УДК 658.264

СКЛАДНИЙ ТЕПЛООБМІН У КАНАЛАХ З ДОДАТКОВИМИ ВСТАВКАМИ

О. Д. Димитров, О. А. Климчук, О. М. Шраменко

Представлені результати обробки даних досліджень радіаційно-конвективного теплообміну в круглих каналах з додатковими плоскими вставками на боці повітря, що нагрівається, з метою визначення залежності між температурами труби, вставки і повітря, що нагрівається, і режимом руху повітря в каналі. Отримані критеріальні залежності дають можливість значно спростити розрахунки високотемпературних рекуперативних теплообмінників для теплотехнологічних установок різного призначення.

Ключові слова: *рекуператори тепла, інтенсифікація теплообміну, підігрів повітря, плоскі вставки, складний теплообмін.*

СЛОЖНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ВСТАВКОЙ

А. Д. Димитров, А. А. Климчук, А. Н. Шраменко

Представлены результаты обработки данных исследований радиационно-конвективного теплообмена в круглых каналах с дополнительными плоскими вставками на стороне воздуха, нагреваемого с целью определения зависимости между температурами трубы, вставки и нагреваемого воздуха, и режимом движения воздуха в канале. Полученные критериальные зависимости дают возможность значительно упростить расчеты высокотемпературных рекуперативных теплообменников для технологических установок различного назначения.

Ключевые слова: *рекуператоры тепла, интенсификация теплообмена, подогрев воздуха, плоские вставки, сложный теплообмен.*

COMPLEX HEAT TRANSFER IN CHANNELS WITH ADDITIONAL INSERTS

O. Dimitrov, A. Klimchuk, O. Shramenko

The results of the research data of radiation-convective heat transfer in round channels with additional flat inserts on the side of the air is heated, to determine the relationship between temperature pipe insert and the air is heated, and mode of air traffic in the channel. The obtained criterion depending enable greatly simplify calculations recuperative heat exchangers for high temperature thermal heating plants of various purpose.

Keywords: *heat recovery heat intensification of heat transfer, heated air, flat inserts, complex heat transfer.*

Інтенсифікація теплообміну всередині труб високотемпературних рекуператорів за допомогою вставок різної конфігурації досліджені досить широко [1, 2, 3], при цьому, запропонована методика обробки в критеріальному вигляді $[\mathrm{Nu} = \mathrm{f}(\mathrm{Re})]$ завжди обмежує область застосування експериментальних даних. У переважній більшості випадків в якості визначального розміру приймається розмір каналу, а форма вставки враховується за допомогою поправочних коефіцієнтів.

Теплообмін у круглому каналі з поздовжніми плоскими вставками можна розглядати як теплообмін в трикутному каналі, обмеженому двома плоскими стінками і однією овальною.

У даному випадку поверхня АВ передає теплоту випромінювання на плоскі поверхні АО і ОВ і конвекцію повітрю, який рухається всередині каналу АВО. Тепловіддача від поверхні АОВ до повітря здійснюється тільки конвекцією. Теплообмін усередині даного каналу описується рівнянням:

$$C_{зв}\left[\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{вст}}{100}\right)^4\right]=\alpha\left(T_{вст}-T_{по}\right) \tag{1}$$

© О. Д. Димитров, О. А. Климчук, О. М. Шраменко

де $C_{зв}$ – зведений коефіцієнт випромінювання між дугою АВ і плоскими поверхнями АО і ОВ, Вт/м^{2}К^4.

$T_{ст}$, $T_{вст}$ – відповідно температура стінки труби і вставок, К;

$T_{по}$ – температура повітря в розглянутому розрізі, К;

α – коефіцієнт конвективної тепловіддачі до повітря в каналі, утвореному двома секторами вставок і поверхнею труби, Вт/м^{2}К.

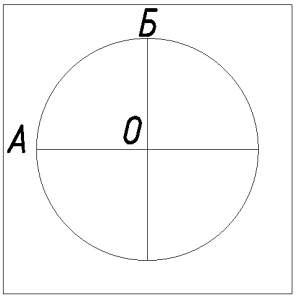

Рисунок 1 – Розрахункова схема

Зведений коефіцієнт випромінювання визначається за формулою:

$$C_{зв} = \varphi \cdot \varepsilon_{зв} \cdot C_0 \tag{2}$$

де φ – кутовий коефіцієнт від труби до секторних вставок в променистому теплообміні;

$\varepsilon_{зв}$ – зведена ступінь чорноти секції, що складається з дуги АВ та двох прямих АО і ОВ;

C_0 – наведений коефіцієнт абсолютно чорного тіла,

$$C_0 = 5{,}7 \quad \frac{Вт}{м^2 К^4}$$

Для круглого каналу з плоскими вставками по довжині кутовий коефіцієнт:

$$\varphi = \frac{n}{\pi} \sin \frac{180}{n} \tag{3}$$

де n - число секторів , n ≥ 2

Наведена ступінь чорноти системи

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_{тр}} - 1\right) \cdot \frac{\pi}{n} \cdot \sin\left(\frac{180}{n}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_{вст}} - 1\right) \cdot \sin\left(\frac{180}{n}\right)} \tag{4}$$

де $\varepsilon_{тр}$, $\varepsilon_{вст}$ - ступінь чорноти матеріалу труби і вставок

Якщо рекуператорна труба і вставка виконані з одного матеріалу, $\varepsilon_{тр} = \varepsilon_{вст} = \varepsilon$ вираз (4) приймає вигляд:

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{n}{\pi} + 1\right) \cdot \sin\left(\frac{180}{n}\right)} \tag{5}$$

Зведений коефіцієнт випромінювання в цьому випадку:

$$\varepsilon_{зв} = \frac{5{,}7 \cdot \frac{n}{\pi} \cdot \sin\left(\frac{180}{n}\right)}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{n}{\pi} + 1\right) \cdot \sin\left(\frac{180}{n}\right)}, \quad \frac{Вт}{м^2 K^4} \tag{6}$$

Значення $\varepsilon_{зв}$, розраховані за формулою (6), залежно від числа секторів n для ступеня чорноти $\varepsilon = 0{,}8$ наведені в таблиці 1

Таблиця 1

n	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16
$c_{зв}$	2,602	3,347	3,699	3,902	4,033	4,147	4,237	4,297	4,3355	4,366

Після переходу до безрозмірої температури вираз (1) буде мати вигляд:

$$\theta_{вст}^4 + \frac{100\alpha}{C_{зв}\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^3} \cdot \theta_{вст} - \left(\frac{100\alpha}{C_{зв}\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^3} \cdot \theta_{по} + 1 \right) = 0 \tag{7}$$

де $\theta_{вст} = \frac{T_{вст}}{T_{ст}}; \quad \theta_{по} = \frac{T_{по}}{T_{ст}}$

Використавши один дійсний корень характеристичного кубічного рівняння, яке вирішене за формулою Кардана, з виразу (7) можна отримати наступне значення для температури вставки:

$$\theta_{вст} = \sqrt{\frac{a}{2\sqrt{2y}} - \frac{y}{2}} - \sqrt{\frac{y}{2}}, \tag{8}$$

де $$y = \sqrt[3]{\left(\frac{a}{4}\right)^2 + \sqrt{\left(\frac{a}{4}\right)^4 + \left(\frac{b}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{\left(\frac{a}{4}\right)^2 - \sqrt{\left(\frac{a}{4}\right)^4 + \left(\frac{b}{3}\right)^3}}$$

$$a = \frac{100\alpha}{C_{зв}\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^3}; \quad b = \frac{100\alpha}{C_{зв}\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^3} \cdot \theta_{по} + 1$$

В даному дослідженні коефіцієнт конвективної тепловіддачі до повітря в каналі визначається при температурі повітря в тому розрізі, в якому визначається температура вставки.

Як відомо, величина коефіцієнта конвективної тепловіддачі α залежить від форми каналу і режиму руху теплоносія в каналі, обумовленому числом Рейнольдса Re. Форма каналу визначається конструкцією вставок, встановлених в каналі. У круглих каналах з плоскими повздовжніми вставками зі збільшенням числа вставок абсолютне значення коефіцієнта α зменшується через те, що при однаковій швидкості теплоносія в каналах без вставок і зі вставками зменшується число Re з-за зменшення еквівалентного діаметру канала. Так, якщо в трубі без вставок режим руху теплоносія турбулентний, то в каналі з вставками при однаковій швидкості режим може бути перехідним і навіть ламінарним.

Розрахунки температури вставки за формулою (6) при зміні швидкості повітря в каналі від 4 м/с до 15 м/с оказали розбіжності з експериментальними значеннями температури вставок, що не перевищують 3%.

При розрахунках швидкості повітря в каналі враховується зменшення прохідного перерізу труб за рахунок вставок. Для труби з внутрішнім діаметром 50мм і товщиною плоских вставок $\delta = 1$мм зменшення прохідного перетину у відсотках складе відповідно: для двухсекторної вставки - 2,55%; для трьохсекторної вставки- 3,82%; для чотирьохсекторної вставки – 5,09%; для п'ятисекторної вставки – 6,37%; та для шестисекторної вставки – 7,64%.

Обумовлюючий розмір труби з плоскими вставками визначається за формулою:

$$d_o = \frac{\pi d^2 - 2n\delta d}{d(\pi + n) - n\delta} \tag{9}$$

Значення d_o для круглої труби діаметром 50мм з плоскими вставками товщиною 1мм приведені в таблиці 2

Таблиця 2

n	2	3	4	5	6
$d_э$, мм	30,015	24,849	21,116	18,293	16,084
Ψ	1,550	1,027	0,756	0,608	0,503

Як видно з таблиці 2 з збільшенням числа плоских вставок d_0 зменшується і, відповідно, число Re теж зменшується.

Для оцінки ефективності використання додаткових вставок зі сторони повітря в трубчатих високотемпературних рекуператорах більш представницькою є величина αF, в якій F – це поверхня нагріву вставок або труби, які омиваються повітрям.

В даних дослідженнях нами використано відношення кількості теплоти, що віддається від вставки до повітря до кількості теплоти, що віддається від труби до повітря конвекцією у вигляді

$$\frac{Q_{вст}}{Q_{тр}} = \frac{\alpha F_{вст}(t_{вст} - t_{по})}{\alpha F_{тр}(t_{тр} - t_{по})} = f(\mathrm{Re}) \tag{10}$$

де $F_{тр}$ – поверхня труби, що омивається повітрям, за винятком поверхні зайнятої вставками,

$F_{вст}$ – поверхня вставок, м^2,

$$F_{тр} = (\pi d - n\delta)\cdot L_{тр}, \quad F_{тр} = ndL_{тр}$$

де d-діаметр труби, м

δ – товщина вставки, м

n – число плоских вставок

$L_{тр}$ – довжина теплообмінної ділянки труби, м/

Відношення поверхні труби, що омивається повітрям, і поверхні вставок

$$\Psi = \frac{F_{тр}}{F_{вст}} = \frac{\pi}{n} - \frac{\delta}{d} \tag{11}$$

Як видно з (9) Ψ залежить від числа плоских вставок і їх товщини. Для числа вставок, які частіше застосовуються, з точки зору технологічності виготовлення та аеродинамічного опору, значення Ψ наведені в таблиці 2. (Значення $\delta = 0{,}001$м; $d = 0{,}050$м)

Після підстановки значеня Ψ в (8) одержимо

$$\theta = \frac{t_{вст} - t_{по}}{(t_{тр} - t_{по})\cdot \Psi} = f(\mathrm{Re}) \tag{12}$$

Число Рейнольдса визначається за формулою

$$\mathrm{Re} = \frac{W \cdot d_o}{\nu_{по}}$$

де W – дійсна швидкість повітря в трубі зі вставками, м/с;

$d_э$ – еквівалентний діаметр труби зі вставками, значення якого визначаємо за формулою (9);

$\nu_в$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при заданій температурі, $м^2/с$.

Отримані нами дослідні дані щодо теплообміну в трубах зі вставками і їх обробка за формулою (12) в критеріальній формі у вигляді $\theta = A \cdot \mathrm{Re}^n$, наведені в таблиці 3. Відхилення дослідних даних за величиною $t_{вст}$, від розрахованих за формулою $\theta = A \cdot \mathrm{Re}^n$ не перевищує 3%.

Таблиця 3

Тип плоскої вставки	Діапазон зміни числа Re	Коефіцієнт	
		A	n
Двухсекторна	2400<Re>10000 Re>10000	23,6 2800	-0,4 -0,915
Чотирьохсекторна	3500<Re>7500 Re>7500	8200 740000	-1,17 -1,715
шестисекторна	2500<Re>12000	804,5	-0,78

Висновки

– Отримані дані дозволяють виконати розрахунок $t_{вст}$ і з допомогою формули (1) визначити променисту складову тепловіддачі від стінки труби до вставки і в підсумку загальну тепловіддачу теплоносія, що нагрівається.

Використана література

1. Борисов И. И., Халатов А. А., Кобзарь С. Г. Теплообмен и сопротивление в щелевых каналах с продолговатыми углублениями и выступами // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, №5. – С. 30-36.
2. Борисов И. И., Халатов А. А., Сорока Б. С. Теплообмен и сопротивление при течении воздуха в трубе со вставками с интенсификаторами на их поверхности// Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31. – №3. – С. 7-12.
3. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М., «Металлургия», 1975, 296 с.
4. Розенгарт Ю. И., Потапов Б. Б., Ольшанский В. М., Бородулин А. В. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах. Киев; Донецк; Вища шк. Головное изд-во, 1986. - 296 с.
5. Равич М. Б. Топливо и эффективность его использования. М., «Наука», 1971. – 358 с. С ил.

Димитров Олександр Дмитрович – канд. техн. наук, доцент кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, ОНПУ.
Климчук Олександр Андрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, ОНПУ.
Шраменко Олександр Миколайович – асистент кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, ОНПУ.

Димитров Александр Дмитриевич – канд. техн. наук, доцент кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий, ОНПУ.
Климчук Александр Андреевич – канд. техн. наук, доцент кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий, ОНПУ.
Шраменко Александр Николаевич – ассистент кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий, ОНПУ.

Dimitrov Aleksandr Dmitrievich – Ph.D. of Sciences, Associate Professor, Chair of thermal power plants and energy-saving technologies, ONPU.
Klimchuk Aleksandr Andreevich – Ph.D. of Sciences, Associate Professor, Chair of thermal power plants and energy-saving technologies, ONPU.
Shramenko Aleksandr Nikolaevich – assistant, Chair of thermal power plants and energy-saving technologies, ONPU.