

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

ТАРАСЕНКО ОЛЕКСАНДР МИКОЛАЙОВИЧ



УДК 621.184.54

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І КОНСТРУКЦІЙ
ПОВІТРОПІДГРІВНИКІВ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВІ
МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ**

Спеціальність 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Шевелев Олександр Олександрович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри теплотехніки та
енергоефективних технологій

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Арсірій Василь Анатолійович,
Одеська державна академія будівництва
та архітектури, м. Одеса,
завідувач кафедри кондиціонування повітря
та механіки рідини

доктор технічних наук, доцент
Туз Валерій Омелянович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут», м. Київ,
професор кафедри атомних електричних станцій та
інженерної теплофізики

Захист відбудеться 18 квітня 2013 р. о 12:00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. 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 « 15 » березня 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю. О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Одним з важливих стратегічних напрямків енергетичної політики України є максимально можливе ресурсо- і енергозбереження при виробництві теплової та електричної енергії. Це обумовлено значним підвищенням цін на енергоресурси, що різко підсилило необхідність підвищення ефективності використання палива, зниження металоємності конструкцій, зменшення втрат сталі через корозію. Повітропідігрівники (ПП) котельних установок є тією теплообмінною поверхнею котла, що визначає ступінь утилізації тепла продуктів згоряння, тому їх удосконалення дає значний внесок у вирішення названих проблем. Повітропідігрівники сприймають 7–15 % теплоти палива, що віддається продуктами згоряння в котлі, але на їх виготовлення йде до 20–30 % всього металу поверхонь нагріву котельної установки.

Управління тепловими схемами, які включають поверхневі трубчаті повітропідігрівачі, вимагає знань статичних і динамічних характеристик всіх ланок об'єкта автоматичного регулювання. Це обумовлено тим, що регульований об'єкт і теплообмінний апарат (або апарати) є складовою частиною системи автоматичного регулювання енерготехнологічних пристроїв. Тому визначення перехідних характеристик теплообмінних апаратів є необхідним для проектування оптимальних теплоенергетичних та теплотехнологічних установок, які працюють в умовах змінних навантажень, або параметрів виробничого процесу. Крім того, в ряді випадків, теплообмінний апарат є не окремою ланкою схеми, а самостійним об'єктом регулювання.

Основним завданням раціоналізації режимів роботи теплообмінних апаратів є забезпечення максимально можливого ККД основного обладнання (парогенератора, газових печей та ін) або теплової схеми виробництва, де теплообмінник є робочим, або регульованим елементом автоматичного управління і контролю.

Повітропідігрівники парових котлів розраховуються на найбільш вигідний стаціонарний режим. У більшості випадків стаціонарний режим роботи є умовним, оскільки завжди мають місце зміни параметрів теплоносіїв на вході, а відповідно і на виході. Визначення динамічних характеристик повітропідігрівників дозволяє прогнозувати, якими будуть ці зміни, або побудувати ефективні системи управління для підтримки нестационарного режиму в рамках, найбільш близьких до вигідного експлуатаційного режиму. Таким чином, задача удосконалення методів визначення перехідних характеристик для широкого кола конструкцій трубчатих повітропідігрівників, є актуальною, своєчасною в науковому та прикладному значенні, що визначило напрям дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій НТУ «ХПІ» у рамках фундаментальних бюджетних НДР МОНмолодьспорту України: «Удосконалення методики чисельних розрахунків

динамічних характеристик теплообмінних апаратів» (№ д/р 0106U001470, 2006–2008 рр.), «Чисельне моделювання перехідних процесів теплообмінних апаратів для застосування в системах автоматичного регулювання енергетичних та енерготехнологічних установок» (№ д/р 0109U002379, 2009–2011 рр.), де здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є удосконалення методів розрахунку динамічних та статичних теплових характеристик процесів теплообміну, що дозволить визначити шляхи підвищення ефективності і надійності та удосконалити конструкції поверхневих трубчатих повітропідігрівників промислових і енергетичних котлів.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- виконати аналіз існуючих методик розрахунку динамічних характеристик рекуперативних трубчатих повітропідігрівників;
- розробити математичну модель динамічних процесів поверхневого теплообмінного апарату, як об'єкта з розподіленими параметрами для різних умов збурення перехідного процесу;
- провести чисельні розрахунки повітропідігрівників котельних установок з перехрестною, складною схемою току теплоносіїв та отримати криві розгону вихідних температур теплоносіїв та розподіл температур у повітропідігрівнику;
- визначити перелік параметрів, які впливають на динамічні характеристики теплообміну повітропідігрівників та ступінь їх впливу;
- запропонувати перелік заходів щодо покращення конструкцій трубчатих повітропідігрівників.

Об'єкт дослідження – нестационарні процеси теплообміну, які мають місце в повітропідігрівниках котельних установок та інших теплообмінних апаратах рекуперативного типу.

Предмет дослідження – теплові характеристики, параметри та конструкції трубчатих повітропідігрівників рекуперативного типу котельних установок.

Методи дослідження. Теоретичні положення дисертації базуються на фундаментальних основах теорії теплообміну. Математична модель процесів теплообміну отримана на основі закону збереження енергії. Для чисельного аналізу процесів теплообміну в повітропідігрівниках використовується метод «рахунку, що біжить». Параметри теплових процесів визначались відповідно нормативного методу теплових розрахунків котельних агрегатів. Для визначення параметрів стаціонарного стану повітропідігрівника використовувався метод встановлення.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- удосконалено метод «рахунку, що біжить» стосовно аналізу перехідних процесів в трубчастих теплообмінних апаратах типа «газ – газ» для різних схем току теплоносіїв;
- вперше, отримані криві розгону температур теплоносіїв багатоходового трубчатого теплообмінного апарату з перехрестною схемою току

теплоносіїв, без обмежень на характер зміни температури збурюючого теплоносія;

– вперше для визначення стаціонарного стану повітропідігрівача у алгоритмі рішення динамічної задачі теплообмінного апарату використано метод встановлення, що дозволило розширити можливості теплових розрахунків теплообмінників;

– удосконалено методику теплового розрахунку повітропідігрівника завдяки урахуванню нерівномірностей вхідної температури теплоносіїв на температурний стан теплообмінного апарату.

Практичне значення одержаних результатів для теплоенергетики полягає у створенні методики розрахунку процесів теплообміну в трубчатих повітропідігрівниках котельних установок та її реалізація у програмному комплексі. Розроблені моделі процесів теплообміну, алгоритми розрахунку та рекомендації, щодо удосконалення конструкцій, можуть використовуватись при проектуванні, модернізації та реконструкції котельних установок та інших об'єктів теплоенергетики, які мають у своєму складі рекуперативні трубчаті повітропідігрівники. Результати роботи можуть застосовуватись при розробці систем автоматичного регулювання та управління перехідними процесами парових котлів.

Розроблені методи розрахунку теплових характеристик рекуперативних трубчатих повітропідігрівників котельних установок впроваджено в НТП «Укрпроменерго» (м. Харків).

Результати дисертаційної роботи використано в навчальному процесі кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій НТУ «ХП» для підготовки студентів за спеціальностями 090510 – «Теплоенергетика» та 000008 – «Енергетичний менеджмент».

Особистий внесок здобувача. Усі наукові результати дисертації, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно. Серед них: аналіз основних конструкцій та стану методів розрахунку повітропідігрівників котельних установок; розробка математичної моделі процесів теплообміну трубчатого повітропідігрівника, як об'єкта з розподіленими параметрами; розробка чисельного методу розрахунку динамічних характеристик трубчатого повітропідігрівача; створення комплексу комп'ютерних програм для проведення багатоваріантних розрахунків характеристик процесів теплообміну; виконання досліджень нестационарних процесів теплообміну в трубчатих повітропідігрівниках, обробка, узагальнення та аналіз отриманих результатів; проведення порівняння результатів розрахунку і експериментальних даних.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи докладалися та обговорювалися на : Міжнародних науково – практичних конференціях "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я"(м. Харків, 2007-2011 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми економії енергії" (м. Львів, 2008 р.); Міжнародних науково-технічних конференціях "Проблеми енергозбереження України і шляхи їх вирішення"(м. Харків 2009 р., 2011 р.); Міжнародних науково-технічних конференціях кафедр академії залізничного транспорту,

інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн (м. Харків, 2009 р., 2012 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи відображені у 8 публікаціях, з яких 6 статей у фахових наукових виданнях України, 2 тези доповідей науково – технічних конференцій.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та 2 додатків. Повний обсяг дисертації становить 141 сторінка, з них: 47 рисунків по тексту, 5 таблиць по тексту, 2 рисунки на 2 окремих сторінках, список використаних джерел з 122 найменувань на 12 сторінках, 2 додатки на 8 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми, приведені мета і основні задачі досліджень, охарактеризовані новизна, теоретична й практична цінність отриманих результатів, приведені дані про апробацію і публікацію основних наукових положень, які вміщує дисертація.

У першому розділі проаналізовано сучасний стан методів розрахунку динамічних характеристик поверхневих теплообмінних апаратів типу «газ –газ» та систематизовані сучасні методи дослідження динамічних характеристик рекуперативних повітропідігрівачів.

Суттєвий внесок у дослідження теплових перехідних процесів зробили науковці: Кафаров В. В. , Самарский О. А. , Девятов Б. М. , Швець І. Т. , Сидельковський Л. С. , Коздоба Л. О. , Федоров В. І. , Марценюк З. А. , Архипов Г. В. , Шевяков О. А. та ін. На основі узагальнення досліджень виконано аналіз основних типів конструкцій повітропідігрівачів котельних установок та визначені питання можливого удосконалення їх розрахунків. Встановлено, що найбільш поширеним рекуперативним повітропідігрівником є сталевий трубчатий ПП з вертикальним розташуванням труб (рис 1.)

Відзначено, що перспективним в теплових розрахунках повітропідігрівників з перехрестною схемою току теплоносіїв є врахування нерівномірностей температур теплоносіїв, як на вході в теплообмінник, так і всередині нього, які неминуче утворюються через специфіку перехресного току. Використання чисельних поелементних розрахунків перехресного току дає можливість виявити важливі особливості роботи повітропідігрівників, визначити вплив перекосів вхідних температур на температурний режим конструкції в цих апаратах.

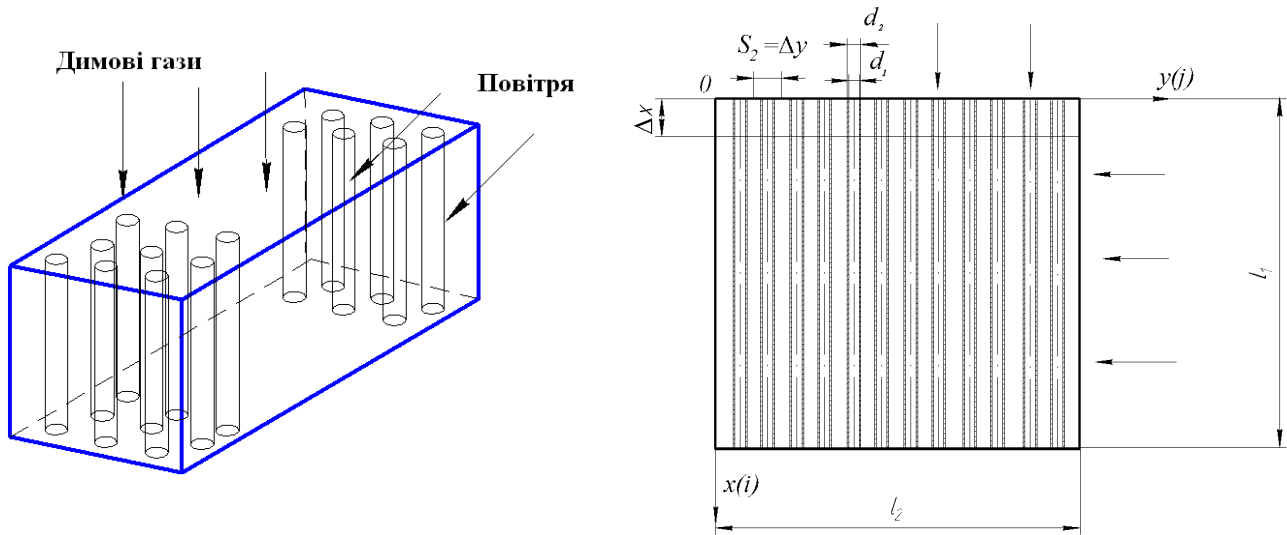


Рис. 1. Схема одноходового трубчатого ПП з перехресним током теплоносіїв

У другому розділі наведена побудова математичної моделі нестационарних процесів теплообміну трубчатого повітропідігрівача та алгоритми розрахунку статичних та динамічних характеристик трубчатих повітропідігрівників котельних установок з перехрестною та складною схемою руху теплоносіїв.

Нестационарний режим роботи поверхневих повітропідігрівників описується диференціальними рівняннями у часткових похідних, які отримані на основі закону збереження енергії для контрольного об'єму (рис.2).

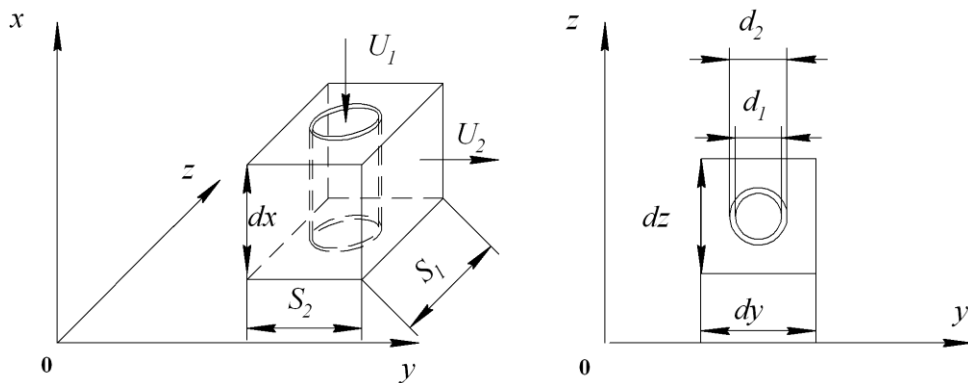


Рис. 2. Розрахунковий модуль трубчатого теплообмінного апарату

Розрахунковим елементом є область труби і міжтрубного простору розміром dx і dy , де dy відповідає поздовжньому кроку S_2 .

Система диференціальних рівнянь збереження енергії для контрольного об'єму трубчатого теплообмінного апарату з перехресним током теплоносіїв, має вигляд:

$$- \text{ для теплоносіїв} \quad \frac{\partial t_1}{\partial \tau} + A_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} + B_1(t_1 - t) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + A_2 \frac{\partial t_2}{\partial y_2} + B_2(t_2 - t) = 0; \quad (2)$$

– для стінки труби

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + C_1^*(t - t_1) + C_2^*(t - t_2) = 0, \quad (3)$$

де t_1, t_2 – температури теплоносіїв, °С; t – температура стінки, °С.

Коефіцієнти рівнянь (1) – (3) визначаються співвідношеннями:

$$A_1 = U_1; \quad (4)$$

$$A_2 = \frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot (1 - \frac{d_2}{S_1}) \cdot U_2}{(4 \cdot S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_2^2)}; \quad (5)$$

$$B_1 = \frac{4 \cdot \alpha_1}{c_1 \cdot \rho_1 \cdot d_1}; \quad (6)$$

$$B_2 = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2}{(4 \cdot S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_2^2) \cdot c_2 \cdot \rho_2}; \quad (7)$$

$$C_1^* = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho}; \quad (8)$$

$$C_2^* = \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho}, \quad (9)$$

де U_1, U_2 – швидкості теплоносіїв, м/с; c_1, c_2, c – теплоємності теплоносіїв та стінки, кДж/кг·град; ρ_1, ρ_2, ρ – щільність теплоносіїв та стінки, кг/м³; α_1, α_2 – коефіцієнти теплообміну, Вт/м²·град; S_1, S_2 – поперечний та поздовжній кроки труб, мм; d – середній діаметр, мм; δ – товщина стінки, мм;

Для знаходження чисельного рішення рівнянь (1) – (3) вводяться початкові та граничні умови.

Початкові умови:

$$t_1(x, y, 0) = f_1(x, y); \quad (10)$$

$$t_2(x, y, 0) = f_2(x, y); \quad (11)$$

$$t(x, y, 0) = f(x, y), \quad (12)$$

де $f_1(x, y), f_2(x, y), f(x, y)$ – задані характерні функції розподілу температури теплоносіїв і труб в початковий момент часу, відповідно умов виробничого циклу.

В якості граничних умов досить задати температури теплоносіїв на вході в теплообмінник:

1) для першого теплоносія $\tau > 0, x = 0, 0 \leq y \leq l_2$

$$t_1(0, y, \tau) = \varphi_1(y, \tau); \quad (13)$$

2) для другого теплоносія $\tau > 0$

$$\begin{aligned} \text{– перший хід} \quad & y = 0, \quad 0 \leq x \leq l_1 \\ & t_2(x, 0, \tau) = \varphi_2(x, \tau); \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \text{– другий хід} \quad & y = l_2, \quad l_1 \leq x \leq l \\ & t_2(x, l_2, \tau) = \varphi_2(x, \tau), \end{aligned} \quad (15)$$

де φ_1, φ_2 – відомі функції зміни температури теплоносіїв на вході в повітропідігрівник.

Таким чином, диференціальні рівняння (1) – (3) при умовах (10) – (15) являють собою математичну модель динаміки трубчатого теплообмінника з перехресним током теплоносіїв.

Особливістю представленої математичної моделі є її спряженість. Це виражається в тому, що система рівнянь (1) – (3) складається з диференціальних рівнянь в часткових похідних, які пов'язані між собою, тобто температура одного компонента теплообмінника, що визначається, залежить від температури двох інших, які теж є невідомими.

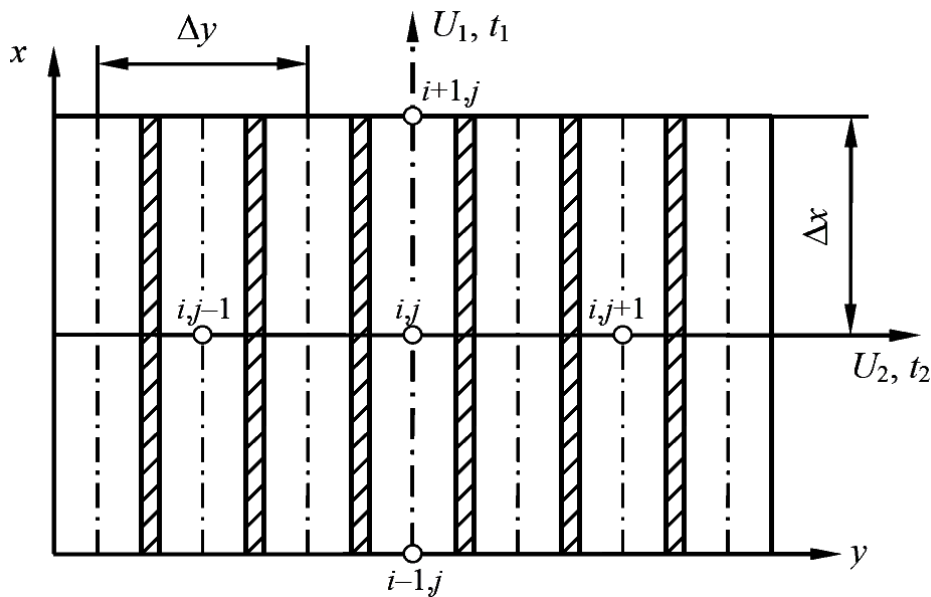


Рис. 3. До розробки чисельного алгоритму

Для чисельних досліджень нестационарних характеристик ПП пропонується чисельний метод, який базується на неявних схемах «рахунку, що біжить», модифікованих з урахуванням спряженості диференціальних рівнянь математичної моделі і змінних у часі граничних умов.

Використовуючи шаблон (рис. 3) система диференціальних рівнянь (1) – (3) записується таким чином:

для першого теплоносія –

$$\frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^k}{\Delta\tau} + A_1 \frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + B_1 (t_{1,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k) = 0, \quad (23)$$

$$0 < i \leq N_1, \quad 0 < j \leq N_2;$$

для другого теплоносія –

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k}{\Delta\tau} + A_2 \frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j-1}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k) = 0, \quad (24)$$

$$0 < j \leq N_2, \quad 0 < i \leq N_1;$$

для розділової стінки –

$$\frac{t_{i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k}{\Delta\tau} + C_1^* (t_{i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^{k+1}) + C_2^* (t_{i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k) = 0, \quad (25)$$

$$0 < i < N_1, \quad 0 < j < N_2.$$

При розрахунку повітропідігрівників з складною схемою току, у зв'язку зі зміною напрямку руху повітря, змінюється напрям руху обчислювального процесу, тому рівняння (24) трансформується у вигляді:

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k}{\Delta\tau} + A_2 \frac{t_{2,i,j+1}^{k+1} - t_{2,i,j}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k) = 0, \quad (26)$$

$$0 \leq j \leq N_2 - 1, \quad N_1 + 1 \leq i \leq N.$$

На системі рівнянь (24) – (26) побудовано алгоритм неявного методу «рахунку, що біжить» для перехідного процесу теплообміну повітропідігрівника:

для першого теплоносія –

$$t_{1,i,j}^{k+1} = \left(t_{1,i,j}^k + A_1 \frac{\Delta\tau}{\Delta x} t_{1,i-1,j}^{k+1} + B_1 \Delta\tau t_{i,j}^k \right) / \left(1 + A_1 \frac{\Delta\tau}{\Delta x} + B_1 \Delta\tau \right), \quad (27)$$

$$0 < i \leq N_1, \quad j = 1, 2, \dots, N_2;$$

для другого теплоносія –

$$t_{2,i,j}^{k+1} = \left(t_{2,i,j}^k + A_2 \frac{\Delta\tau}{\Delta y} t_{2,i,j-1}^{k+1} + B_2 \Delta\tau t_{i,j}^k \right) / \left(1 + A_2 \frac{\Delta\tau}{\Delta y} + B_2 \Delta\tau \right), \quad (28)$$

$$0 < i \leq N_2, \quad j = 1, 2, \dots, N_1;$$

для стінки труб –

$$t_{i,j}^{k+1} = (t_{i,j}^k + C_1^* \Delta\tau t_{1,i,j}^{k+1} + C_2^* \Delta\tau t_{2,i,j}^k) / (1 + C_1^* \Delta\tau + C_2^* \Delta\tau), \quad (29)$$

$$0 < i \leq N_1, \quad j = 1, 2, \dots, N_2.$$

Для реалізації обчислювальної схеми (27) – (29) слід дотримуватися певного порядку в послідовності рішення по ходу переносу тепла.

Відзначемо, що запропонована неявна схема стійка при будь-якому часовому кроці, що підтверджено спеціальними розрахунками для різних значень Δx и $\Delta \tau$. Це дозволяє використовувати часовий інтервал, який істотно перевищує граничний часовий крок явної схеми. У цьому випадку обмеження часового інтервалу буде визначатися лише зростанням похибки розрахунку при збільшенні кроку.

На основі приведених алгоритмів розрахунків розроблено комплекс комп'ютерних програм (C++, Турбо Паскаль), який використовувався при виконанні багатоваріантних розрахунків статичних та динамічних характеристик трубчатих повітропідігрівачів у широкому діапазоні зміни параметрів перехідних процесів.

Третій розділ присвячено перевірці адекватності математичної моделі трубчатого повітропідігрівача котельної установки. Оцінка виконана шляхом зіставлення робочих характеристик повітропідігрівників з результатами, отриманими шляхом розв'язання математичної моделі (1) – (3) по неявній схемі.

Для проведення обчислювального експерименту обрано трубчатий повітропідігрівник енергетичного котла ТП – 100, встановленого на Зміївській ТЕС, з параметрами: діаметри труб $d_1/d_2 = 37/40$ мм; поперечний і подовжній кроки $S_1 = 0,08$ м; $S_2 = 0,07$ м; довжина труб $L = 3.5$ м; кількість рядів по ходу повітря – $n_2 = 60$. Димові газі: витрата $G_1 = 1200$ тис·м³/год, швидкість $U_1 = 5,2$ м/с; температура на вході $t'_1 = 507$ °С. Повітря: швидкість $U_2 = 9$ м/с; витрата $G_2 = 860$ тис·м³/год; температура на вході $t'_2 = 250$ °С.

Коефіцієнти теплообміну на стороні газів α_1 та повітря α_2 визначалися за співвідношеннями для розвиненого турбулентного руху газу. Для потоку в міжтрубному просторі враховувалася зміна коефіцієнту теплообміну α_2 по рядам труб.

На рис. 4 представлено порівняння результатів розрахунку температур за розробленою методикою з робочими параметрами повітропідігрівника. Аналіз отриманих результатів показує, що розбіжність не перевищує 7 – 8 %, що підтверджує адекватність математичної моделі трубчатого повітропідігрівника, як об'єкта з розподіленими параметрами.

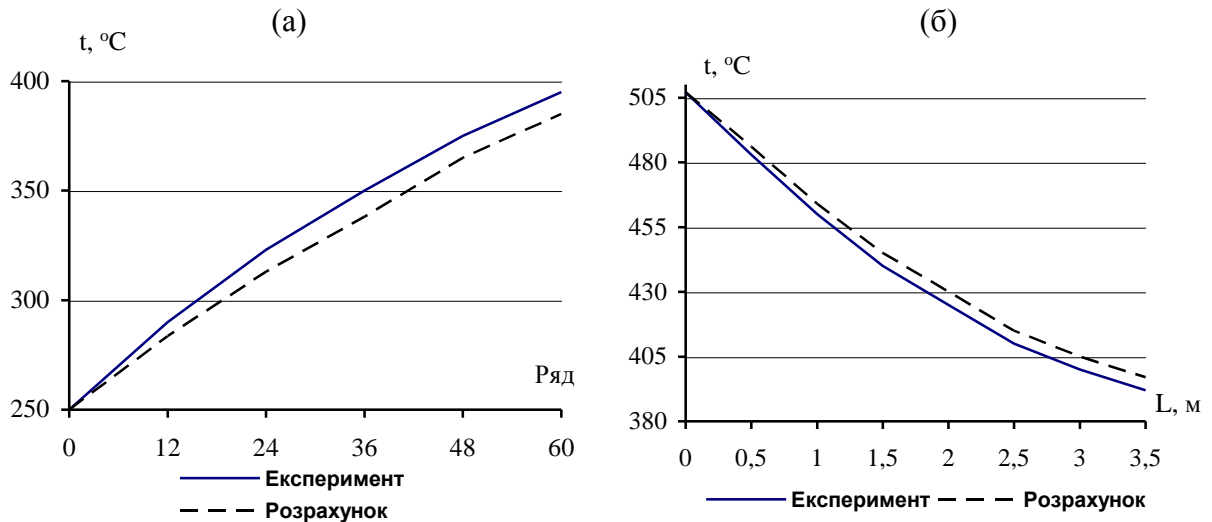


Рис. 4. Зміна середньої температури повітря (а) та температури димових газів (б).

Четвертий розділ присвячено чисельним дослідженням та аналізу результатів трубчатих повітропідігрівачів котельних установок с перехрестною та складною схемою току теплоносіїв. Отримані криві розгону ПП та визначено перелік показників, які впливають на динамічні характеристики теплообмінника.

Для чисельних досліджень обрано повітропідігрівник встановлений на промисловому парогенераторі марки Е – 25 – 14 ГМ, має наступні розміри: $d_1 = 0,037$ м; $d_2 = 0,04$ м; $S_2 = 0,05$ м; $S_1 = 0,055$ м; $L = 1,5$ м; кількість рядів по ходу повітря – $n_2 = 30$. В якості гріючого теплоносія були обрані димові гази середнього складу. Швидкості руху теплоносіїв становили: димові гази – 10 м/с, повітря – 5 м/с. Температура гріючого теплоносія змінювалася за відповідною залежністю.

$$t_1(0, y, \tau) = (T_{\max} - T_n)[1 - \exp(-m_1 \tau)] + T_n \quad (30)$$

де T_{\max} , T_n – максимальна та початкова температура теплоносія; m_1 – темп нагріву.

Температура повітря t_2 , що нагрівається, на вході в теплообмінний апарат приймалася постійною, що відповідає реальним умовам роботи повітропідігрівника.

Коефіцієнти теплообміну α_1 та α_2 визначалися за співвідношенням для розвиненого турбулентного руху. Кроки інтегрування в неявній схемі мали значення $\Delta x = 0,15$ м, $\Delta y = S_2$, $\Delta \tau = 5$ с.

Перехідний процес досліджувався при різних значеннях темпу нагріву, характерних для нестационарних режимів промислових трубчатих ПП.

На рис.5 представлено криву розгону ПП при експоненціальному законі зміни температури димових газів. Відзначимо, що в перехідному процесі ПП практично відсутнє транспортне запізнювання і температура відгуку визначається умовами теплообміну, теплоємністю труб і теплоносіїв. Час розгону склав 637 с, а стала часу $1,57 \cdot 10^{-3}$ 1/с.

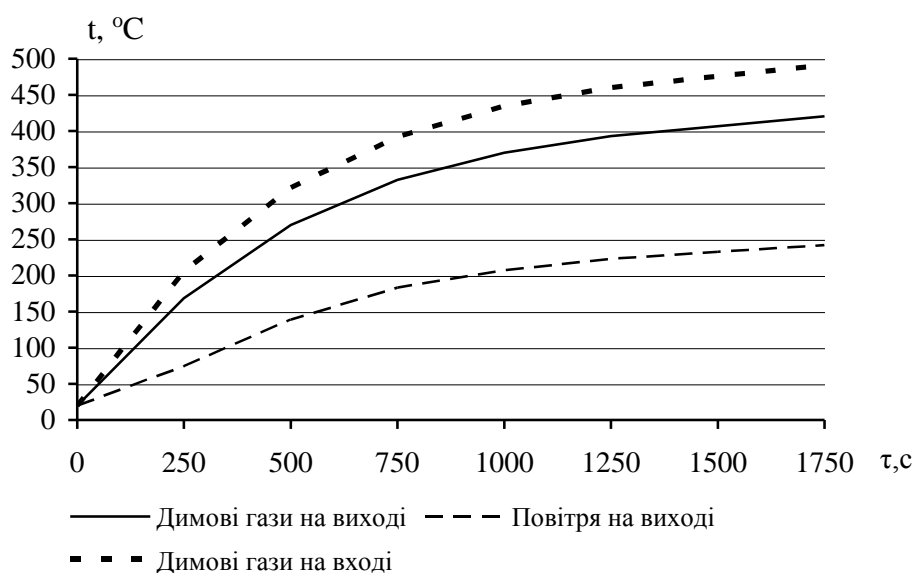


Рис. 5. Криві розгону температур теплоносіїв повітропідігрівника

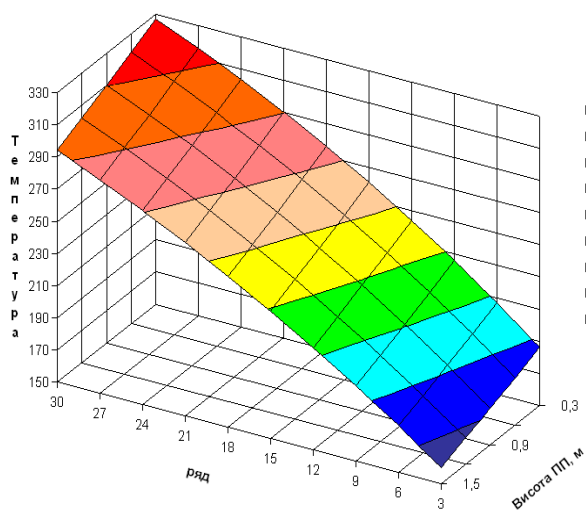


Рис.6. Графік температурного поля потоку повітря

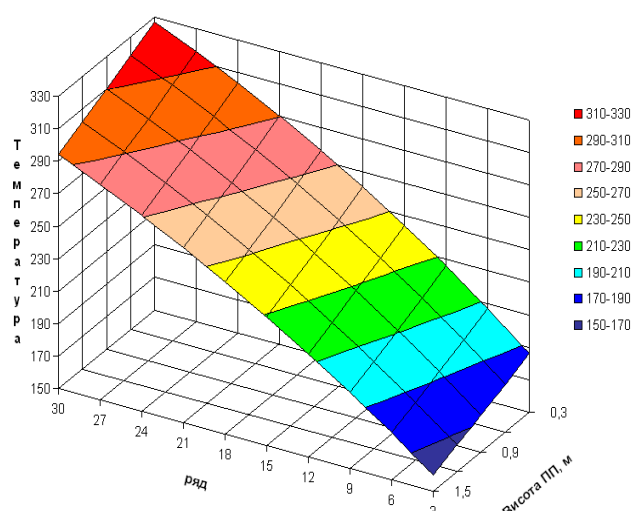


Рис.7 Графік температурного поля стінок труб

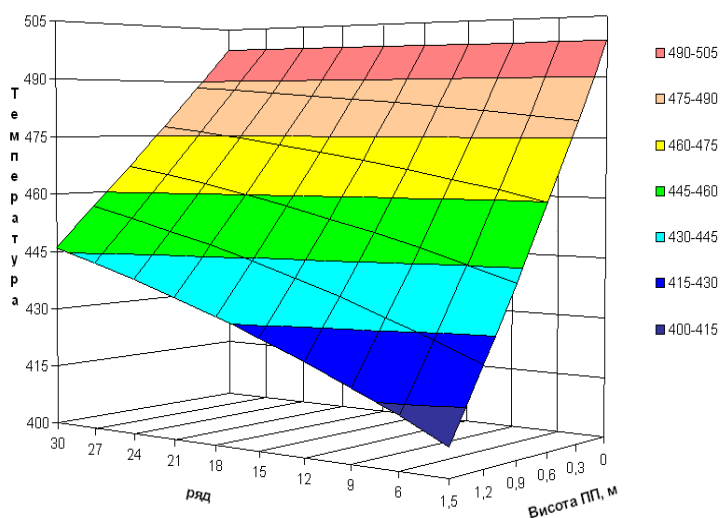


Рис.8 Графік температурного поля потоку димових газів

На рис. 6, 7, 8 представлені розподіли температур для стаціонарного стану роботи ПП. Використання запропонованого методу виключає необхідність розрахунку середнього температурного напору по наближеним формулам. Аналогічні результати можна отримати в будь який час перехідного процесу.

Як видно з рис. 9, збільшення швидкостей призводить до зменшення

тривалості перехідного процесу. У першому випадку час нестационарного процесу склав 1305 с, час розгону 164 с, стала часу $6,086 \cdot 10^{-3} \text{ 1/с}$, а після збільшення швидкостей в два рази тривалість знизилася до 1085 с, час розгону 150 с, стала часу $6,67 \cdot 10^{-3} \text{ 1/с}$.

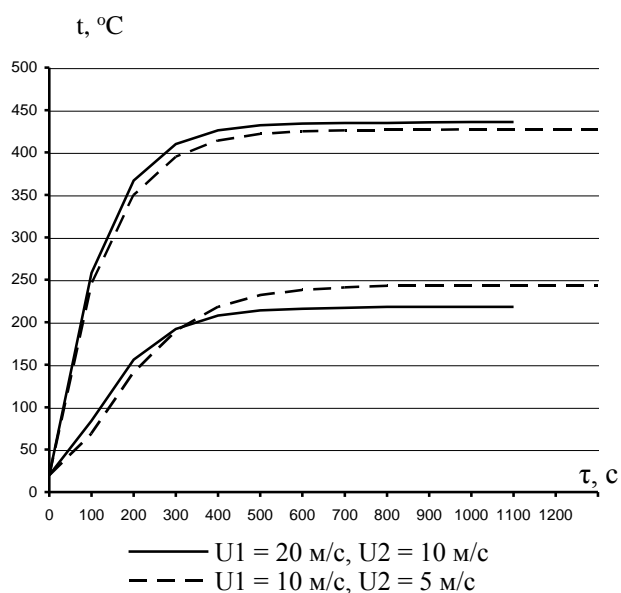


Рис. 9 Середня температура теплоносіїв на виході з ПП

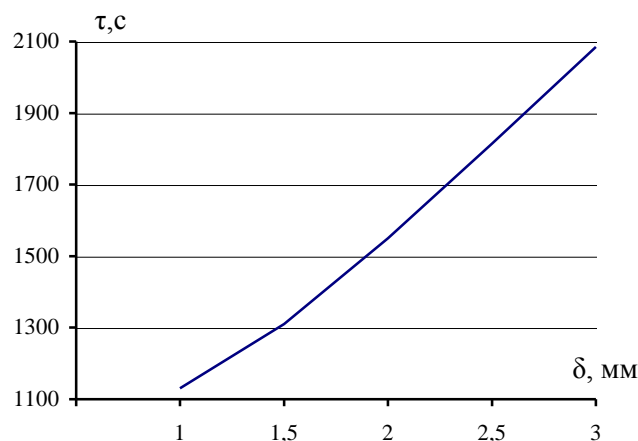


Рис.10 Тривалість перехідного процесу ПП в залежності від товщини стінки

На рис. 10 представлено вплив термічного опору стінки на динаміку теплових процесів у повітропідігрівнику за рахунок об'ємної теплоємності. Тому розділова стінка впливає тільки на час перехідного процесу. Розрахунок проводився в межах зміни товщини стінки від 1 до 3 мм, що відповідає реальним конструкціям повітропідігрівників. При товщині стінки 1 мм тривалість перехідного процесу складає 1130 с, при товщині 3 мм – 2085 с, тобто час виходу ПП на стаціонарний режим збільшується в 1,85 рази. Таким чином залежність часу перехідного процесу рекуперативного трубчатого повітропідігрівника від товщини стінки є практично лінійною, що характерно для стінок труб при нагріванні для умови $Bi < 0,1$.

Аналіз перехідних характеристик (рис. 9, 10) показує, що інерційність повітропідігрівників зростає не тільки з ростом товщини стінки поверхонь нагріву, але також і при зменшенні швидкості теплоносіїв. Отже, один і той же теплообмінник матиме більшу інерцію при роботі на знижених навантаженнях.

Результати дослідження взаємного впливу товщини стінки та швидкостей теплоносіїв представлені в табл. 1. Відзначено, що збільшення товщини стінки до 3 мм при збільшенні швидкостей теплоносіїв в два рази, збільшує всього на 7 % час виходу на стаціонарний режим, а якщо швидкості не змінюються, час збільшується на 90%. Тобто, товщина стінки має суттєвий вплив на динаміку повітропідігрівника за умови відносно низьких швидкостей теплоносіїв.

Залежність динамічних характеристик ПП від товщини стінки та швидкості теплоносіїв

Товщина стінки, мм	Швидкість теплоносіїв, м/с		Середня температура, °С		Час перехідного процесу, с
	Димові гази	Повітря	Димові гази	Повітря	
2	20	10	433	215	1160
1,5	10	5	427	243,4	1300
3	20	10	427,6	207,8	1395
1,5	20	10	435,6	217,8	1085

Завдяки результатам, отриманим в роботі, стало можливо визначати тривалість перехідного процесу з урахуванням всього комплексу теплогідрравлічних характеристик теплообмінника та взаємопов'язаного впливу вказаних параметрів.

Як відомо, перехрестний рух теплоносіїв у трубчатих повітропідігрівниках є причиною відносно низького середнього температурного напору. Для збільшення температурного напору і економії металу на виготовлення, число ходів в трубчатому повітропідігрівнику становить від 2 до 5.

Для дослідження обрано сталевий трубчатий двоходовий по повітрю повітропідігрівник, який має наступні розміри: $d_1 = 0,037$ м; $d_2 = 0,04$ м; $S_2 = 0,05$ м; $S_1 = 0,055$ м; $L = 1,5$ м; кількість рядів по ходу повітря – $n_2 = 20$.

В чисельному дослідженні температура димових газів на вході в ПП не перевищувала 500 °С. Температура повітря на вході приймалася постійною 20 °С.

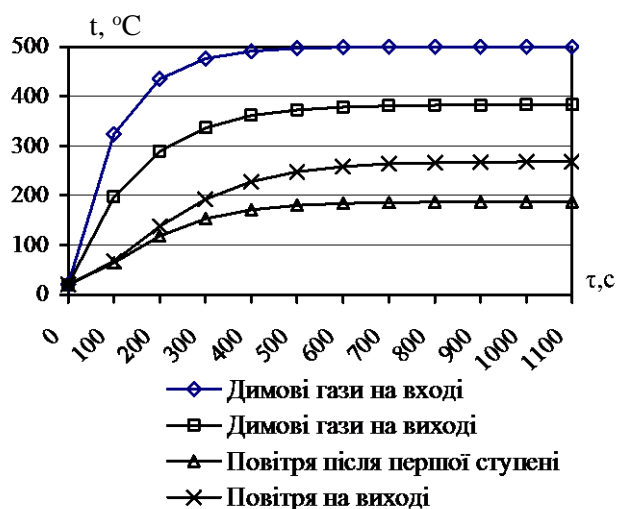


Рис. 11. Криві розгону температур теплоносіїв в ПП з перехрестно - прямоточною схемою току

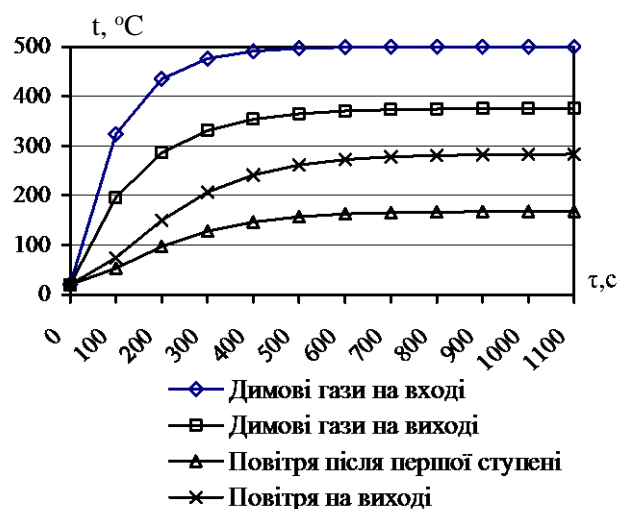


Рис. 12. Криві розгону температур теплоносіїв в ПП з перехрестно - протиточною схемою току

У поворотному коробі після першого ступеня відбувається інтенсивне перемішування повітря, тому при розрахунку двоходових повітропідігрівників на другому ході температура повітря приймається як середня температура за першою ступенню.

На рис. 11, 12 представліні криві розгону двоходових повітропідігрівників. Показано, що темп розгону та стала часу практично не залежить від схеми току теплоносіїв.

Порівняльний аналіз (рис. 11, 12, 13, 14) показав, що застосування перехрестно – протиточної схеми дозволяє отримати більш високу температуру повітря на виході з апарату, але застосування повітропідігрівників з перехрестно-прямоточною схемою току дозволяє практично виключити низькотемпературну корозію на поверхнях нагріву, за рахунок високої температури димових газів в холодній частині ПП, що дає змогу підтримувати температури стінок труб вище температури точки роси в холодній частині ПП.

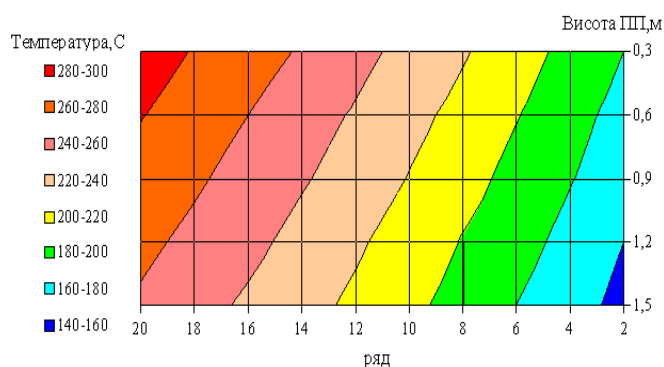


Рис. 13. Розподіл температур стінок труб холодної частини в ПП з перехрестно - прямоточною схемою току

На рис. 14, 15 показано, якщо температура повітря на вході в ПП складає 20 °С, частина труб (8 рядів) знаходиться в зоні ймовірної низькотемпературної корозії. Підвищення температури повітря до 50 °С дозволяє підтримувати температуру стінки, вище температури точки роси, на всій поверхні теплообміну ПП.

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що при застосуванні двоходового ПП з перехрестно-протиточною схемою току необхідно підтримувати температуру повітря на вході не менше 50 °С. Основними засобами підвищення температури стінки труб ПП є: підігрів повітря у паровому або електричному калорифері; підвищення температури повітря на вході в апарат шляхом рециркуляції горячого повітря; використання каскадного повітропідігрівача. Використання цих методів може призвести до виникнення нерівномірності розподілу температур повітря на вході в апарат.

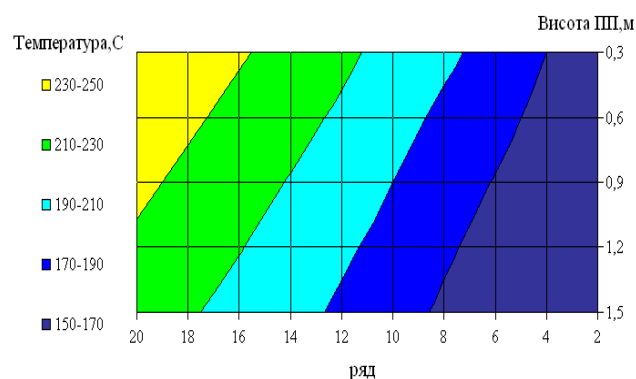


Рис. 14. Розподіл температур стінок труб холодної частини в ПП з перехрестно - протиточною схемою току

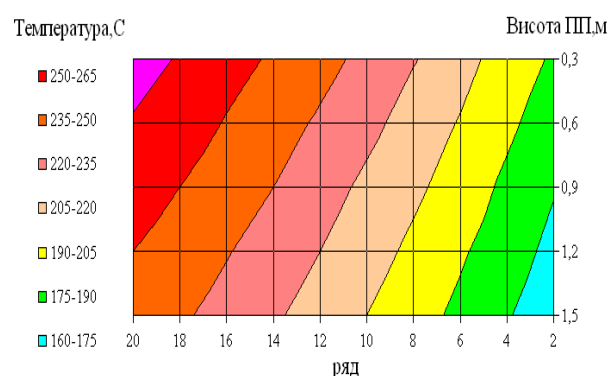


Рис. 15. Розподіл температур стінок труб холодної частини в ПП з перехрестно - протиточною схемою току

Значимість запропонованої методики, у зв'язку з вищезначеним, є можливість урахування нерівномірності розподілу температур, при визначенні теплового стану повітропідігрівника.

Використовуючи результати представлені на рис. 14 можливо також, виділити небезпечну зону в окрему секцію з подальшим покриттям поверхні труб кислотостійкими емалями або застосування труб з корозійностійких матеріалів, що дозволить удосконалити конструкцію та зменшити втрати металу від корозії.

Аналіз результатів представлених на рис. 7, 13, 14, 15 дозволяє визначити зону ймовірної низькотемпературної корозії з урахуванням режимів роботи котла. Це дозволяє визначити частину ПП де відбувається найбільший корозійний знос, яку необхідно виділити в окрему секцію, що забезпечує зменшення часу та витрат на ремонт трубчатого повітропідігрівника.

Таким чином, запропоновано комплекс заходів щодо удосконалення конструкцій ПП:

- при застосуванні перехрестно – протиточної схеми ПП температура повітря на вході повинна бути не менше 50 °С;
- визначення та обробка небезпечної зони кислотостійкими емалями або застосування труб з корозійностійких матеріалів;
- застосування перехрестно - прямої схеми.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання дисертаційної роботи вирішена науково – практична задача удосконалення методів розрахунку і конструкцій трубчатих повітропідігрівників котельних установок.

Основні висновки роботи полягають в наступному:

1. Встановлено, що для підвищення достовірності результатів розрахунків динамічних характеристик процесів теплообміну трубчатих ПП доцільно використовувати математичну модель з розподіленими параметрами та врахувати особливості теплообмінного апарату: нерівномірність розподілу температур теплоносіїв на вході та в середині ПП, залежність теплофізичних характеристик теплоносіїв від температури, характер зміни температури збурюючого теплоносія та ін.

2. Розроблено математичну модель динамічних процесів теплообміну, що дозволяє визначити динамічні та статичні характеристики рекуперативного трубчатого повітропідігрівника з урахуванням режимів роботи. Запропоновані алгоритми розрахунку по неявній схемі, яка має суттєві переваги обчислювального плану відносно явних схем розрахунку.

3. На основі розробленого програмного комплексу, виконані чисельні розрахунки характеристик нестационарних процесів теплообміну в трубчатих повітропідігрівниках з перехресною та складною схемою току теплоносіїв. Отримані криві розгону вихідних температур теплоносіїв, які необхідні для визначення параметрів нестационарних процесів (стала часу, час переходу на інший режим, транспортне запізнювання), що дає змогу вибору раціональних

схем автоматичного контролю і керування тепловими схемами сучасних котельних установок. Отримано розподіл температур стінок труб у повітропідігрівнику для визначення місць можливого виникнення низькотемпературної корозії.

4. Встановлено, що товщина стінки та швидкості теплоносіїв є основними параметрами, які впливають на перехідні характеристики трубчатого ПП. Показано, що для зменшення впливу теплової інерції розділової стінки рекомендовані відповідні рівні швидкостей теплоносіїв. (Димові гази більш 10 м/с, повітря більш 5 м/с).

5. Удосконалено метод розрахунку величини середнього температурного напору трубчатих повітропідігрівників котельних установок з перехресною та складною схемою току теплоносіїв, завдяки визначенню поля температур теплоносіїв в ПП.

6. Адекватність математичної моделі ПП підтверджено зіставленням отриманих результатів розрахунку середніх температур теплоносіїв на виході з ПП з експериментальними даними повітропідігрівника енергетичного котла ТП – 100. Показано, що розбіжність чисельних результатів та експериментальними даних не перевищує 7 – 8 %.

7. Запропоновано перелік заходів щодо удосконалення конструкцій, що дозволить зменшити втрати металу через низькотемпературну корозію.

8. Результати роботи впроваджені в НТП «Укрпроменерго» та в навчальний процес кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій НТУ «ХП».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Тарасенко А.Н. Динамика теплообмена смешанной конвекции в плоском канале при периодически изменяющейся температуре поверхности/ А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко// Вестник науки и техники. – Харьков, 2006.– №1-2 (24-25).– С. 29-37.

Здобувач здійснив розробку неявного скінченнорізницевого метода дослідження динаміки теплообміну в плоскому канал з температурою стінки яка періодично змінюється.

2. Тарасенко А.Н. Эффективный численный метод определения динамических характеристик трубчатых теплообменных аппаратов/ А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко// Вісник Національного технічного університету “ХП”. – Харків: НТУ “ХП”– 2009. – № 3. – С. 163 – 167.

Здобувач прийняв участь у розробці математичної моделі трубчатого повітропідігрівача з перехресною схемою току теплоносіїв та метода розрахунку динамічних характеристик теплообмінного апарату і виконав обчислювальний експеримент.

3. Тарасенко А. Н. Переходные характеристики двухходового трубчатого теплообменного аппарата/ А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко, В. С. Барвинок// Вісник Національного технічного університету “ХП ”. – Харків: НТУ “ХП”– 2011. – № 5. – С. 105 – 108.

Здобувач розробив метод розрахунку перехідних характеристик двухходового трубчатого повітропідігрівача, розробив програмний комплекс, виконав обчислювальний експеримент.

4. Тарасенко А. Н. Метод расчета тепловых характеристик трубчатых теплообменных аппаратов/ А. Н. Тарасенко// Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків – 2012. – № 6/5(36). – С. 30 – 34.

5. Тарасенко А. Н. Динамика пластинчатого теплообменного аппарата при прямооточном движении теплоносителей /А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко// Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – №4. – С. 57–63.

Здобувач брав участь у розробці математичної моделі прямооточного теплообмінного апарату та метода розрахунку динамічних характеристик і виконав розрахунки.

6. Тарасенко А. Н. Динамические характеристики рекуперативного противоточного теплообменного аппарата/ А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко// Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – №27. – С. 108–113.

Здобувач розробив метод розрахунку динамічних характеристик протиточного рекуперативного повітропідігрівача, виконав тестові розрахунки і здійснив аналіз цього результату.

7. Тарасенко О. М. Динамічні характеристики двухходового теплообмінного апарату при експоненціальній зміні температури гріючого теплоносія/ О.О. Шевелев, О.М. Тарасенко// Тези докладів XVIII Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології:Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я».– Харків, НТУ "ХПІ", – 2010. – С. 326.

Здобувач розробив алгоритм розрахунку двухходового повітропідігрівника з перехресно-протиточною схемою току теплоносіїв, виконав розрахунки динамічних характеристик.

8. Тарасенко О. М. Динаміка теплообмінного апарату с перехресно-прямоточною схемою руху теплоносіїв/ Б.О. Левченко, О.М. Тарасенко// Тези докладів XIX Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології:Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я».– Харків, НТУ "ХПІ", – 2011. – С. 264.

Здобувач розробив алгоритм розрахунку двухходового повітропідігрівника з перехресно-прямоточною схемою руху теплоносіїв, виконав розрахунки теплових характеристик та провів їх аналіз.

АНОТАЦІЇ

Тарасенко О.М. Удосконалення методів розрахунку і конструкцій повітропідігрівників котельних установок на основі моделювання динамічних характеристик процесів теплообміну. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05. 14. 14 – теплові та ядерні енергоустановки . – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2013.

Дисертація присвячена удосконаленню методів розрахунку динамічних та стаціонарних характеристик рекуперативних трубчатих повітропідігрівників котельних установок з метою підвищення їх ефективності та надійності.

Виконано огляд існуючих методик розрахунку динамічних характеристик рекуперативних трубчастих теплообмінних апаратів. Розроблено математичну модель трубчастого повітропідігрівників з перехресною схемою руху теплоносіїв, як об'єкта з розподіленими параметрами, для різних умов обурення перехідного процесу. На основі модифікації неявного чисельного методу «біжить рахунки», розроблений метод визначення показників нестационарних процесів теплообміну трубчастих повітропідігрівників з перехресним струмом теплоносіїв. Розроблено комплекс програм, який дозволяє ефективно вести багатоваріантні розрахунки теплових характеристик повітропідігрівачів котельних установок в широкому діапазоні зміни вхідних параметрів. Проведені чисельні експерименти на математичній моделі трубчастого повітропідігрівників і порівняння расчётних результатів з експериментальними даними повітропідігрівника. Отримані криві розгону і розподілу температур теплоносіїв і стінки труб трубчастих повітропідігрівників з одноходовою і складною схемою руху теплоносіїв. Отримані графіки розподілу температури в стаціонарному та динамічному стані трубчастих повітропідігрівників, що виключає їх розрахунок по наближеним методикам при перехресній схемі струму теплоносіїв. Визначено перелік параметрів, які впливають на динамічні характеристики теплообміну повітропідігрівників і ступінь їхнього впливу на перехідні і стаціонарні характеристики. Запропоновано комплекс заходів для удосконалення конструкції і схем включення повітропідігрівачів котельних установок. Показано, що тільки використання чисельних поелементний розрахунків перехресних струму дозволяє повною мірою врахувати вплив нерівномірності входять температур на вході в теплообмінник і всередині нього.

Ключові слова: котельна установка, повітропідігрівник, процес теплообміну, динамічні характеристики, удосконалення конструкцій.

Тарасенко А.Н. Совершенствование методов расчета и конструкций воздухоподогревателей котельных установок на основе моделирования динамических характеристик процессов теплообмена. На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.14 – тепловые и ядерные энергоустановки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2013.

Диссертация посвящена усовершенствованию методов расчета динамических и стационарных характеристик рекуперативных трубчатых воздухоподогревателей котельных установок с целью повышения их эффективности и надежности.

Выполнен обзор существующих методик расчета динамических характеристик рекуперативных трубчатых теплообменных аппаратов. Показано, что для повышения достоверности результатов расчета тепловых

характеристик процессов теплообмена воздухоподогревателей целесообразно использовать математическую модель как объекта с распределенными параметрами. Выполнен анализ основных конструкций воздухоподогревателей котельных установок промышленных предприятий. Установлено, что наиболее распространенным рекуперативным воздухоподогревателем является стальной трубчатый с вертикальным расположением труб. Разработана математическая модель трубчатого воздухоподогревателя с перекрестной схемой движения теплоносителей, как объекта с распределенными параметрами, для различных условий возмущения переходного процесса. На основе модификации неявного численного метода «бегущего счета», разработан метод определения показателей нестационарных процессов теплообмена трубчатых воздухоподогревателей с перекрестным током теплоносителей. Разработан комплекс программ, который позволяет эффективно вести многовариантные расчеты тепловых характеристик воздухоподогревателей котельных установок в широком диапазоне изменения входных параметров. По имеющимся данным для конвективного теплообмена проведен анализ и выбраны критериальные уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи. Проведенные численные эксперименты на математической модели трубчатого воздухоподогревателя и сравнение расчетных результатов с экспериментальными данными воздухоподогревателя. Получены кривые разгона и распределения температур теплоносителей и стенки труб трубчатых воздухоподогревателей с одноходовой и сложной схемой движения теплоносителей. Полученные графики распределения температуры в стационарном и динамическом состоянии трубчатых воздухоподогревателей, что исключает их расчет по приближенным методикам при перекрестной схеме тока теплоносителей. Определен перечень параметров, которые влияют на динамические характеристики теплообмена воздухоподогревателя и степень их влияния на переходные и стационарные характеристики. Предложено комплекс мероприятий для усовершенствовании конструкции и схем включения воздухоподогревателей котельных установок, что позволит снизить потери металла труб из-за низкотемпературной коррозии. Показано, что только использование численных поэлементных расчетов перекрестных тока позволяет в полной мере учесть влияние неравномерности входящих температур на входе в теплообменник и внутри него.

Ключевые слова: котельная установка, воздухоподогреватель, процесс теплообмена, динамические характеристики, усовершенствование конструкций

Tarasenko AN Improvement of the methods of calculation and design air heaters boilers based on modeling the dynamic characteristics of heat transfer processes. It is manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05. 14. 14 – thermal and nuclear power plants. – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov, 2013.

The dissertation is devoted to the improvement of methods of calculating the dynamic and stationary characteristics of regenerative air heaters tubular heating plants to improve their efficiency and reliability.

A review of existing methods of calculating the dynamic characteristics of the tubular recuperative heat exchangers. A mathematical model of tubular air heater with a cross flow heat transfer agent, as an object with distributed parameters for different disturbance transition. On the basis of the implicit modification of the numerical method "running account", developed a method to identify indicators of unsteady heat transfer processes tubular air heaters with crossflow heat transfer fluids. Developed a set of programs that allows you to effectively conduct multiple calculations of thermal characteristics air heaters boilers in a wide range of input parameters. The numerical experiments on a mathematical model of tubular air heater and comparing the calculated results with the experimental data of the air heater. The curves of acceleration and temperature distribution and heat transfer tube wall tubular air heaters with one-way and a complex scheme of flow. The resulting graph of the temperature distribution at steady state and dynamic tubular air heaters, which excludes them from the approximate calculation methods for cross-circuit current coolants. The list of parameters that affect the dynamic performance of the air heater and heat their effect on transient and steady-state characteristics. A set of measures to improve the design and patterns include air heaters boilers. Showed that only the use of multiple calculations exploded cross flow can fully account for the effect of uneven temperatures are at the entrance to and inside the heat exchanger.

Keywords: boiler installation, air heater, heat exchange, dynamic characteristics, design improvement

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'N. A. S.', written in a cursive style.

Підписано до друку 11.03.2013 р. Формат 60x84/16.
Папір офсетн. Друк – різнографічний. Умовн. друк. арк. 0,9
Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Замовлення №

Надруковано у ФО-П Миронов М.В.

Свідоцтво ВО 4 № 022953 від 24.04.2003 р.

61002, м. Харків, вул. Червонопрапорна, 3
