

ТЕПЛООБМІН В ЗІГНУТОМУ ПОЛІЕТИЛЕНОВОМУ КАНАЛІ НЕКРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА розроблений і досліджений [1] поліетиленовий теплообмінник для нагрівання води або повітря. Теплообмінник являє собою пакет окремих секцій, виготовлених з листів поліетиленової плівки, попарно з'єднаних по периметру термічним швом. Кожна секція має горизонтальні канали для руху води. В умовах експерименту рух повітря між паралельними секціями спостерігався турбулентний, а рух води в каналах – ламінарний. Результати експерименту дали можливість одержати формули для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі.

Метод приблизного розрахунку тепловіддачі в умовах турбулентного руху рідини базується на гідродинамічній аналогії теплообміну, тобто на ідеї єдності процесів переносу кількості руху та теплоти. В дійсності при будь-якій ступені турбулентності потоку, як показано в [2], в тонкому пристінному прошарку зберігаються признаки чисто ламінарного руху, а швидкість дорівнює нулю лише безпосередньо на стінці. Аналогічно в'язкому прошарку в пристінній зоні виділяється і тепловий прошарок, в межах якого переважає молекулярна теплопровідність. Причому товщина в'язкого прошарку δ не дорівнює товщині теплового прошарку Δ . Автори [3] показали, що $\delta/\Delta \approx \text{Pr}^{1/3}$. Враховуючи модель аналогії переносу теплоти і маси, щільність теплового потоку на поверхні теплообміну можна виразити через теплопровідність в'язкого прошарку та умови турбулентного переносу на границі цього прошарку

$$q = \frac{\lambda}{\Delta} (t_c - t_\Delta), \quad (1)$$

$$q = \tau_c \frac{c_p (t_\Delta - t)}{\omega - \omega_p}, \quad (2)$$

де τ_c – дотична напруга на границі стінки.

Спільне розв'язування рівнянь (1) та (2) виключає невідому температуру на границі теплового прошарку t_{Δ} і дає співвідношення між тепловіддачею та гідродинамічними характеристиками потоку [2]

$$Nu = \frac{\xi}{8} \frac{Re Pr}{1 + 12 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (3)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Автори [3] одержали таку ж математичну формулу аналогії переносу теплоти та кількості руху, використовуючи число Стентора $St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{\rho c_p \omega}$, яку за результатами дослідів з повітрям, водою та трансформаторним маслом вони представили таким виразом

$$St = \frac{\frac{c_f}{2}}{0,93 + 12,5 \sqrt{\frac{c_f}{2}} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (4)$$

де c_f – коефіцієнт тертя.

Після узагальнення багатьох дослідних даних тепловіддачі при русі різних теплоносіїв в різного типу каналах та після введення поправки $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ Міхеев М. А. [4] одержав відому тепер формулу для прямих гладких труб

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \epsilon_l. \quad (5)$$

Формула (5) для повітря ($Pr = 0,71$) спрощується і за умови турбулентного режиму руху набуває вигляду:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}. \quad (6)$$

Розрахунок тепловіддачі в трубах некруглого поперечного перерізу частіше всього зводиться до визначення α в круглій трубі деякого еквівалентного діаметра $d_{екв}$. Такий метод розрахунку є приблизний, але за даними [4] для умов турбулентного руху в трубах трикутного та прямокутного перерізу можна застосовувати формулу (5).

Середній коефіцієнт тепловіддачі в прямих металевих трубах і плоских каналах при ламінарному русі води, що нагрівається, визначається за формулою, запропонованою авторами [4]

$$\overline{Nu} = 1,4 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

де d – діаметр труби або ширина каналу; l – довжина труби.

Формула (7) справедлива при $\frac{l}{d} > 10$, $Re > 10$, $0,06 < \frac{Pr}{Pr_{cm}} < 10$

та $Re \frac{d}{l} Pr^{5/6} > 15$. Фізичні властивості вибираються за середньою температурою води та стінки.

Петухов Б. С. [5] одержав аналогічну залежність для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в мідній плоскій або круглій трубі

$$\overline{Nu} = 1,55 \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_{cm}}{\mu} \right)^n \epsilon_l, \quad (8)$$

де $n = -0,13$ при нагріванні води; $n = -0,14$ при охолодженні води.

Формула (8) застосовується за умови, що температура стінки вздовж труби (каналу) міняється слабо або залишається постійною,

а $\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \leq 0,05$.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі в поліетиленовому теплообміннику з еліптичними каналами в умовах ламінарного руху води запропонована формула, з якою співпадають дані експерименту [1]

$$\overline{Nu} = 1,83 Re^{0,33} \left(Pr \frac{d_{екв}}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \epsilon_l. \quad (9)$$

Поправка $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ в формулі (5) та в інших формулах при малих значеннях різниці температур стінки і води $\Delta t = (t_{ст} - t)$ мало відрізняється від одиниці. У крапельних рідин із збільшенням температури значення критерію Pr зменшується. Отже, для крапельних рідин величина $(Pr/Pr_{cm}) > 1$ при нагріванні та $(Pr/Pr_{cm}) < 1$ при охо-

лодженні і інженерні розрахунки коефіцієнта тепловіддачі для рідин, що нагріваються, іноді виконують без врахування множника $(Pr / Pr_{cm})^{0.25}$, допускаючи при цьому невелику похибку в сторону зменшення коефіцієнта тепловіддачі, тобто з деяким запасом поверхні нагріву теплообмінника.

Особливість руху рідини в зігнутих трубах полягає в тому, що за деяких умов в потоці виникають повторні кругові течії та відцентрові сили, під впливом яких в поперечному перерізі виникає додаткова циркуляція, збільшуючи коефіцієнт теплопередачі. В зв'язку з цим, для розрахунку тепловіддачі в зігнутих трубах необхідно в формули, одержані для прямих труб, вводити додатковий коефіцієнт ϵ_R , який визначається експериментально. При русі води в зігнутій трубі критичне число Рейнольдса $Re_{кр}$ більше, ніж 2300 і залежить від радіуса кривизни R зігнутої труби, збільшуючись із зменшенням цього радіуса. Автори [5, 6] пояснюють це стабілізуючим впливом відцентрових сил.

До формул для розрахунку тепловіддачі при русі води в змійовику, зігнутому з радіусом R , автори [3, 4] пропонують вводити поправковий коефіцієнт ϵ_R , який визначається за формулою

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}.$$

Дія відцентрового ефекту на інтенсивність тепловіддачі в змійовику розповсюджується, як відомо, на всю довжину труби. В поворотах же відцентрова дія має лише місцевий характер, проте деякий її вплив залишається й далі, в зв'язку з чим, і в прямій ділянці труби за поворотом тепловіддача трохи більша, ніж перед поворотом. Розрахунок тепловіддачі в трубі, яка має окремі прямі ділянки та повороти, можна виконувати за формулами для прямих труб з поправковим коефіцієнтом $\epsilon_{R,\eta}$ [1]

$$\epsilon_{R,\eta} = 1 + 3.54 \frac{d_{екв}}{2R} \eta_{нов}. \quad (10)$$

У поліетиленовому теплообміннику (рисунок) довжину труби $l_{пр}$ для руху води можна визначити як суму довжин прямих ділянок $l_{пр}$ та поворотів $l_{нов}$ радіусом R .

$$l_{пр} = l_{пр} + l_{нов} = (L - 2R) n + \pi R (n - 1) = (L - S) n + 0,5 \pi S (n - 1), \quad (11)$$

де L – довжина теплообмінника; $2R = S = \frac{H}{n-1}$ – відстань між рядами прямих каналів; H – висота теплообмінника; n – кількість рядів.

Тоді множник $\eta_{нов}$ можна визначити за формулою

$$\eta_{нов} = \frac{l_{нов}}{l_{пр}} = \frac{S(n-1)}{0,64n(L-S) + S(n-1)} \quad (12)$$

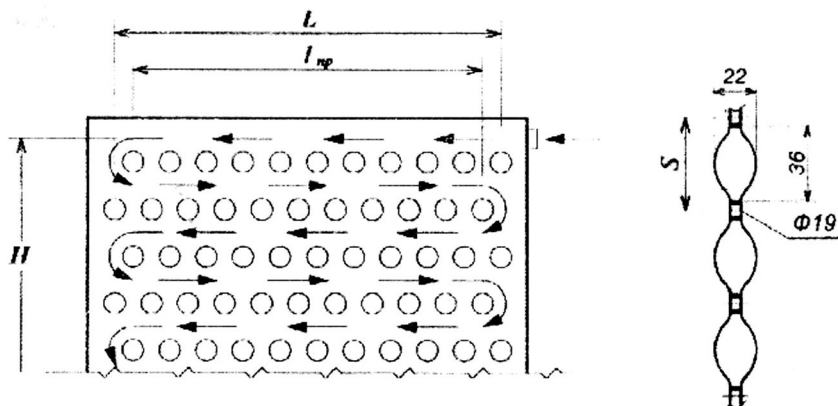


Рисунок. Секція поліетиленового теплообмінника

Використана література

1. Степанов М. В., Росковищенко Ю. К., Дзюбенко В. Г. Експериментальне дослідження поліетиленового водонагрівача. В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 6 – К.: КНУБА, 2003. – С. 80–87
2. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е.В. Аметистов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.; Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. – 320 с.
5. Пестухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубках. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.
6. Аронов И. З. О повышении критического числа Рейнольдса при движении жидкости в изогнутых трубках. Изв. ВУЗов, серия Энергетика, 1960, № 4. – С. 127–132.