,3; \quad (35)$$

5. Кількість пластин на одній рамі не повинне перевищувати максимально допустимого значення для кожного виду пластин ПТА $n_{max}(T_{pl})$

$$N_H + N_L \leq n_{max}(T_{pl}); \quad (36)$$

6. У ПТА кількість каналів і їхня форма для обох сторін повинне бути однаковим, або відрізнятися максимум на один канал:

$$abs \left[\sum_{i=1}^{x_1} n_{x1i} - \sum_{j=1}^{x_2} n_{x2i} \right] \leq 1; \quad abs \left[\sum_{i=1}^{x_1} n_{y1i} - \sum_{j=1}^{x_2} n_{y2i} \right] \leq 1. \quad (37)$$

Аналіз співвідношень (27)-(37), показує, що дана модель являє собою математичне завдання відшукування мінімального значення неявно заданої дискретної/безперервної нелінійної цільової функції з обмеженнями у вигляді нерівностей. Застосовано алгоритм, який ґрунтується на тому факті, що оптимальне рішення повинне перебувати усередині деяких границь безлічі рішень, які обмежені константами для перепаду тиску в апараті. Це завдання вирішується методом нелінійного програмування галузей і границь.

Дана методика може використовуватися для попередніх розрахунків ПТА при оптимізації окремих теплообмінних апаратів, або теплообмінних апаратів у складі теплообмінних мереж при їхньому проектуванні або реконструкції. Це дозволить оцінити необхідну площу теплообмінної поверхні, а, отже, вартість апарату. При замовленні устаткування, виробник ПТА здійснює розрахунок кожного окремого апарату.

Розроблений комплексний науково-методичний і методологічний підхід для застосування теплообмінного устаткування з інтенсифікацією поверхні теплопередачі реалізований у якості DLL модуля програмного забезпечення int-HEAT, яке дозволяє визначати методи енергозберігаючої реконструкції тепло-технологічних систем хіміко-технологічних підприємств.

У п'ятому розділі наведені результати застосування результатів дослідження при енергозберігаючій реконструкції тепло-технологічних систем хімічних виробництв. Основним методом при енергозберігаючій оптимізації є метод інтеграції процесів, а запропонований комплексний науково-методичний підхід застосовується на стадії розрахунку теплообмінного устаткування рекуперативної системи.

Наведено оптимізацію процесу виробництва гіпофосфіту натрію. Аналіз існуючого технологічного процесу показав відсутність системи рекуперативного тепла. Тому потреба в рекуперативному теплі визначається методами інтеграції процесів. Запропоновано варіант реконструкції системи з використанням пластинчастих теплообмінних апаратів.

тів з інтенсифікацією тепловіддачі. Відзначено, що застосування інтеграції процесів і використання ПТА для виробництва гіпофосфіту натрію має великий потенціал енергозбереження. Економія в результаті застосування системи рекуперації енергії становить 56% в порівнянні з існуючим споживанням енергоносіїв. Рекуперація енергії складає 5367,2 кВт. Період окупності становить 14 місяців.

При енергоефективній оптимізації виробництва фосфорної кислоти визначена конструкція ПТА, необхідна для енергоефективної реконструкції цього виробництва. Результати отриманих розрахунків для першої й другої стадій охолодження концентрованої фосфорної кислоти представлено в табл. 4 і 5 відповідно. У цьому випадку досліджені пластини виробництва фірми «Alfa Laval» (Швеція).

Таблиця 4 - Результати розрахунків для першої стадії

Тип пластин	Організація каналів в апарату	Кількість пластин	Площа, м ²	Перепад тиску (гаряча сторона), кПа	Перепад тиску (холодна сторона), кПа
MH/L-ML/L	1×(9MH+4L) / 1×(9ML+4L)	27	6,48	65,93	98,45
MH-ML	1×13MH/1×14ML	28	6,72	79,5	98,91
H-H	1×24H/1×25H	50	12,00	61,96	93,22
L-L	1×20L/1×21L	42	10,08	21,6	31,42

Результати, представлені в табл. 4 дозволяють рекомендувати для охолодження концентрованої фосфорної кислоти на першій стадії одноходовий теплообмінний апарат, що складається з 27 пластин у компонуванні 1*(9MH+4L) / 1*(9ML+4L) із загальною площею теплообмінної поверхні 6,48 м².

Таблиця 5 - Результати розрахунків для другої стадії

Комбінація пластин	Організація каналів в апарату	Кількість пластин	Площа, м ²	Перепад тиску (гаряча сторона), кПа	Перепад тиску (холодна сторона), кПа
H/MH-H/ML	2×(49H+3MH) / 2×(49H+3ML)	209	50,16	34,5	48,33
MH-ML	3×41MH / (2×41ML+1×42ML)	248	59,52	37,45	46,84
H-H	2×53H/(1×53H+1×54H)	214	51,36	35,25	49,27
L-L	(1×38L+3×39L)/4×39L	312	74,88	40,44	49,29

Результати обчислень для другої стадії з різними варіантами компоновання пластин представлені в табл. 5. Переваги використання пластин різних типів в одному апараті більше очевидні для другої стадії, незважаючи на те, що для даних умов необхідно використовувати двоходові теплообмінні апарати. За результатами розрахунків, на дану позицію можна рекомендувати двоходові ПТА із площею теплообмінної поверхні $50,16 \text{ м}^2$ (209 пластин) з компонованням каналів $2*(49H+3MH)/ 2*(49H+3ML)$.

Визначено, що комбінування пластин з різною геометрією в одному апараті (виду H/MH-H/ML і MH/L-ML/L) дозволяє більш точно задовольнити заданим умовам. При цьому виходить мінімальна кількість пластин, а отже, і мінімальна площа теплообмінної поверхні, а умова по перепаду тиску для потоку задовольняється повністю.

Досліджено інтеграцію аміачного холодильного циклу в комунальне господарство. У цьому випадку запропоновано технологію утилізації низкопотенційного тепла, яке виробляється аміачними холодильними машинами в супермаркетах. Для аналізу використано методологію інтеграції процесів, що дозволяє знизити енергоспоживання й побудувати теплообмінну мережу з обліком мінімальної загальної наведеної вартості.

При проектуванні застосовано програмне забезпечення int-HEAT, що дозволяє моделювати інтеграцію процесів і містить модуль вибору ПТА, розроблений у рамках даної роботи. Результати, отримані на етапі вибору встаткування представлені в табл. 6. Порівняння процесу до та після інтеграції представлено в табл. 7. За проведеною оптимізацією пропонується додавання 8-ми нових ПТА, що, незважаючи на витрати, знизить енергоспоживання на 40%, і вкладення в даний проект реконструкції окупляться через 3 місяці.

На основі отриманих наукових результатів створено регулярний підхід щодо обґрунтованого вибору конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів з інтенсифікованою поверхнею теплопередачі. Методика розрахунку термічного опору від забруднень в апараті залежно від часу експлуатації дозволяє врахувати цей чинник на етапі проектування теплообмінного обладнання та вдосконалити систему експлуатації діючого устаткування.

Результати даного дослідження є перспективними для впровадження у нафтопереробної, газової, металургійної та інших галузях промисловості, а також при використанні поновлюваних джерел енергії. Розроблені науково-методологічні підходи придатні для інших видів компактних теплообмінних апаратів.

Таблиця 6 - ПТА для процесу після рекуперації

Номер ПТА	Площа, м^2	Навантаження, кВт	Мінімальне температурне наближення, $^{\circ}\text{C}$
1	14,34	608,1	5,00
2	1,07	90,9	76,17
3	18,05	196,3	5,85
4	6,04	256,3	10,49
5	0,70	13,3	18,01
6	9,21	556,2	45,87
7	2,11	169,3	68,76
9	0,17	15,3	90,56
10	0,62	40,6	63,02
11	4,91	214,1	19,99
14	0,73	57,3	76,83
16	0,30	25,6	81,12

Таблиця 7 - Порівняння техніко-економічних показників існуючого і запропонованого процесу

Параметр	Існуючий процес	Новий процес
Мінімальне температурне наближення, °С	5,00	5,00
Гарячі утиліти, кВт	1378,86	823,36
Холодні утиліти, кВт	1419,33	864,44
Вартість теплоносіїв, [грн/рік]	6083170,00	3639210,00
Кількість ПТА	4	12
Площа поверхні, м ²	30,06	58,25
Вартість поверхні теплопередачі, [грн]	31377,3	65476,5
Наведена вартість теплообмінної мережі, [грн/рік]	6983410,00	4266220,00

Розроблений комплексний науково-методичний та методологічний апарат для застосування теплообмінного обладнання з інтенсифікацією поверхні теплопередачі реалізований в якості DLL модуля програмного забезпечення int-HEAT, що дозволяє визначати методи енергозберігаючої реконструкції тепло-технологічних систем хіміко-технологічних підприємств.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі у результаті комплексного теоретико-експериментального дослідження вирішена науково-прикладна проблема розробки і створення інтегрованого науково-методичного та методологічного підходу для системного застосування енергозберігаючого теплообмінного обладнання на основі пластинчастих теплообмінних апаратів з інтенсифікацією поверхні в хіміко-технологічних та комунальних системах.

Отримані науково-практичні результати полягають у наступному:

1. На основі аналізу науково-технічних джерел виявлено, що для встановлення тепловіддачі та гідродинаміки в каналах сітчасто-поточного типу здебільшого застосовуються окремі емпіричні кореляційні залежності та геометрична форма каналу дуже впливає на їх вид. Обґрунтовано, що для проектування пластинчастих теплообмінних апаратів доцільним є створення узагальнюючих залежностей по гідравлічному опору та тепловіддачі для моделювання процесу тепловіддачі при всіх режимах роботи апаратів.

2. На основі аналізу основних чинників, які впливають на процес тепловіддачі в каналах сітчасто-поточного типу, встановлено, що узагальнюючими є геометричні характеристики каналів та форма гофрування теплообмінних пластин, а також режим руху рідини в каналі. Обґрунтовано, що гідравлічний опір, а отже, і тепловіддача в каналах пластинчастих теплообмінних апаратів визначаються формою гофрування та тепло гідравлічними характеристиками.

3. Отримано напівемпіричну формулу для визначення гідравлічного опору в каналах ПТА залежно від геометричних параметрів пластин, яка застосовується для турбулентного і ламінарного режимів течії рідини.

4. Розвинуто теоретичний підхід до моделювання процесів тепловіддачі. Отримана фізико-математична модель процесів тепловіддачі дозволяє адекватно

прогнозувати тепло-гідравлічні параметри ПТА, враховуючи перепади тиску на основному гофрованому полі та розподільних зонах пластини, які у комерційних пластин ПТА можуть становити до 50 % від загального перепаду тиску.

5. Отримано напівемпіричну залежність, яка визначає тепловіддачу розвиненого турбулентного потоку в залежності від значення дотичного напруження на стінці і геометричних параметрів теплообмінних пластин для каналів ПТА, утворених синусоїдальною та трикутною формами гофрування.

6. Набула подальшого розвитку теорія обліку забруднень теплообмінної поверхні на основі виявленого асимптотичного характеру процесу утворення відкладень на теплообмінній поверхні. Представлена математична модель прогнозування рівня забруднень залежить від дотичного напруження на стінці і дозволяє робити прогнози в каналах будь-якої геометричної форми.

7. Отримала подальшого розвитку теорія експлуатації теплообмінних апаратів на основі математичної моделі прогнозування рівня забруднень теплообмінного обладнання (утворення накипу та твердих відкладень) в тепло-технологічних процесах хіміко-технологічних виробництв і підприємств комунального господарства.

8. Розвинуто підхід до вибору конструктивних параметрів пластини з інтенсифікацією тепловіддачі. Запропоновано наукові основи вибору геометричних параметрів пластини: висоти гофри, куту нахилу гофрування і довжини пластини, що дозволяє проектувати пластини з інтенсифікованою поверхнею теплопередачі.

9. Запропоновано теоретично обґрунтовану методику розрахунку багатоходових ПТА з застосуванням пластин з різним гофруванням в одному апараті. Це дозволяє інтенсифікувати тепловіддачу в апаратах методом визначення геометричних параметрів теплообмінних пластин.

10. Розвинуто підхід до інтегрування ПТА з інтенсифікацією теплообміну в тепло-технологічні системи хімічних виробництв при їх енергозберігаючій реконструкції.

11. Результати дослідження запроваджено на підприємствах України: ПАТ «Філіп Морріс Україна» (м. Харків); Харківському національному університеті радіоелектроніки (м. Харків); ПАТ «Теплоенергетичний Центр Роганського Промвузла» (м. Харків); ТОВ «Будівельна компанія «Будцентр» (м. Київ); «Укртеплокому-енерго» (м. Київ); Українському науково-дослідному інституті олій та жирів НААН (м. Харків); АТ «Співдружність-Т» (м. Харків).

Результати роботи використовуються у навчальному процесі для підготовки фахівців за спеціальністю 8.05020202 «Комп'ютерно-інтегровані технологічні процеси та виробництва» в НТУ «ХПІ».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Арсеньева О.П. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении: монография / Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.О. КАПУСТЕНКО, Г.Л. ХАВИН, О.П. АРСЕНЬЕВА // Под ред. Г.Л. Хавина. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 448с. *Здобувачем запропоновані методики розрахунку ПТА.*

2. Арсеньева О.П. Тепловые насосы в системах теплоснабжения / Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.О. КАПУСТЕНКО, Г.Л. ХАВИН, О.П. АРСЕНЬЕВА // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХПІ», 2005. – №4. – с. 3–11. *Здобувачем обґрунтовано доцільність використання ПТА та проведено їх вибір та розрахунок.*

3. Арсеньева О.П. Анализ применения пластинчатого теплообменного оборудования в процессе производства экстракционной фосфорной кислоты / П.О. Капустенко, А.Ю. Перевертайленко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2008. – №2. – С. 130–145. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

4. Арсеньева О.П. Математическое моделирование и оптимизация разборных пластинчатых теплообменников / Л.Л. Товажнянский, П.О. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2009. – №2. – С. 17-25. *Здобувач використав методіку визначення оптимальної конструкції ПТА.*

5. Arsenyeva O. The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production / P. Kapustenko, S. Boldyryev, G. Khavin, O. Arsenyeva // Journal of Cleaner Production. – Elsevier, 2009. – Vol.17(10). – P. 951-958. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

6. Арсеньева О.П. Математическое моделирование пластинчатого конденсатора с переменным по длине сечением каналов / П.О. Капустенко, Т.Г. Бабак, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2010. – №4. – С. 23-29. *Здобувач розробив методіку встановлення теплогідрравлічних характеристик ПТА в залежності від геометрії каналу.*

7. Арсеньева О.П. Тепловые и гидромеханические характеристики пластин с меняющимся по длине пластины сечением канала / Л.Л. Товажнянский, О.Ю. Перевертайленко, О.П. Арсеньева, О.О. Долгоносова // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2010. – №3. – С. 27-30. *Здобувач визначив теоретичні підходи щодо встановлення тепло-гідрравлічних характеристик ПТА в залежності від геометрії каналу.*

8. Арсеньева О.П. Обобщенное уравнение для расчета гидравлического сопротивления каналов пластинчатых теплообменников // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2010. – №4. – С. 112-117.

9. Arsenyeva O. Process integration of sodium hypophosphite production / L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, L. Ulyev, S. Boldyryev, O. Arsenyeva // Applied Thermal Engineering. – Elsevier, 2010. – Vol. 30(16). – P. 2306-2314. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

10. Arsenyeva O. Computer Aided Design of Plate Heat Exchangers / O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, G. Khavin // Computer Aided Chemical Engineering. – Elsevier, 2010. – Vol. 28. – P. 1327-1332. *Здобувач розробив методіку встановлення теплогідрравлічних характеристик ПТА в залежності від геометрії каналу.*

11. Арсеньева О.П. Оптимизация пластинчатого теплообменника / А.В. Демирский, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева // Проблемы машиностроения, 2011. – № 14(1). – С. 37-46. *Здобувач визначив конструкційні параметри теплопередаючих пластин в апараті.*

12. Арсеньева О.П. Выбор оптимальных параметров двухступенчатых пласти-

нчатых подогревателей / А.В. Демирский, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2011. – №1. – С. 95-103. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА.*

13. Арсеньева О.П. Взаимосвязь переноса тепла и импульса в каналах пластинчатых теплообменных аппаратов // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2011. – №1. – С. 3-9.

14. Арсеньева О.П. Эффективные компоненты теплообменных систем для процессов конверсии техногенных отходов / Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, П.А. Капустенко, С.И. Бухкало, А.Ю. Перевертайленко, О.П. Арсеньева // Вісник НТУ «ХП». – Харків: НТУ "ХП", 2011. – № 21. – С. 3-12. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

15. Arsenyeva O. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries / O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, G. Khavin // Energy. – Elsevier, 2011. – Vol. 36(8). – P. 4588-4598. *Здобувач застосував методику встановлення оптимальних конструкційних параметрів пластин ПТА для апарату.*

16. Arsenyeva O. Investigation of the new corrugation pattern for low pressure plate condensers / L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, O. Perevertaylenko, G. Khavin, O. Arsenyeva // Applied Thermal Engineering. – Elsevier, 2011. – Vol. 31(13). – P. 2146-2152. *Здобувач визначив конструкційні параметри теплопередаючих пластин ПТА.*

17. Арсеньева О.П. Уменьшение образования отложений со стороны охлаждающей воды в пластинчатых теплообменных аппаратах промышленных предприятий // Вісник НТУ «ХП». – Харків: НТУ "ХП", 2012. – № 10. – С. 13-28.

18. Арсеньева О.П. Влияние геометрических параметров пластин и их гофрировки на тепло-гидравлические характеристики пластинчатых теплообменных аппаратов // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2012. – №2. – С. 68-75.

19. Арсеньева О.П. Практическая реконструкция системы подогревателей сахарного сока перед выпариванием / Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, А.В. Демирский, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2012. – №2. – С. 99-102. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА з інтенсифікацією тепловіддачі.*

20. Арсеньева О.П. Интеграция аммиачного холодильного цикла в тепловую систему зданий / С.А. Болдырев, Й.Я. Клемеш, Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, П.А. Капустенко, А.О. Гарев, О.П. Арсеньева // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХП", 2012. – №2. – С. 76-81. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

21. Арсеньева О.П. Анализ эффективности процессов утилизации спиртовой барды / Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, П.А. Капустенко, С.И. Бухкало, О.П. Арсеньева // Наукові праці ОНАХТ. – Одеса, 2012. – Вип. 41(2). – С. 13-19. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

22. Арсеньева О.П. Анализ работы пластинчатого подогревателя сахарного сока с учетом отложений / Т.Г. Бабак, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин,

О.П. Арсеньева // Наукові праці ОНАХТ. – Одеса, 2012. – Вип. 41(2). – С. 173-177. *Здобувач застосував методику прогнозування забруднень на тепло передаючій поверхні.*

23. Арсеньева О.П. Полуэмпирическая модель турбулентного теплопереноса при движении жидкости в каналах сетчато-поточного типа // Інтегровані технології та енергозбереження. — Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – №. 1. – С. 75-82.

24. Арсеньева О.П. Экстракция данных для установки кристаллизации гидролизной серной кислоты / П.А. Капустенко, А.О. Гарев, Д.С. Захаров, О.П. Арсеньева // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 9(983). – С. 126-130. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

25. Арсеньева О.П. Тепловая интеграция установки кристаллизации гидролизной серной кислоты / П.А. Капустенко, А.О. Гарев, Д.С. Захаров, О.П. Арсеньева // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 55(1028). – С. 131-138. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

26. Arsenyeva O.P. Heat integration of ammonia refrigeration cycle into buildings heating systems in buildings / S.A. Boldyryev, A.O. Garev, J.J. Klemeš, L.L. Tovazhnyansky, P.O. Kapustenko, O.Y. Perevertaylenko, O.P. Arsenyeva // Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2013. – Vol. 47(1). – С. 39-46. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

27. Arsenyeva O. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions / O. Arsenyeva, P. Kapustenko, L. Tovazhnyansky, G. Khavin // Energy, 2013. – Vol.57(1). – С. 201-207. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА з інтенсифікацією тепловіддачі.*

28. Arsenyeva O. P. Process integration for energy saving in buildings and building complexes / P.O. Kapustenko, O.P. Arsenyeva // Handbook of Process Integration (PI): Minimisation of energy and water use, waste and emissions / Klemes J. – Cambridge, UK: Woodhead Publishing, 2013. - С. 938-965. *Здобувач зробив аналіз використання ПТА для комунального господарства.*

29. Arsenyeva O.P. Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers / O.P. Arsenyeva, B. Crittenden, M. Yang, P.O. Kapustenko // Applied Thermal Engineering, 2013. – Vol.61(1). – С. 53-59. *Здобувач застосував методику прогнозування забруднень на тепло передаючій поверхні.*

30. Arsenyeva O.P. Energy efficiency of complex technologies of phosphogypsum conversion / L.L. Tovazhnyansky, V.P. Meshalkin, P.O. Kapustenko, S.I. Bukhhalo, O.P. Arsenyeva, O.Y. Perevertaylenko // Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2013. – Vol.47(3). – С. 225-230. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

31. Arsenyeva O. Heat exchangers for energy recovery in waste and biomass to energy technologies – I. Energy recovery from flue gas / B. Kilkovsky, P. Stehlik, Z. Jegla, L.L. Tovazhnyansky, O. Arsenyeva, P.O. Kapustenko // Applied Thermal

Engineering. – 2014. – Т. 64, № 1–2. – С. 213-223. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

32. Патент на корисну модель №40678. *Пакет пластинчастого теплообмінника / Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, П.О. КАПУСТЕНКО, О.Ю. ПЕРЕВЕРТАЙЛЕНКО, О.П. АРСЕНЬЄВА, Г.Л. ХАВІН, заявник та патентовласник: АТ «Співдружність-Т». - № и 2008 12136; Заявл. 14.10.2008; Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 8. *Здобувач зробив аналіз тепло-гидравлічних властивостей запропонованого пластинчастого теплообмінника.**

33. Патент на винахід №104710. *Пристрій для безперервного травлення прокату смуги вуглецевої сталі / О.П. АРСЕНЬЄВА, О.О. ІЛЮНІН, О.Ю. ПЕРЕВЕРТАЙЛЕНКО, П.М. ПОДПРУЖНИКОВ, О.М. СЕЛЯКОВ, В. О. ТІМОФЕЄВ, заявник та патентовласник: Харківський національний університет радіоелектроніки. – № и 2012 09428; Заявл. 02.08.2012; Опубл. 25.02. 2014, Бюл. № 4. *Здобувач зробив аналіз можливості використання гофрованої теплообмінної поверхні для розглянутих процесів.**

34. Arsenyeva O.P. Plate heat exchangers for heat pumps / L.L. Tovazhnynsky, P.A. Kapustenko, G.L. Khavin, O.P. Arsenyeva // CHISA'2006: 17th International conf. "Chemical and Process Engineering". –Praga, 27-31 August 2006. – P. 1366. *Здобувачем здійснено розрахунки щодо вибору ПТА.*

35. Arsenyeva O.P. Fouling of "Compabloc" type plate heat exchangers in technological processes of distilleries and nitric acid production / O.B. Anipko, P.A. Kapustenko, A.L. Gogenko, O.P. Arsenyeva, A.Yu. Perevertaylenko // CHISA'2006: 17th International conf. "Chemical and Process Engineering". – Praga, 27-31 August 2006. – P. 1062. *Здобувач взяв участь у аналізі процесів утворення забруднень на тепло передаючій поверхні.*

36. Arsenyeva O. Graphite plate heat exchangers as energy saving tool for corrosive media duties / P. Kapustenko, O. Arsenyeva, A. Perevertaylenko, G. Khavin // Pres07 - 10th Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction. – Ischia, Naples, Italy, 24-27 June, 2007. - Chemical Engineering Transactions, 2007.– Vol. 12. - P. 219-224. *Здобувачем проведено аналіз корозійних відкладень на теплопередаючій поверхні та надано методіку розрахунку ПТА.*

37. Arsenyeva O.P. Accounting for fouling in plate heat exchanger design / L. Gogenko, O.B. Anipko, P.A. Kapustenko, O.P. Arsenyeva // Pres07 - 10th Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction. – Ischia, Naples, Italy, 24-27 June, 2007. - Chemical Engineering Transactions, 2007.– Vol. 12. – P. 207-213. *Здобувачем розроблені підходи щодо розрахунку забруднень теплообмінної поверхні ПТА.*

38. Arsenyeva O.P. Plate and Spiral Heat Exchangers for Wet Phosphoric Acid Production Processes / P.O. Kapustenko, G.L. Khavin, O.P. Arsenyeva, A.Yu. Perevertaylenko // 17th European Symposium of Computer Aided Process Engineering (ESCAPE 17). – Bucharest, Romania, 27-30 May, 2007. – P. 72-76. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

39. Arsenyeva O. The Use of Plate Heat Exchangers for Energy Saving in Phosphoric Acid Production / P. Kapustenko, S. Boldyryev, G. Khavin, O. Arsenyeva //

Energy for Sustainable Future, University of Pannonia, 5-6 May 2008, Veszprem, Hungary.– P. 115-122. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

40. Arsenyeva O. Analysis of plate heat exchangers for modernization of wet method of phosphoric acid production / P. Kapustenko, G. Khavin, O. Perevertaylenko, O. Arsenyeva // CHISA'2008: 18th International Congress of Chemical and Process Engineering. – Praga, 24-28 August 2008. –Vol.4.– P. 1412–1413. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

41. Arsenyeva O. Mathematical Modelling and Optimal Design of Plate-and-Frame Heat Exchangers / O. Arsenyeva, L. Tovazhnynsky, P. Kapustenko, G. Khavin // PRESS'2009: 11th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Rome, Italy, May 10–13, 2009.- Chemical Engineering Transactions, 2009.- Vol.18. – P. 791-796. *Здобувач використав методику визначення оптимальної конструкції ПТА.*

42. Arsenyeva O. Control of Plate Heat Exchange Outlet Temperature Using Butterfly Valve and Parametric Model Predictive Control Technique / P. Kapustenko, O. Dobromyslova, O. Dobromyslov, O. Perevertaylenko, O. Arsenyeva, O. Ilyunin, E. Shabanov // PRESS'2009, 11th Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Rome, Italy, May 10–13, 2009. - Chemical Engineering Transactions, 2009.- Vol.18. – P. 827-831. *Здобувач визначив особливості конструкції ПТА та використав методику розрахунку тепло гідрравлічних параметрів апарату.*

43. Arsenyeva O. The New Corrugation Pattern for Low Pressure Plate Condensers / L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, O. Perevertailenko, G. Khavin, O. Arsenyeva // PRESS 2010: 13th Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Prague, CZ, 28 Aug –1 Sept 2010. - Chemical Engineering Transactions, 2010. – Vol.21.– P. 223–228. *Здобувач застосував методику встановлення теплогідрравлічних характеристик в каналах ПТА в залежності від геометричних параметрів.*

44. Arsenyeva O. The Heat and Momentum Transfers Relation in Channels of Plate Heat Exchangers / P. Kapustenko, O. Arsenyeva, O. Dolgonosova // PRES'11: 14th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, Firenze, Italy, 8 – 11 May 2011. - Chemical Engineering Transactions, 2011. – Vol. 25. – P. 357-362. *Здобувач розробив напівемпіричне співвідношення для тепловіддачі в каналах ПТА.*

45. Arsenyeva O. The Generalized Correlation for Friction Factor in Criss-cross Flow Channels of Plate Heat Exchangers / O. Arsenyeva, L. Tovazhnynsky, P. Kapustenko, G. Khavin // PRES'11: 14th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, Firenze, Italy, 8 – 11 May 2011. - Chemical Engineering Transactions, 2011. – Vol. 25. – P. 399-404. *Здобувач розробив напівемпіричне співвідношення для гідравлічного опору в каналах ПТА.*

46. Arsenyeva O. Integration of ammonia cooling cycle in buildings heating system by use of computer modeling / A. Garev, S. Boldyryev, O. Arsenyeva, L. Tovazhnyanskii, P. Kapustenko // Book of abstracts. CAPE Forum 2012. University of Pannonia, Veszprem, Hungary, 26–28 March, 2012. – P.22–23. *Здобувач зробив аналіз можливо-*

сті використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.

47. Arsenyeva O. Estimation of Plate-and-Frame Heat Exchanger Surface Area Targets for Specific Process Conditions / O. Demirskyu, O. Arsenyeva, L. Tovazhnyanskii, P. Kapustenko, G. Khavin // Book of abstracts. CAPE Forum 2012. University of Pannonia, Veszprem, Hungary, 26–28 March, 2012. – P. 19-20. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА.*

48. Arsenyeva O. Estimating benefits of Heat Transfer Enhancement in HEN Design / P. Kapustenko, R. Smith, I. Bulatov, O. Arsenyeva // Book of abstracts. 7th conference on sustainable development of energy, water and environment systems (SDEWES), July 1–7, 2012, Ohrid, Republic of Macedonia. – P. 68-69. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА з інтенсифікацією тепловіддачі та провів розрахунки за допомогою створеного програмного продукту.*

49. Arsenyeva O. The Influence of Plate Corrugations Geometry on Plate Heat Exchanger Performance in Specified Process Conditions / O. Arsenyeva, P. Kapustenko, L. Tovazhnyanskyu, S. Buhkalo, G. Khavin // Book of abstracts. 7th conference on sustainable development of energy, water and environment systems(SDEWES), July 1–7, 2012, Ohrid, Republic of Macedonia. – P. 60-61. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА з інтенсифікацією тепловіддачі.*

50. Arsenyeva O. Accounting for Thermal Resistance of Cooling Water Fouling in Plate Heat Exchangers / O. Arsenyeva, L. Tovazhnyanskyu, P. Kapustenko, O. Demirskyu // PRESS 2012: 15th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Prague, CZ, 25 –29 August 2012. - Chemical Engineering Transactions, 2012. – Vol.29. – P. 1327-1332. *Здобувач запровадив застосування підходу асимптотичності відкладень.*

51. Arsenyeva O. Mitigation of Fouling in Plate Heat Exchangers for Process Industries / L. Tovazhnyanskyu, P. Kapustenko, O. Arsenyeva, A. Yuzbashyan // PRESS 2012: 15th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Prague, CZ, 25 –29 August 2012. - Chemical Engineering Transactions, 2012. – Vol.29. – P. 1441-1446. *Здобувач застосував методику прогнозування забруднень на тепло передаючій поверхні та запропонував підхід до прогнозування забруднень на підприємстві.*

52. Arsenyeva O. Ammonia Refrigeration Cycle Integration in Buildings Heating System / S. Boldyryev, P. Kapustenko, L. Tovazhnyanskyu, A. Garev, O. Perevertaylenko, G. Khavin, O. Arsenyeva, J. Klemes // PRESS 2012: 15th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Prague, CZ, 25 –29 August 2012. - Chemical Engineering Transactions, 2012. – Vol.29. – P. 1453–1458. *Здобувач зробив аналіз можливості використання ПТА для розглянутих процесів та прийняв участь у виборі теплообмінників.*

53. Arsenyeva O. Crystallization fouling with enhanced heat transfer surfaces / V. Crittenden, M. Yang, L. Dong, R. Hanson, J. Jones, K. Kundu, J. Harris, O. Klochok, O. Arsenyeva, P. Kapustenko // International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning - 2013 / Под ред. Malayeri M. R. – Budapest, Hungary, 2013. – С. 379-385. *Здобувач проводив дослідження щодо впливу дотичної напруги до стінки на рівень утворення забруднень та установив підходи до аналізу результатів.*

54. Arsenyeva O.P. The Modified Analogy of Heat and Momentum Transfers for

Turbulent Flows in Channels of Plate Heat Exchangers / O.P. Arsenyeva, L.L. Tovazhnyanskyu, P.O. Kapustenko, O.V. Demirskiy // PRESS 2013: 16th Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Rhodes, Greece, 29 September – 2 October 2013. - Chemical Engineering Transactions, 2013. – Vol.35. – С. 487-492. *Здобувач запропонував співвідношення для теплообміну при турбулентному русі рідини та провів перевірку адекватності.*

55. Arsenyeva O.P. CFD modelling of hydrodynamics and heat transfer in channels of a PHE / I.A. Stogiannis, S.V. Paras, O.P. Arsenyeva, P.O. Kapustenko // PRESS 2013: 16th Conference on Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction, Rhodes, Greece, 29 September – 2 October 2013. - Chemical Engineering Transactions, 2013. – Vol.35. – С. 1285-1290. *Здобувач перевірів адекватність запропонованих залежностей та розробив підхід проведення експерименту.*

56. Arsenyeva O. Estimation of enhanced heat transfer area targets in process industries / R. Smith, I. Bulatov, L.L. Tovazhnyanskyu, P.O. Kapustenko, O. Arsenyeva, G.L. Khavin // 23rd European Symposium on Computer Aided Process Engineering (ESCAPE 23) / Под ред. Kraslawski A., Turunen I. – Lappeenranta, Finland: Elsevier, 2013. – С. 355-360. *Здобувач запровадив методику визначення оптимальної конструкції ПТА з інтенсифікацією тепловіддачі у застосоване програмне забезпечення.*

АНОТАЦІЇ

Арсеньєва О.П. Наукові основи створення високоефективних пластинчастих теплообмінних апаратів для хіміко-технологічних систем. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.17.08 – процеси та обладнання хімічної технології – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут».

Дисертаційну роботу присвячено поглибленому теоретичному та експериментальному дослідженню процесу тепловіддачі у каналах сітчасто-потокowego типу та впливу геометричних розмірів каналоутворюючих пластин на тепло-гідравлічні параметри процесу враховуючи турбулентний рух рідини.

Вперше на основі виявлених закономірностей отримано напівемпіричні залежності для визначення гідравлічного опору та тепловіддачі в каналах ПТА залежно від геометричних параметрів пластини, яка застосовується для турбулентного і ламінарного режимів течії рідини. Розвинений підхід до визначення тепловіддачі, що дозволяє адекватно прогнозувати тепло-гідравлічні параметри ПТА, враховуючи перепади тиску на основному гофрованому полі та розподільних зонах пластини, які у комерційних пластин ПТА можуть становити до 50 % від загального перепаду тиску. Науково обґрунтовано теорію асимптотичного характеру процесу утворення відкладень на теплообмінній поверхні. Представлена математична модель прогнозування рівня забруднень, яка залежить від дотичного напруження на стінці, і дозволяє робити прогнози в каналах будь-якої геометричної форми. Запропоновано підхід щодо прогнозування забруднень теплообмінного обладнання тепло-технологічних процесів хіміко-технологічних виробництв і комунального господарства.

Розвинений підхід до вибору конструктивних параметрів пластини з інтенсифікацією тепловіддачі, при якому підбираються такі параметри як висота гофри, кут на-

хилу гофрування і довжина пластини. Отримала подальший розвиток методика розрахунку багатходових ПТА, що дозволяє інтенсифікувати тепловіддачу в апаратах методом визначення геометричних параметрів теплообмінних пластин. Розвинений підхід інтегрування ПТА з інтенсифікацією поверхні при енергозберігаючої реконструкції тепло-технологічних систем хіміко-технологічних підприємств та об'єктів комунального господарства.

Ключові слова: теплообмін в рідких системах, пластинчастий теплообмінний апарат, розрахунок обладнання, канали сітчасто-потокowego типу, забруднення теплообмінної поверхні, удосконалення теплообмінної поверхні, енергозбереження.

Арсеньева О.П. Научные основы создания высокоэффективных пластинчатых теплообменных аппаратов для химико-технологических систем. На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.17.08 – процессы и оборудование химической технологии – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт».

Диссертация посвящена углубленному теоретическому и экспериментальному исследованию процесса теплоотдачи в каналах сетчато-поточного типа и влияния геометрических размеров каналобразующих пластин на тепло-гидравлические параметры процесса при турбулентном и ламинарном движении жидкости.

Впервые получена полуэмпирическая формула для определения гидравлического сопротивления в каналах пластинчатых теплообменных аппаратов в зависимости от геометрических параметров пластины, которая может применяться для турбулентного и ламинарного режимов течения жидкости.

Получил развитие подход к определению теплоотдачи, который позволяет адекватно прогнозировать тепло-гидравлические параметры пластинчатых теплообменных аппаратов, учитывая перепады давления на основном гофрированном поле и распределительных зонах пластины, которые в коммерческих пластинах могут составлять до 50 % от общего перепада давления.

Впервые получена полуэмпирическая зависимость, которая определяет теплоотдачу развитого турбулентного потока в зависимости от значения касательного напряжения на стенке и геометрических параметров теплопередающих пластин, справедливая для синусоидальной и треугольной форм гофры, и учитывающая влияние числа Прандтля для ламинарного и турбулентного режимов течения жидкости. Представлены допустимые границы применения предложенных полуэмпирических зависимостей.

Научно обоснована теория асимптотического характера процесса образования отложений на теплопередающей поверхности. Представлена физико-математическая модель прогнозирования уровня загрязнений, которая зависит от касательного напряжения на стенке, и применима для каналов любой геометрической формы. Предложен подход для прогнозирования загрязнений теплообменного оборудования для тепло-технологических процессов химико-технологических производств и смежных отраслей промышленности.

Получил развитие подход к выбору конструктивных параметров пластины с интенсификацией теплоотдачи, при котором подбираются такие параметры, как высота гофры, угол наклона гофрировки и длина пластины. Получила дальнейшее развитие методика расчета многоходовых ПТА, что позволяет интенсифицировать теп-

лоотдачу в аппаратах методом определения геометрических параметров теплопередающих пластин. Представлен подход интегрирования ПТА с интенсификацией поверхности при энергосберегающей реконструкции тепло-технологических систем химико-технологических предприятий и объектов коммунального хозяйства.

Ключевые слова: теплообмен в жидких системах, пластинчатый теплообменный аппарат, расчет оборудования, каналы сетчато-поточного типа, загрязнение теплопередающей поверхности, усовершенствование теплообменной поверхности, энергосбережение.

Arsenyeva O.P. Fundamentals of plate heat exchanger's design for chemical industry. Published as a copyright.

The dissertation for the doctoral degree in technology on subject 05.17.08 – Chemical engineering processes and equipment – National technical university «Kharkiv polytechnic institute».

In the presented work the study of heat transfer process in criss-cross flow channels of complex geometry is under consideration.

The generalized correlation for hydraulic resistance and heat transfer in PHE channels are proposed. These equations are based on channel's geometry such as corrugation inclination angle, corrugation height and corrugation pitch and can be applied both for turbulent and laminar flow. The approach for heat transfer determination is widened and in the proposed work it considers the zones of the plate with different effect on the overall hydraulic performance of the unit. The regarded zones are the main corrugated field and the zones of flow distribution, the hydraulic resistance of which for commercial plates can come up to 50%. The semi-empirical correlation for heat transfer estimation, which accounts the effect of the Prandtl number is proposed.

The asymptotic behaviour of fouling formation due to scaling and precipitation fouling mechanisms is under consideration. The formulas for asymptotic value of fouling thermal resistance in PHE channels and its growing in time are proposed. The technique for fouling level estimation for the HEN with close circuit is presented.

The technique for optimal plate geometry suitable for proper operating conditions is proposed as well as the technique for the overall calculation of multi-pass PHE unit. Also the approaches for intensified PHE integration into the industrial heat exchange networks (HEN) are given using several case studies.

Key words: heat transfer in liquid systems, plate heat exchanger, equipment design, heat transfer in criss-cross flow channels, fouling on heat transfer surfaces, heat transfer intensification, energy saving.



Відповідальний за випуск д. т. н. *В. Є. Ведь*

Підп. до друку 15.09.2014 р. Формат 60x90 1/16. Папір офсетний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1,9. Наклад 100 пр.
Зам. № 94. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ»
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3656 від 24.12.2009 р.