

## УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ КОТЛІВ У КОМБІНОВАНИХ ТЕПЛО- І МАСООБМІННИХ АПАРАТАХ

*Наведено результати експериментального дослідження процесу охолодження газового потоку ізотермічною плівкою рідини в регулярній насадці (канал з сітчастим покриттям) контактної апарата, що використовуються при розрахунку конструкцій апаратів контактної типу в системі утилізації теплоти відпрацьованих газів котлів.*

*Ключові слова:* теплообмін, масообмін, теплообмінні апарати, пасивні інтенсифікатори, плівка рідини, канал з сітчастим покриттям стінок

Вирішення проблем модернізації теплових енергоустановок і створення перспективних технологій перетворення хімічної енергії природного, енерготехнологічних газів або рідкого палива на інші види енергії (теплову, механічну і електричну) значно ускладнюється відсутністю комплексного підходу щодо вибору методу утилізації теплоти відпрацьованих газів. Це перш за все стосується проблем розвитку великої та малої енергетики у напрямках розробки систем когенерації енергії на базі парових і водогрійних котлів.

Найбільш перспективним з напрямків енергозбереження в енергетиці (особливо це стосується енергогосподарств промислових підприємств і систем децентралізованого теплопостачання), є підвищення ефективності використання вуглеводневого палива у котельних агрегатах за рахунок утилізації теплоти відхідних газів. Втрати теплоти  $q_2$  у сучасних котлах у номінальному режимі складають 16 ... 18 % при розрахунках за вищою теплоотою згорання палива  $Q_p^B$  і є основною частиною втрат теплоти, що відповідає температурі відхідних газів 140 ... 110 °С. Такий діапазон температур обумовлений відсутністю або низькою інтенсивністю корозії обшивки газоходів. Зменшення втрат теплоти  $q_2$  шляхом зниження температури відхідних газів нижче точки роси дозволить провести глибоку утилізацію теплоти, використовуючи теплоту конденсації водяної пари.

Глибока утилізація теплоти може здійснюватись з застосуванням конденсаційних теплообмінних апаратів двох типів: поверхневих і контактних. Використання таких апаратів має свої переваги і недоліки. Якщо вирішальним є

питання якості робочого тіла, то у цьому випадку доцільним є застосування теплообмінних апаратів рекуперативного типу, але завдяки низькому температурному напору, невеликій питомій площі в одиниці об'єму і невисокій інтенсивності теплообміну з боку відпрацьованих газів, значно зростають їх масогабаритні характеристики. У іншому випадку, коли агресивність робочого тіла, яка значно зростає при безпосередньому контакті циклової води з відпрацьованими газами, не є вирішальною, тоді доцільним варіантом може бути використання контактних апаратів.

Але найбільш гнучкою може виявитись утилізаційна система, яка поєднує в собі переваги застосування обох типів апаратів. Можливість такої комбінації визначається шляхом аналізу схем теплопостачання у кожному конкретному випадку.

### **Комбіновані конденсаційні утилізаційні системи котлів**

Таким чином, система глибокої утилізації теплоти відхідних газів котлів передбачає наявність двох контурів, які можуть працювати як спільно, так і автономно.

Охолодження відхідних газів до температури  $\vartheta_{відх}$ , яка має бути на 10 ... 15 °С більше температури точки роси, доцільно проводити у теплообмінному апараті рекуперативного типу, який може входити до складу елементів пароводяного тракту котла або використовуватись як економайзер низького тиску зі своїм окремим контуром циркуляції. Враховуючи низьку інтенсивність теплообміну з боку відхідних газів, в рекуперативному апараті утилізаційної системи доцільним є використання оребрених поверхонь круглого перетину. У випадку коли виникає обмеження по аеродинамічному опору

апарата, тоді раціональним є використання поверхонь нагріву, виконаних з плоскоовальних труб з частковим оребренням. Методику розрахунку складу продуктів згорання залежно від палива і визначення необхідної площі теплообміну наведено в [1, 2].

Подальшу утилізацію теплоти, враховуючи високу інтенсивність процесів тепло- і масообміну при безпосередньому контакті рідини і відхідних газів, доцільно проводити в контактному апараті утилізаційної системи. У температурному діапазоні від  $\vartheta_{\text{дх}}$  до  $t_p$  відбувається спочатку процес конвективного тепломасообміну, який супроводжується охолодженням газів до  $t_p$ , а при подальшому контакті цей процес ускладнюється конденсацією водяної пари. Враховуючи цю обставину, при проектуванні контактних апаратів необхідно його секціювання і проведення розрахунку кожної ділянки окремо з урахуванням фізичних особливостей процесів і умов експлуатації основного обладнання. У даній роботі розглядається перша частина процесу: охолодження відхідних газів при безпосередньому контакті з рідиною.

Для зменшення масогабаритних характеристик обладнання доцільно використовувати методи пасивної інтенсифікації процесів, одним з найбільш ефективних є застосування для контакту газу і плівки рідини при їх протитечійному русі поверхонь з сітчастим покриттям.

Інтенсивність тепломасообміну між газовим потоком і рідиною є найважливішою характеристикою процесу, знання якої необхідне при розрахунку конструкцій апаратів. Дослідженню цього питання в даний час присвячена значна кількість робіт, аналіз яких показує, що далеко не повною мірою вирішена проблема максимальної інтенсифікації тепломасообміну в промислових апаратах, а по ряду питань інформація неповна або взагалі відсутня.

У практиці дослідження процесів тепло- і масообміну двофазних середовищ при вимушеній конвекції виявили [3], що навіть при порівняно невеликих поперечних потоках маси відбувається перерозподіл температури і швидкості в пограничному шарі у порівнянні з випадком, не ускладненим масообміном. При контакті гравітаційної плівки з рухомою парогазовою сумішшю, крім гідродинамічного і теплового пограничних шарів, утворюється і дифузійний пограничний шар. У межах дифузійного пограничного шару парціальний тиск пари зміню-

ється від  $P_{n,x\delta}$  на поверхні плівки до  $P_{n,0}$  на зовнішній межі пограничного шару. У середині

пограничного шару справедлива умова  $\frac{\partial P_n}{\partial y} \neq 0$ ,

а поза пограничним шаром і на його зовнішній

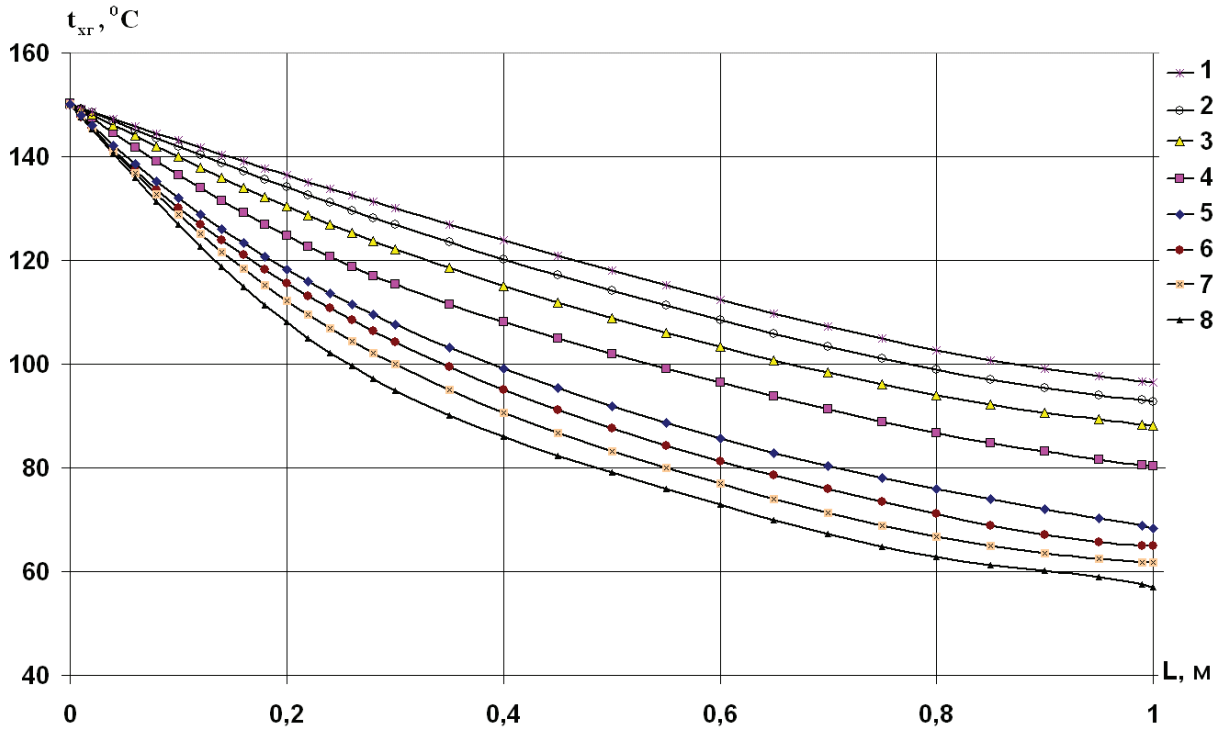
границі виконуються умови  $\frac{\partial P_n}{\partial y} = 0$  і  $P_n = P_{n,0}$ .

Таким чином, зміна парціального тиску пари зосереджена в дифузійному пограничному шарі. При цьому коефіцієнти тепловіддачі і масовіддачі залежать від напряму і величини поперечного потоку маси. На підставі цього не зовсім обґрунтованою є пропозиція використання залежностей для розрахунку спільно процесів тепло- і масообміну, що протікають разом при випаровуванні рідини або конденсації пари з парогазовою сумішшю, наведених в [4].

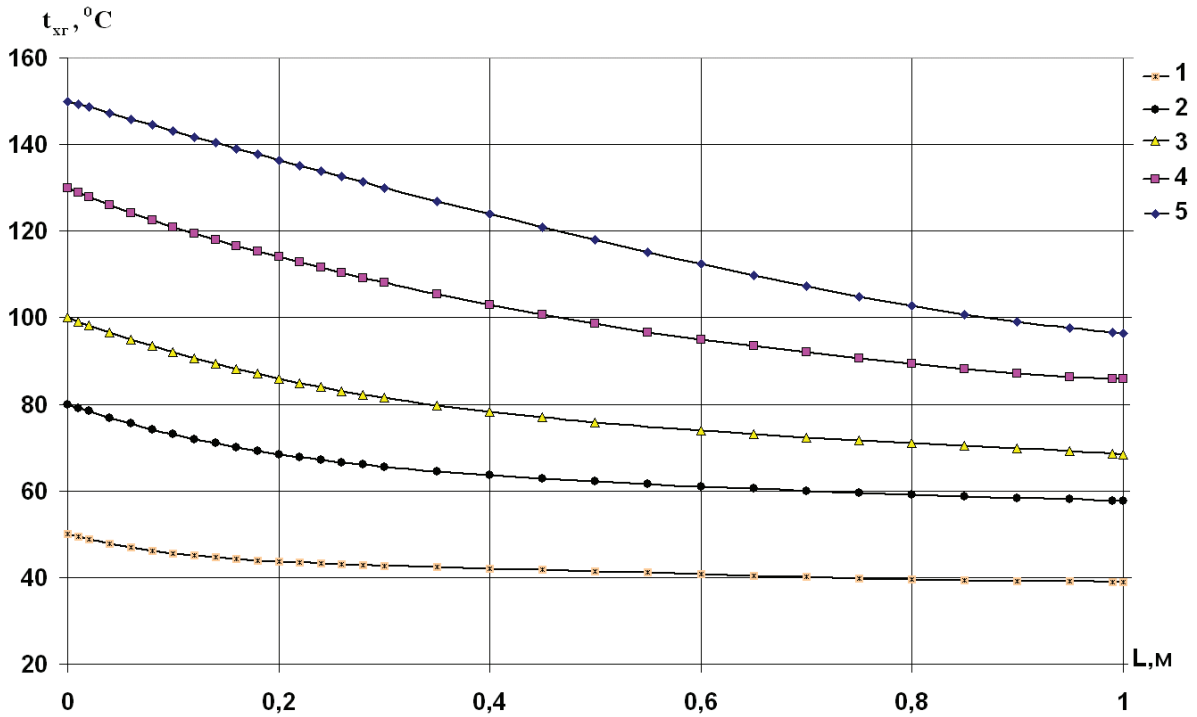
Тому запропонована методика розрахунку утилізаційної системи, яка побудована на принципах розділення процесів тепломасообміну між відхідними газами і робочим тілом, є актуальною.

Вивчення процесів тепло- і масообміну при охолодженні газу гравітаційною плівкою проводилось в каналах з сітчастим покриттям (розмір вічка  $S = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м), виготовленим із сталі X18H10T, з діаметром каналів  $d_e = 0,0125 \dots 0,022$  м, довжиною  $L = 1$  м, у широкому діапазоні зміни режимних параметрів.

На рис. 1, 2 представлено зміну температури повітря залежно від швидкості газу і його вхідної температури. При цьому на рис. 1 температура газу на вході в канал  $150$  °С, густина зрошення  $0,0746$  кг/(м·с) і на рис. 2 швидкість газу  $8,94$  м/с, густина зрошення  $0,0746$  кг/(м·с). Результати досліджень показують, що зміна температури газового потоку носить нелінійний характер, внаслідок чого спостерігається нерівномірність інтенсивності тепло- і масовіддачі, що підтверджується аналізом експериментальних даних у вигляді залежностей  $\alpha = f(w, t'_r)$  і  $\beta_p = f(w, t'_r)$ . Слід зазначити, що при охолодженні газу ізотермічною плівкою спостерігається різна інтенсивність тепло- і масообміну по довжині каналу. Ця особливість процесу дозволяє умовно розділити довжину каналу за ступенем інтенсивності процесів на початкову теплову ділянку і ділянку відносно стабілізованого теплообміну.



**Рис. 1.** Температура газу по довжині каналу при його охолодженні в залежності від швидкості газу при постійних температурі газу на вході та густині зрошення, де  $w$ :  
 1 – 1,29 м/с; 2 – 1,72 м/с; 3 – 2,15 м/с; 4 – 2,64 м/с; 5 – 5,33 м/с; 6 – 6,11 м/с; 7 – 8,0 м/с; 8 – 8,94 м/с



**Рис. 2.** Температура газу по довжині каналу при його охолодженні в залежності від температури газу на вході при постійних швидкості газу та густині зрошення, де  $t'_p$ :  
 1 – 50 °С; 2 – 80 °С; 3 – 100 °С; 4 – 130 °С; 5 – 150 °С

Баланс теплоти у кожному перетині каналу при визначенні локальних значень  $\alpha_x$ , врахувавши, що кількість теплоти, яка виділилася при охолодженні парогазового потоку, витрачалась на випаровування рідини з поверхні плівки, виглядає як

$$q_z + q_{mz} = q_{\delta} \quad (1)$$

Досліджуваний діапазон швидкостей газового потоку включав ламінарний режим при  $Re < 2230$  і перехідну область  $2230 < Re < 10^4$ . Для кожного з цих режимів довжина початкової теплової ділянки визначається за залежністю:

для ламінарного режиму

$$\ell_{n.m.} = 55,89 \cdot d_e \cdot Re_x^{0,12} \cdot K_x^{-0,55}; \quad (2)$$

для перехідної області

$$\ell_{n.m.} = 26,45 \cdot d_e \cdot Re_x^{0,2} \cdot K_x^{-0,55}. \quad (3)$$

Максимальна інтенсивність процесів реалізується на початковій тепловій ділянці, тому узагальнення експериментальних даних проводилось з урахуванням цього чинника. У результаті узагальнення експериментальних даних дослідження процесів тепло- і масообміну при охолодженні повітря гравітаційною ізотермічною плівкою при протитечійному русі були отримані наступні залежності.

Для початкової теплової ділянки:

локальна тепловіддача при ламінарному режимі руху газу

$$Nu_x = 0,59 \cdot Re_x^{0,5} \cdot Pr_x^{0,33} \cdot K_x^{0,25} \cdot \left( \frac{x}{d_e} \right); \quad (4)$$

локальна тепловіддача при перехідному режимі руху газу

$$Nu_x = 0,27 \cdot Re_x^{0,62} \cdot Pr_x^{0,33} \cdot K_x^{0,25} \cdot \left( \frac{x}{d_e} \right). \quad (5)$$

Для ділянки стабілізованого теплообміну:

середня тепловіддача при ламінарному режимі руху газу

$$\overline{Nu} = 0,39 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \cdot K^{0,25}; \quad (6)$$

середня тепловіддача при перехідному режимі руху газу

$$\overline{Nu} = 0,24 \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,33} \cdot K^{0,25}. \quad (7)$$

У областях щільності зрошування, при яких товщина плівки рідини більше товщини пористого або сітчастого покриття, тобто воно знаходиться в затопленому стані, інтенсивність тепло- і масообміну при ламінарно-хвильовому або турбулентному режимах течії приблизно така ж, як і на гладких поверхнях і визначається в основному характером хвильової структури плівки – дво- і тривимірними хвилями, їх частотою і амплітудою.

Ефективно починає проявляти свої властивості сітчасте покриття як один з методів пасивної інтенсифікації процесів тоді, коли товщина плівки не перевищує товщини покриття. При цьому інтенсивність тепловіддачі зростає на 35 ... 45 % у порівнянні з гладкими поверхнями регулярних насадок [5, 6] за рахунок випаровування з менісків сітчастої структури і інтенсивного перемішування рідини по перетину плівки, що підтверджується експериментальними даними [7].

З іншого боку, робочі швидкості газу для контактних апаратів при протитечійному русі гравітаційної плівки і висхідного потоку знаходяться у діапазоні 0,8 ... 1,5 м/с для насадок з кільця різного типу і до 3 ... 3,5 м/с для регулярних насадок.

Таким чином, швидкість газу до моменту порушення гідродинаміки плівки в каналах з сітчастим покриттям перевищує вказаний діапазон у 2,5 ... 3 рази, що дозволяє збільшити діапазон робочих швидкостей і тим самим значно зменшити масогабаритні характеристики контактних апаратів.

## ВИСНОВКИ

1. Основними параметрами, що впливають на інтенсивність тепловіддачі та масовіддачі при охолодженні повітря ізотермічною плівкою є швидкість повітря і його вхідна температура. Зміна швидкості повітря в діапазоні  $w = 1,29 \dots 8,94$  м/с призводила до збільшення коефіцієнтів тепловіддачі і масовіддачі  $\beta_p$  приблизно у 2,4 разу, причому в перехідній області темп зростання коефіцієнтів тепловіддачі і масовіддачі  $\beta_p$  дещо вищий, ніж при ламінарному режимі руху газу. Початкова температура газу також чинить істотний вплив на інтенсивність процесу. Збільшення вхідної температури  $t'_r$  від 50 до 150 °С призводить до збільшення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  і масовіддачі  $\beta_p$ .

приблизно у 1,5 рази. Щільність зрошування у досліджуваному діапазоні при постійній температурі плівки в каналі не впливає на процеси тепло- і масообміну.

2. У результаті узагальнення експериментальних даних з дослідження процесу охолодження газового потоку ізотермічною плівкою рідини були отримані емпіричні залежності для початкової теплової ділянки при ламінарному режимі течії і в перехідній області локальної та середньої тепловіддачі (4), (5) і на ділянці стабілізованого теплообміну (6), (7).

1. *Тепловой расчет котлов. Нормативный метод.* С-Пб., 1998. 258 с.
2. *Письменный Е.Н., Терех А.М., Баранюк А.В.* Теплообмен и аэродинамическое сопротивление малорядных пучков плоско-овальных труб с

неполным оребрением // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32. – № 5. – С. 34–41.

3. *Нигматулин Р.И.* Динамика многофазных сред. Ч. II. – М.: Наука, 1987. – 360 с.
4. *Берман Л.Д.* Испарительное охлаждение. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1957. – 320 с.
5. *Кокорин О.Я.* Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1970. – 343 с.
6. *Горин А.Н., Дорошенко А.В.* Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. – Донецк: Наук. думка, 2001. – 348 с.
7. *Туз В.Е.* Контактный теплообменный аппарат с пористой насадкой для топливной системы промышленной ГТУ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – К., 1990. – 16 с.

*Надійшла до редколегії: 11.02.2011*