

УДК 621.3

**РОЗПОДІЛЕННЯ ТЕМПЕРАТУР У СТІНЦІ ТЕПЛООБМІННОЇ ТРУБКИ,
ЩО ОБМИВАЄТЬСЯ ПОПЕРЕЧНИМ ПОТОКОМ РІДИНИ**

О.О. КУЗНЕЦОВА

Київський національний університет технологій та дизайну

Наведено результати числового експерименту з визначення дійсного розподілу температур у стінці циліндричної теплообмінної труби, що омивається поперечним потоком теплоносія. Отримані результати свідчать, що дійсний розподіл температур у стінці відрізняється від розподілу температур, отриманих при застосуванні в розрахунках середнього по периметру труби коефіцієнта тепловіддачі

При теплових розрахунках теплообмінного обладнання одним з найголовніших пунктів є визначення температури поверхні теплообмінної стінки. Для її визначення зазвичай використовують середнє по поверхні стінки значення коефіцієнта тепловіддачі. У деяких випадках, коли коефіцієнт тепловіддачі змінюється по поверхні, неврахування цього факту при визначенні температури поверхні може призвести до надмірної деформації теплонапружених елементів і навіть до їх руйнування.

Об'єкти та методи дослідження

Багато з теплообмінників, наприклад водотрубні котли, підігрівачі повітря, економайзери тощо мають поперечне розташування теплообмінних труб у потоці теплоносія. Зазвичай для визначення температури зовнішньої поверхні теплообмінних труб використовується середнє по периметру труби значення коефіцієнта тепловіддачі. Разом із тим, як відомо [1–4], при поперечному обтіканні потоком теплоносія циліндричної труби коефіцієнт тепловіддачі змінюється по периметру труби великою мірою, сягаючи максимального значення у лобовій точці труби. При цьому, звісно, певним чином змінюється і температура поверхні стінки труби, сягаючи свого екстремального значення також в лобовій точці. Ефект зміни температури стінки по контуру труби при її поперечному обтіканні необхідно враховувати в деяких випадках: при наближенні температури стінки до граничного значення витривалості її матеріалу, при застосуванні теплової ізоляції тощо. Також цей ефект бажано брати до уваги при теплових розрахунках теплообмінного обладнання, враховуючи можливості сучасної обчислювальної техніки.

Постановка завдання

Метою роботи є визначення дійсного розподілу температур у стінці теплообмінної труби, що омивається поперечним потоком теплоносія. Для розв'язування цієї задачі було застосовано числовий метод контрольних об'ємів. Систему отриманих лінійних рівнянь у кінцевих різницях розв'язували за допомогою комп'ютерного математичного пакета MathCad.

Результати та їх обговорення

Омивання труби поперечним потоком рідини характеризується рядом особливостей [3]. Плавне, безвідривне омивання циліндричної труби має місце лише при числі Рейнольдса $Re < 5$ (рис.1). Як визначальний розмір для визначення числа Рейнольдса виступає зовнішній діаметр труби d , а як швидкість – швидкість набігаючого потоку рідини. При $Re > 5$ примежовий шар, що утворюється на передній половині труби, у кормовій частині відривається від поверхні труби, в результаті утворюються два симетричні вихорі.

При подальшому збільшенні числа Рейнольдса вихорі все більше витягуються вздовж течії. При $Re \geq 10^3$ вихорі періодично відриваються, утворюючи за циліндром вихрову доріжку (рис. 2).

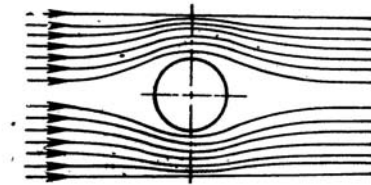


Рис. 1. Безвідривне омивання циліндричної трубки

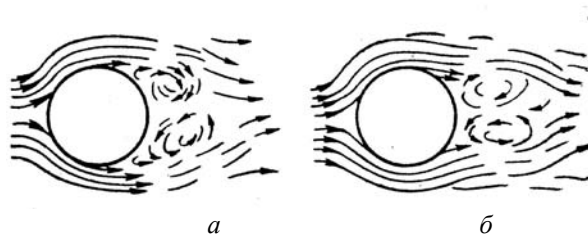


Рис. 2. Омивання циліндричної трубки з відривом примежового шару:

a – відрив ламінарного примежового шару; ***б*** – відрив турбулентного примежового шару

Відрив примежового шару є наслідком зростання тиску вздовж потоку і гальмуванням рідини твердою стінкою. Відрив потоку і утворення вихорів є основною особливістю поперечного омивання труби.

При відносно невеликих значеннях чисел Рейнольдса і незначному ступеню турбулізації набігаючого потоку рідини спостерігається відрив ламінарного примежового шару (рис. 2, *a*). Він відбувається при кутах φ (цей кут відраховується від лобової точки труби), що приблизно дорівнюють $80 - 84^\circ$. При великих числах Рейнольдса відбувається перехід руху в примежовому шарі до турбулентної форми. При турбулентному примежовому шарі місце відриву різко зміщується і відрив відбувається при $\varphi = 120 \dots 140^\circ$. Зміщення місця відриву призводить до зменшення вихрової зони за циліндром (рис. 2, *б*) і омивання циліндричної труби поліпшується. За оцінками різних авторів, турбулентний примежовий шар виникає лише при $Re = 1 \cdot 10^5 \dots 4 \cdot 10^5$.

Особливості омивання труби поперечним потоком рідини позначаються і на її тепловіддачі.

При ламінарному примежовому шарі тепловіддача у лобовій частині труби зменшується і сягає мінімуму приблизно в місці відриву примежового шару. У кормовій частині тепловіддача поступово збільшується і може зрівнятися з тепловіддачею у лобовій частині труби.

При відриві турбулентного примежового шару залежність локального коефіцієнта тепловіддачі α_φ від кута φ має складний характер. Спостерігається два мінімуми коефіцієнта тепловіддачі. Перший мінімум відповідає переходу ламінарної течії в шарі до турбулентної. Після цього коефіцієнт тепловіддачі різко зростає. Другий мінімум тепловіддачі відповідає місцю відриву турбулентного примежового шару.

Зниження тепловіддачі перед відривом можна пояснити гальмуванням примежового шару. За місцем відриву труба омивається вихрами, що мають складний характер руху, і тепловіддача дещо зростає.

На рис. 3 наведено графічну залежність відношення локального значення коефіцієнта тепловіддачі α_φ до його середнього по периметру труби значення α від кута φ при $Re = 10^4$ [4]. З рисунка видно, що максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі спостерігається при $\varphi = 0$, де товщина примежового шару є мінімальною. По мірі омивання фронтової половини труби товщина примежового шару зростає, коефіцієнт тепловіддачі α_φ зменшується і при $\varphi = 90 \dots 100^\circ$, тобто поблизу місця відриву потоку від поверхні труби досягає найменшого значення. У кормовій частині труби примежового шару немає, й інтенсивність теплообміну внаслідок турбулізації середовища знову збільшується пропорційно зростанню Re .

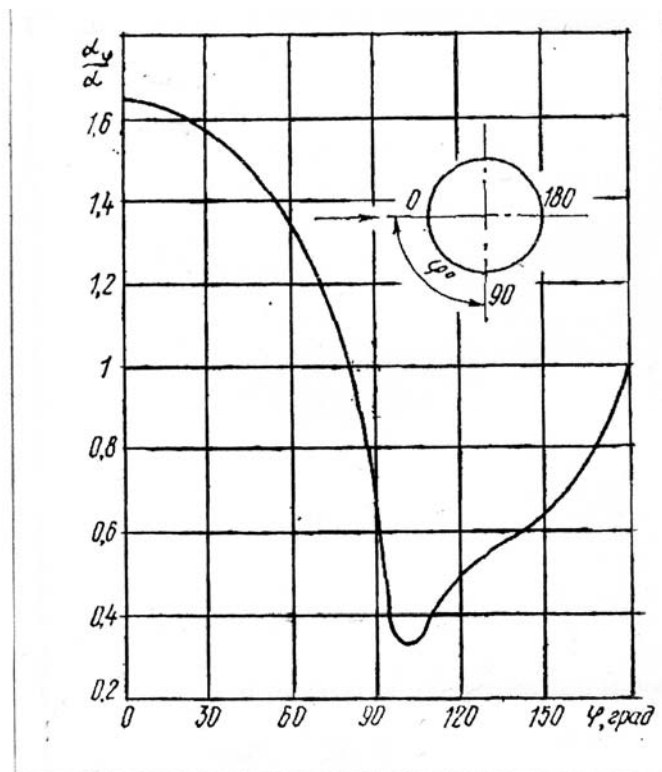


Рис. 3. Зміна коефіцієнта тепловіддачі при поперечному омиванні циліндра потоком рідини при $Re=10^4$

При високій температурі набігаючого потоку рідини температура труби може бути наближена до граничного значення для її матеріалу. Розрахунок за допомогою середніх коефіцієнтів тепловіддачі дає лише середнє значення температури стінки. При цьому місцеві значення температури стінки можуть бути як менші, так і більші її середньої температури. Тому у деяких випадках урахування зміни температури по контуру труби є дуже важливим.

Ефект зміни температури стінки по контуру труби при її поперечному омиванні необхідно також враховувати при застосуванні теплової ізоляції.

Для визначення розподілу температур у стінці труби, що омивається поперечним потоком теплоносія, було застосовано числовий метод контрольних об'ємів [5].

Вихідні дані для розрахунку були такі: коефіцієнт теплопровідності стінки труби $\lambda = 0,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; труба омивається поперечним потоком гарячого повітря із середньою температурою $T_2=300 \text{ }^\circ\text{C}$; в середині труби рухається повітря із середньою температурою $T_1=20 \text{ }^\circ\text{C}$; внутрішній радіус труби $r_1=10 \text{ мм}$; зовнішній радіус труби $r_2=20 \text{ мм}$. Коефіцієнт тепловіддачі α_1 між повітрям і внутрішньою стінкою труби приймався незмінним по периметру труби. Локальний коефіцієнт тепловіддачі α_2 між зовнішньою поверхнею труби і омиваючим потоком рідини, як зазначено вище, залежить від кута φ . Розрахунки проводилися для значення $Re=10^4$ для потоків повітря як в середині трубки, так і зовні. Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі α_1 між внутрішньою поверхнею стінки труби і потоком повітря визначали з відомого критеріального рівняння [3]. Локальні значення коефіцієнта α_2 визначалися із графічної залежності, наведеної на рис. 3.

Середній коефіцієнт тепловіддачі для зовнішньої поверхні труби визначався з критеріального рівняння (для $Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$) [2]:

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

де Nu – критерій Нусельта; Pr – критерій Прандтля.

У цій формулі при обчислюванні критеріїв подібності за визначальний лінійний розмір прийнято зовнішній діаметр труби, а швидкість віднесена до найвужчого поперечного перерізу каналу, в якому розташована циліндрична труба. Визначальною температурою є середня температура рідини; винятком є Pr_c , який визначається за середньою температурою стінки.

Систему отриманих рівнянь у кінцевих різницях розв'язували за допомогою комп'ютерного математичного пакета MathCad. Через те, що задача є симетричною, розглядали лише розподіл температур на половині труби ($0 \leq \varphi \leq 90^\circ$). Усього розглядали 30 вузлових точок. Результати розв'язування системи рівнянь наведено в таблиці.

Як видно з таблиці, максимальна температура зовнішньої поверхні стінки для розглядуваного випадку сягає приблизно $271 \text{ }^\circ\text{C}$, тоді як визначена за середнім по контуру труби коефіцієнтом тепловіддачі становить $259 \text{ }^\circ\text{C}$.

Отже, між реальною максимальною локальною температурою поверхні стінки і температурою, визначеною за середнім коефіцієнтом тепловіддачі, є помітна різниця. Тому урахування в розрахунках дійсного розподілу поверхневих температур стінки є вельми важливим, особливо, коли ці температури наближаються, як вже зазначалося вище, до критичних значень температур для витривалості матеріалу.

Значення температур у вузлових точках стінки

Номер вузлової точки	Значення кута φ , град.	Радіус, мм	Температура t , °С	Номер вузлової точки	Значення кута φ , град.	Радіус, мм	Температура t , °С
1	0	10	157,4	16	100	10	152,8
2	0	15	222,6	17	100	15	202,8
3	0	20	271,4	18	100	20	233,7
4	20	10	153,3	19	120	10	152,9
5	20	15	221,3	20	120	15	202,2
6	20	20	270,2	21	120	20	235,1
7	40	10	153,1	22	140	10	153,6
8	40	15	219,5	23	140	15	204,7
9	40	20	268,3	24	140	20	241,1
10	60	10	152,9	25	160	10	153,1
11	60	15	215,9	26	160	15	207,7
12	60	20	269,9	27	160	20	247,7
13	80	10	152,8	28	180	10	153,1
14	80	15	209,6	29	180	15	209,8
15	80	20	250,7	30	180	20	253,5

Висновки

Аналізуючи результати числового експерименту, можна зробити такі висновки:

1. Розподіл локальних температур зовнішньої поверхні циліндричної стінки, що омивається поперечним потоком теплоносія, залежить від кута φ , який відраховується від лобової точки труби. Найбільшого значення локальна температура поверхні сягає саме в лобовій точці ($\varphi=0$). Зі збільшенням кута φ в межах $0 \leq \varphi \leq 90^\circ$ температури поверхні стінки спочатку зменшуються, а потім починають дещо зростати.

2. Ефект зміни температури стінки по периметру слід враховувати при теплових розрахунках, коли температура стінки наближається до граничної температури витривалості матеріалу стінки, при розрахунках теплової ізоляції тощо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 550 с.
2. Жукаускас А.А. Теплопередача и тепловое моделирование. – М.: Изд-во АН СССР, 1959.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.
4. Лариков Н.Н. Теплотехника. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.
5. Патанкар С.В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течениях в каналах. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 312 с.

Надійшла 29.06.2009