

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЕТИЛЕНОВОГО ВОДОНАГРІВАЧА

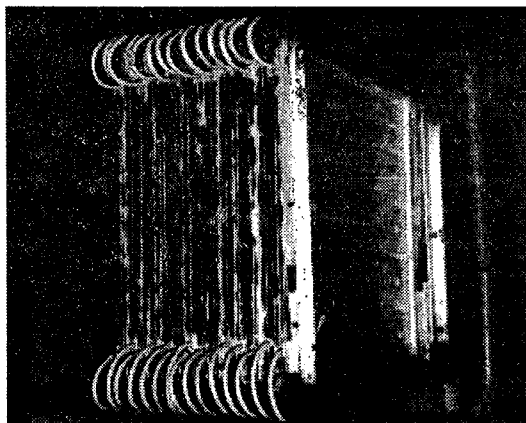
Теплообмінники, в яких теплообмінна поверхня виготовлена з еластичних полімерних матеріалів, наприклад з поліетилену [1], в найбільшій мірі можуть бути застосовані в системах утилізації низькотемпературних джерел теплової енергії як нагрівачі повітря або води. Для утилізації теплоти гарячих газів А. Я. Ткачук, Є. С. Зайченко та ін. запропонували [2] опалювальний радіатор, виконаний з поліетиленової плівки, складеної вдвоє та з'єднаної по периметру щільним термошвом. В середній частині радіатора такими ж термічними швами виконані канали для руху води. Але низька міцність термічних швів стала суттєвою перешкодою в подальшому застосуванні таких радіаторів. У зв'язку з цим був розроблений [3] поліетиленовий теплообмінник, який конструктивно відрізняється від попереднього тим, що горизонтальні шви для утворення змієвикових каналів виконані рядами наскрізних отворів з проплавленими краями, що збільшило його міцність і надійність в експлуатації. Цей теплообмінник досліджувався як повітронагрівач в системі утилізації геотермальних вод для опалення теплиць. Для визначення середнього коефіцієнта теплопередачі теплообмінника одержана емпірична формула [4].

$$k = a(\rho v)^m \omega^n \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^c, \quad (1)$$

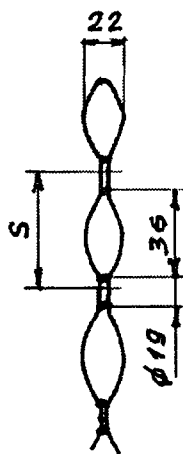
де (ρv) – масова швидкість повітря, $\text{кг/м}^2 \text{ С}$; ω – швидкість води в каналах, м/с ; S_1 та S_2 – повздовжній крок отворів та поперечний крок каналів, м ; a , m , n , c – емпіричні числа.

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА проведені експериментальні дослідження поліетиленового теплообмінника, призначеного для нагрівання води іншим теплоносієм (теплим повітрям, димовими газами). Результати експерименту дали можливість одержати емпіричні залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та

теплопередачі. Теплообмінник для експериментального стенду (рис. 1) був скомпонований із окремих секцій (по 6–14 штук). Кожна секція такого водонагрівача виготовлена з попарно з'єднаних поліетиленових листів розміром 500×500 та 1000×500 мм з каналами для руху води. Канал теплообмінної секції, в якому рухалась вода, в поперечному перерізі становить два спарених сегменти, що утворюють геометричну фігуру, близьку до еліпса з розмірами осей 36 і 22 мм. Тому в подальших аналітичних виразах і розрахунках прийнятий еквівалентний діаметр каналу $d_{екв} = 24,9$ мм. Під час проведення експерименту, повітря охолоджувалось в теплообміннику від 63–72 °С до 28–32 °С, нагріваючи воду від 14–19 °С до 52–54 °С. Гідромеханічний режим руху води в каналах теплообмінника спостерігався ламінарний ($Re = 190–1820$).



а



б

Рис. 1. Поліетиленовий водонагрівач:
а – загальний вигляд; б – поперечний переріз каналу для руху води

Для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі в трубах і плоских каналах при ламінарному русі води, що нагрівається, авторами [5] запропонована формула

$$\overline{Nu} = 1,4 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

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

Формула (2) 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 темпе-

ратурою води та стінки.

Аналогічну залежність для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в плоскій або круглій трубі одержав Б. С. Петухов [6]

$$\overline{Nu} = 1,55 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_{cm}}{\mu} \right)^n \epsilon_l, \quad (3)$$

де $Re = Re \cdot Pr$; $n = -0,13$ при нагріванні води; $n = -0,14$ при охолодженні води.

Формула (3) застосовується за умови, що температура стінки вздовж труби (каналу) міняється слабо або залишається постійною, а

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

Основний вплив на теплообмін має залежність μ від t . В зв'язку з цим при нагріванні води її швидкість біля стінки труби більша, ніж при охолодженні, а тепловіддача збільшується. Зміна ρ , c_p та λ , як показали дослідження [6], впливає на тепловіддачу мало. Величина ϵ_l являє собою поправку на початкову ділянку гідродинамічної стабілізації потоку (за даними [7] $l_{нов} \approx 0,07d Re \cdot Pr$) і враховує пов'язану з цим зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі вздовж труби. Значення поправки ϵ_l залежить від величини l/d і, якщо $l/d \geq 50$, то $\epsilon_l = 1$, при $l/d = 20$ $\epsilon_l = 1,13$.

Поправка $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ в формулі (2) і в інших формулах при малих значеннях різниці температур стінки і води $\Delta t = (t_{cm} - t)$ 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 охолодженні 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.

У режимі ламінарного руху рідини в теплообмінниках виникають ще й конвективні токи, які, турбулізуючи потік, впливають на інтенсивність теплообміну. Врахування впливу на теплообмін природної

конвекції при різних положеннях труби в умовах нагрівання чи охолодження, ускладнює одержання узагальнених залежностей, справедливих для всіх випадків теплообмінних процесів.

Для практичних розрахунків при $10 < Re < 2000$ М. А. Михеев [8] запропонував приблизну формулу

$$\overline{Nu} = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \epsilon_l. \quad (4)$$

Визначаючим розміром в цій формулі приймається еквівалентний діаметр $d_{екв}$. Для води формула (4) має такий вигляд:

$$\alpha = \frac{A \omega^{0,33} \Delta t^{0,1}}{d_{екв}^{0,37}} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \epsilon_l. \quad (5)$$

Величина A в формулі (5) залежить від середньої температури води і її можна приймати рівною $A = 183$ при $t = 30$ °С, $A = 193$ при $t = 40$ °С, $A = 208$ при $t = 60$ °С.

За даними С. С. Кутателадзе [9] в умовах стабілізованого ламінарного руху води в трубі ($t \gg t_{поч}$) при досить малих значеннях Re та Δt можна користуватись приблизною формулою $Nu \approx const$ і для каналу прямокутної форми із співвідношенням сторін 1:2 $Nu = 4,10$, для каналу еліптичної форми із співвідношенням осей $a:b \approx 0,5$ $Nu = 4,55$.

Числа Nu для труб некруглого перерізу, розраховані за еквівалентним діаметром $d_{екв}$ відрізняються від чисел Nu для круглої труби, що пояснюється залежністю профілів швидкості і температури від геометричної форми поперечного перерізу. Точні границі можливості застосування в розрахунках $d_{екв}$ не встановлені. В багатьох випадках такі розрахунки дають досить задовільний результат, але при ламінарному русі води розбіжності між розрахунками за $d_{екв}$ і експериментальними даними можуть бути досить суттєвими [10].

Особливості руху рідини в зігнутих трубах в тому, що за деяких умов в потоці виникають повторні течії та відцентрові сили, під впливом яких в поперечному перерізі виникає додаткова циркуляція, збільшуючи коефіцієнт теплопередачі. Тому 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 [6, 11] пояснюють це стабілізуючим

впливом відцентрових сил. Теоретичну залежність для визначення середнього числа Нусельта при ламінарному русі рідини в круглій зігнутій трубі наводить Б. С. Петухов [6]:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_{np}} = \frac{0,1979k^{1/2}}{\chi[1 + f(\chi)k^{-1/2}]}, \quad (6)$$

де $\overline{Nu} = \bar{q} d / \lambda (t_{cm} - t)$; Nu_{np} – число Нусельта для прямої труби; $\chi = \Delta/\delta$ – відношення довжини теплового і гідродинамічного примежових шарів, $\chi = f(\text{Pr})$. Для водн

$$\chi = \frac{2}{11} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{77}{4} \cdot \frac{1}{\text{Pr}^2}} \right), \quad (7)$$

За умови, що параметр $k = \text{Re} \sqrt{\frac{d}{2R}}$ досить великий ($k \geq 100$) формула (6) співпадає з експериментальними даними [12].

Теплообмін в зігнутій трубі еліптичного перерізу Б. С. Петухов [6] рекомендує розраховувати за формулою:

$$\overline{Nu} = Nu_{np} \left(1 + \frac{C}{\frac{1}{\text{Pe}} \cdot \frac{l}{d}} \right). \quad (8)$$

Формула (8) справедлива при $\frac{1}{\text{Pe}} \cdot \frac{l}{d} \geq 0,02$. Розрахункова величина Nu та коефіцієнт C залежать від співвідношення півосей еліптичного перерізу труби.

Величина поправкового коефіцієнта ϵ_R до формул для розрахунку тепловіддачі при русі води в змійовику, зігнутому з радіусом R визначається за формулою, наведеною в [5, 7]

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}. \quad (9)$$

В змійовику дія відцентрового ефекту на інтенсивність тепловіддачі 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 цим і в прямій ділянці труби за поворотом тепловіддача трохи більша, ніж перед поворотом. Формул для розрахунку тепловіддачі в трубі, яка має окремі прямі ділянки та повороти, немає. Такий розрахунок, очевидно, можна виконувати за

формулами для прямих труб з поправковим коефіцієнтом $\varepsilon_{R,\eta}$, вводячи додатковий множник $\eta_{нов}$, який враховував би долю впливу поворотів на середню тепловіддачу.

$$\varepsilon_{R,\eta} = 1 + 3,54 \frac{d_{екв}}{2R} \eta_{нов}. \quad (10)$$

В поліетиленовому теплообміннику довжину каналу $l_{тр}$ для руху води можна визначити як суму довжин прямих ділянок $l_{пр}$ та поворотів $l_{нов}$ радіусом R .

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

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

Тоді

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

Формулу (12) можна дещо спростити для теплообмінника довжиною 500–1000 мм з кількістю рядів труб (каналів) $n \geq 4$.

$$\eta_{нов} = \frac{H}{0,64nL + 0,36H}. \quad (13)$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі в поліетиленовому водонагрівачі з еліптичними каналами в умовах ламінарного руху води можна розраховувати за формулами (2), (4) з коефіцієнтом $\varepsilon_{R,\eta}$, визначеним за (10) з врахуванням (13), або за формулою:

$$\overline{Nu} = 1,83 Re^{0,33} \left(Pr \frac{d_{екв}}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_l \varepsilon_{R,\eta}. \quad (14)$$

Одержані експериментальні дані (рис. 2) співпадають з формулою (14).

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі застосовується відома формула

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B}}, \quad (15)$$

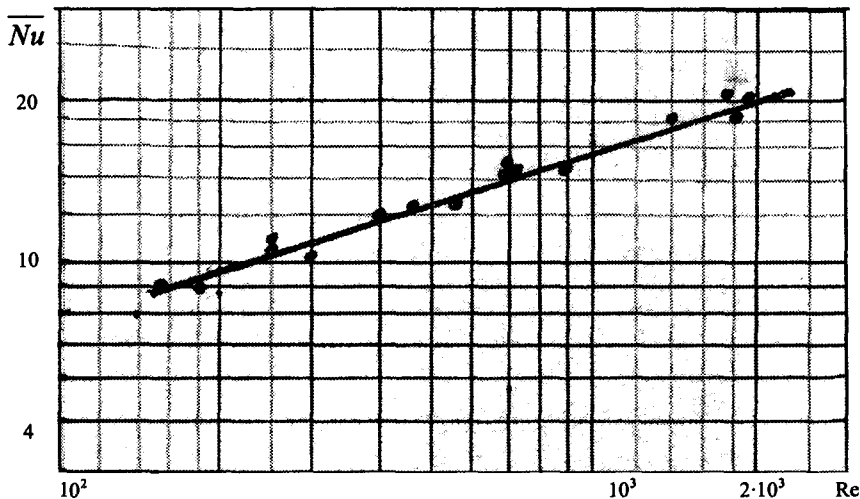


Рис. 2. Середня тепловіддача при ламінарному русі води в поліетиленовому еліптичному каналі

де для даного теплообмінника $\delta = 0,2$ мм; $\lambda = 0,29$ Вт/(м °С); $\alpha_{\text{л}}$ визначається із залежності Нусельта для повітря [5] $Nu_{\text{л}} = 0,018 Re_{\text{л}}^{0,8}$; $\alpha_{\text{в}}$ – з формули (14).

Використана література

1. Дзюбенко В. Г., Степанов М. В. Теплообмінники з полімерних матеріалів для систем утилізації теплоти вторинних енергоресурсів // В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – Вип. 5. – К., 2002. – С. 113–115.
2. А.с. СССР № 956956. Отопительный радиатор / Ткачук А. Я., Зайченко Е. С., Росковшенко Ю. К., Середа И. З., Клоцман В. Л. – Оpubл. 1982. Бюл. № 33.
3. А.с. СССР № 1193424. Теплообменник / Кезля Е. А., Ткачук А. Я., Росковшенко Ю. К., Хвичия Э. И. – Оpubл. 1985. Бюл. № 43.
4. Росковшенко Ю. К., Кезля Е. А. Теплопередача в секционных теплообменниках из полимерной пленки // В сб. Строительные материалы, изделия и санитарная техника. – К.: Будівельник, 1987, № 10.
5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. – 320 с.

6. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубках. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.

7. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

8. Михеев М. А. Средняя теплоотдача при движении жидкости в трубах. // В кн.: Теплопередача и тепловое моделирование. – М.: Изд. АН СССР, 1959. – С. 122–127.

9. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

10. Новиков В. С., Воскресенский К. Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. – М.: Госатомиздат, 1961. – 548 с.

11. Аронов И. З. О повышении критического числа Рейнольдса при движении жидкости в изогнутых трубах. Изв. ВУЗов, серия Энергетика, 1960, № 4. – С. 127–132.

12. Фастовский В. Г., Ровинский А. Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале. – “Теплоэнергетика”, 1957, № 1. – С. 39–41.