

## ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ТА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ТЕПЛООБМІННИКА З ЕЛАСТИЧНОЮ СТІНКОЮ

В теплообміннику з еластичною поверхнею теплопередачі [1], теплопередаюча стінка виконана з тонкої синтетичної або іншої водостійкої тканини і натягнута на стрижні, утворюючи канали для руху витяжного та припливного повітря. При русі повітря вздовж такої поверхні товщина прилежого шару зменшується, а теплообмін між поверхнею і потоком повітря інтенсифікується. Інтенсифікації теплопередачі сприяє також зміна напрямку потоків повітря в колінах на вході в теплообмінник та на виході з нього (рис.1).

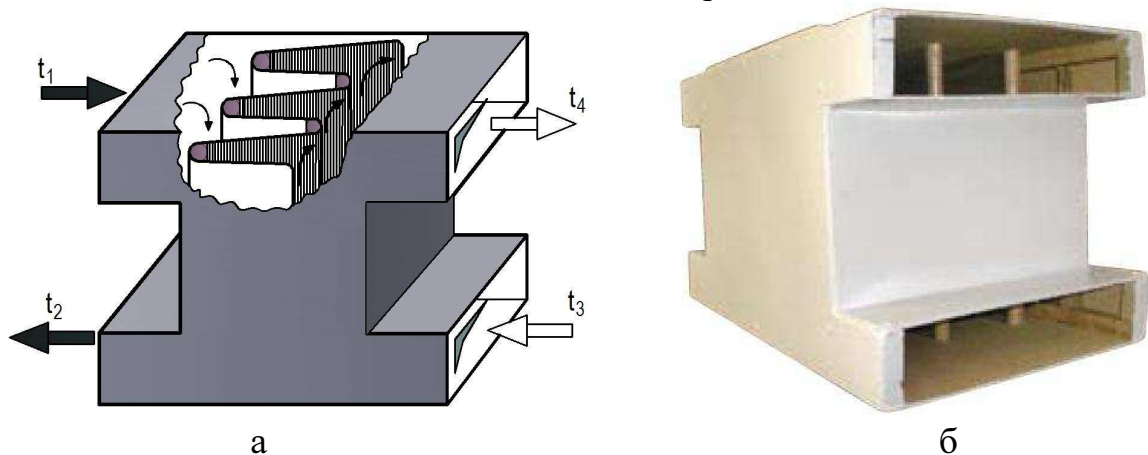


Рис.1. Теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі:  
 а - схема руху витяжного (1-2) та припливного (3-4) повітря вздовж  
 поверхні теплопередачі; б - загальний вигляд.

Недостатня щільність теплопередаючої стінки може бути причиною перетікання витяжного повітря в припливне або втрати припливного повітря. Очевидно, що було б краще щоб доля повітря, яке перетікає через теплопередаючу стінку, була меншою, аніж більшою. Проте значення цієї величини в межах 3...5 % можна вважати прийнятним в випадках, коли в приміщеннях допускається подавати суміш припливного і рециркуляційного повітря.

Основними показниками, за якими можна порівнювати теплообмінники – утилізатори, є їх теплова ефективність та аеродинамічний опір. Теплову ефективність в багатьох випадках визначають як відношення витрати енергії на нагрівання припливного повітря до кількості енергії, одержаної від утилізації витяжного повітря, тобто

$$k_{ef} = \frac{(L\rho c_p \Delta t)_{np}}{(L\rho c_p)_{sum} \Delta t_{max}} = \frac{kF \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} \right)}{(c\rho v f_k)_{sum} (t_3 - t_1)}, \quad (1)$$

де  $\Delta t_{max}$  - різниця початкових температур витяжного та припливного повітря (за рис.2);  $f_k$  - площа поперечного перерізу каналів теплообмінника;  $v$  - середня швидкість повітря в каналах;  $F$  - площа поверхні теплопередачі;  $k$  - коефіцієнт теплопередачі.

За умови  $c_p = const$

$$k_{ef} = \frac{G_{np} \Delta t_{np}}{G_{min} \Delta t_{max}}, \quad (2)$$

де  $G_{min}$  - менша з величин  $G_{np}$  та  $G_{sum}$ .

Як видно з формули (1) значення коефіцієнта  $k_{ef}$  збільшується з ростом площі поверхні теплопередачі і зменшується із збільшенням швидкості повітряного потоку в каналах. Розрахунки показують, що при значеннях  $k_{ef} > 0,8$  різко зростає аеродинамічний опір теплообмінника та експлуатаційні енерговитрати. При температурі витяжного повітря 26...32 °С, а припливного -5...-10 °С за умови  $G_{np} = G_{sum}$  цей коефіцієнт дорівнює  $k_{ef} = 0,3...0,4$ .

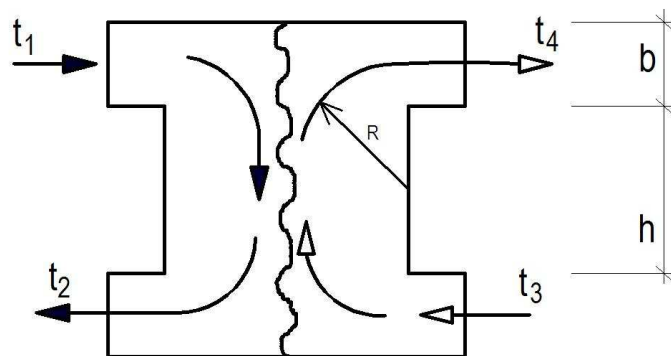


Рис.2. Схема руху повітря вздовж поверхні теплопередачі.

Особливість руху повітря в каналах, обмежених еластичними стінками, полягає в тому, що за певних умов в потоці виникають пульсуючі вихреподібні течії, впливаючи на теплообмін та гідродинамічний опір. Коефіцієнт теплообміну між повітрям, що рухається в прямолинійному каналі, і стінкою визначається формулою М.О. Міхєєва [2]

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \varepsilon_l \quad (3)$$

Множник  $\varepsilon_l$  в формулі (3) враховує вплив на теплообмін початкової ділянки стабілізації руху, визначається за [2] в залежності від довжини ділянки осереднення  $Nu$ .

Для розрахунку теплообміну при русі рідини чи газу в змійовику діаметром  $D$  користуються формулою (3) з поправковим коефіцієнтом  $\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}$ , рекомендованим [3] для руху газу в умовах розвинутої турбулентності ( $Re \geq 10^5$ ). На сьогодні ще немає вичерпних даних для визначення інтенсивності теплообміну між повітрям і стінкою в зігнутому каналі некруглого перерізу. В змійовику відцентрові сили та поперечні циркуляційні токи розповсюджуються на всю довжину зігнутої труби. В колінах та поворотах такий відцентровий ефект має місцевий характер, який впливає на тепловіддачу і після повороту, але потім цей вплив зменшується. Проведені нами експериментальні дослідження теплообміну між повітрям та еластичною поверхнею в теплообміннику з прямокутними колінами підтвердили таку закономірність. Схема експериментальної установки показана на рис. 3.

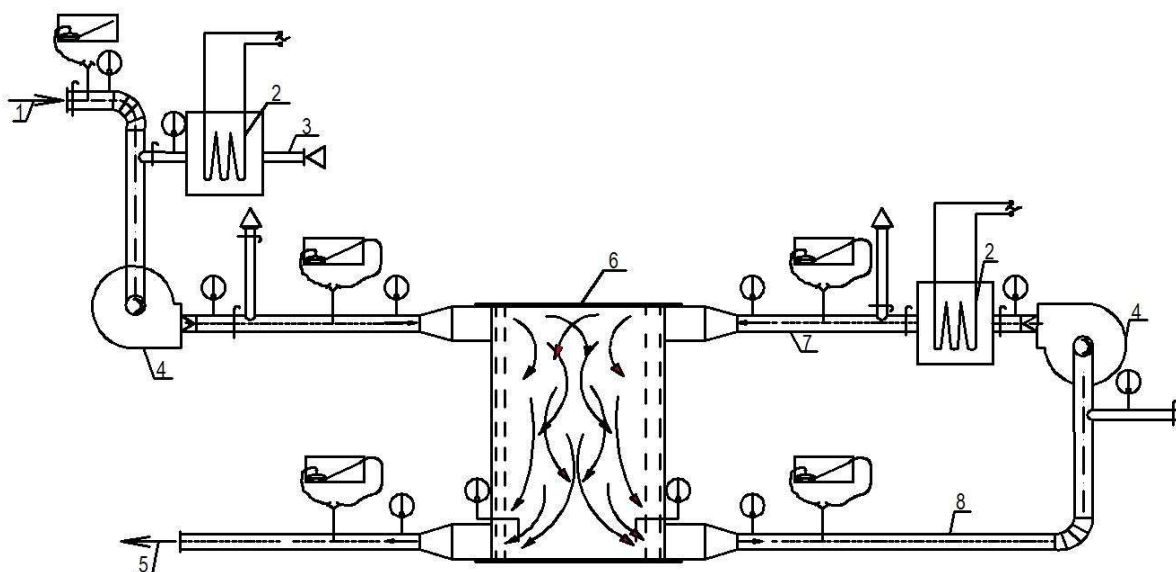


Рис.3. Схема експериментальної установки:

1 – холодне повітря; 2 – електронагрівач; 3 – підмішування теплого повітря;  
4 – вентилятор; 5 – нагріте повітря;  
6 – теплообмінник; 7 – тепле повітря; 8 – охолоджене повітря.

На інтенсивність теплообміну між стінкою і повітрям при русі повітря в зігнутому каналі радіусом  $R$  суттєво впливають геометричні розміри теплообмінника, а саме відношення  $h/b$  (див. рис.2). Як видно з рис.2  $2R = b + h$ , тоді  $\frac{b}{2R} = \frac{b}{b+h} = \frac{1}{1+h/b}$ . Експериментальні дані досить точно співпадають з розрахунками  $Nu$  за формулою (3) з поправковим коефіцієнтом  $\epsilon_R$

$$\epsilon_R = 1,22 + \frac{0,12}{1 + h/b} \quad (4)$$

Експериментальні значення коефіцієнта  $\epsilon_R$  наведені в табл. 1.

Коефіцієнт  $\varepsilon_R = f\left(\frac{h}{b}\right)$  при турбулентному режимі руху повітря

$h/b$	0	1	2	3	4	...	9
$\varepsilon_R$	1,34	1,28	1,26	1,25	1,24		1,23

Середній коефіцієнт тепловіддачі в умовах стабілізованого турбулентного режиму руху рідин і газів визначається за формулою [4]

$$Nu = \frac{\xi}{8} Re Pr, \quad (5)$$

Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя  $\xi$  застосовується формула  $\xi = 0,184 Re^{-0,2}$ , яка відповідає умовам безвідривного руху, коли гідравлічний опір визначається в основному силами тертя. В умовах турбулентного руху повітря вздовж еластичної поверхні на примезовий гідродинамічний шар крім сил в'язкості впливають конвективні сили інерції, зменшуючи його товщину, і коефіцієнт  $\xi$  більш точно можна визначити за формулою, підтвердженою експериментом (рис. 4)

$$\xi = 0,23 Re^{-0,23} \quad (6)$$

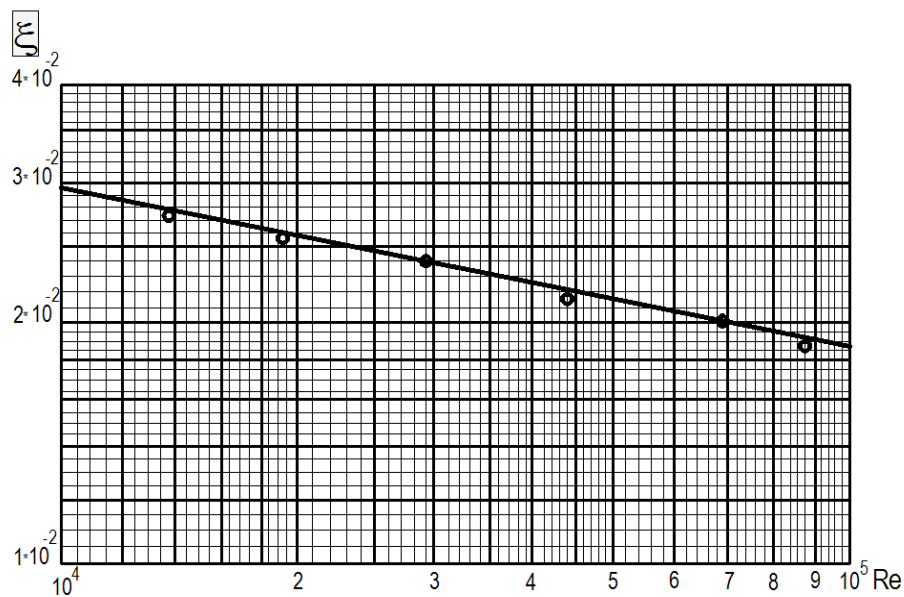


Рис.4. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору тертя в теплообміннику від числа Рейнольдса.

Тоді, підставивши (6) в формулу (5) з врахуванням функції  $f(Pr) = 0,91 Pr^{0,43}$  [4,5] та поправок  $\varepsilon_l$  та  $\varepsilon_R$ , одержимо формулу для розрахунку тепловіддачі при русі повітря ( $Pr = 0,71$ ) вздовж еластичної поверхні теплопередачі

$$Nu = 0,023 Re^{0,77} \varepsilon_l \varepsilon_R \quad (7)$$

Запропонована формула (7) для розрахунку числа  $Nu$  співпадає з дослідними даними в інтервалі числа  $Re = (10...90) \times 10^3$  при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні теплопередачі (рис. 5, 6). Процес теплообміну в таких умовах проходить більш інтенсивно, число  $Nu$  в експерименті було на 22...28 % більшим, ніж розраховане за формулою (3), що можна пояснити особливістю руху повітря в каналах теплообмінника. В П – подібному каналі на турбулізацію потоку  $i$ , як наслідок, на теплообмін і гідравлічний опір впливає відносна висота  $h/b$ . При зменшенні цієї величини до нуля відцентрові сили потоку збільшуються, що призводить до збільшення опору теплообмінника до величини, яка перевищує суму опорів двох послідовно розміщених колін.

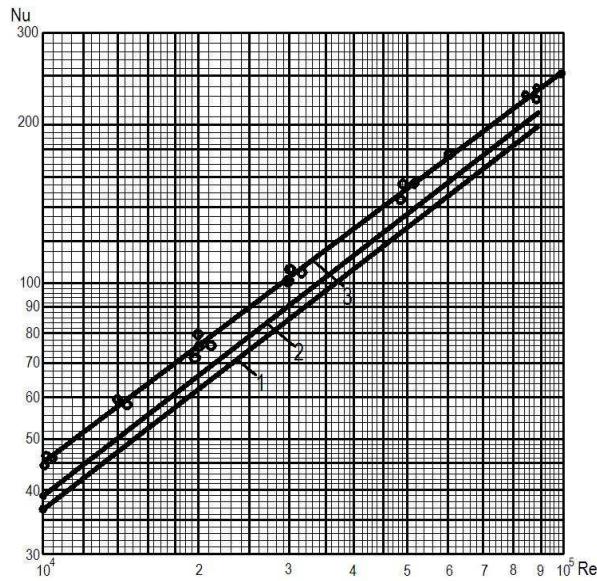


Рис. 5. Залежність  $Nu$  від  $Re$  при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні: 1 – за формулою Нуссельта; 2 - з врахуванням коефіцієнта  $\epsilon_i$ ; 3 – за формулою (7).

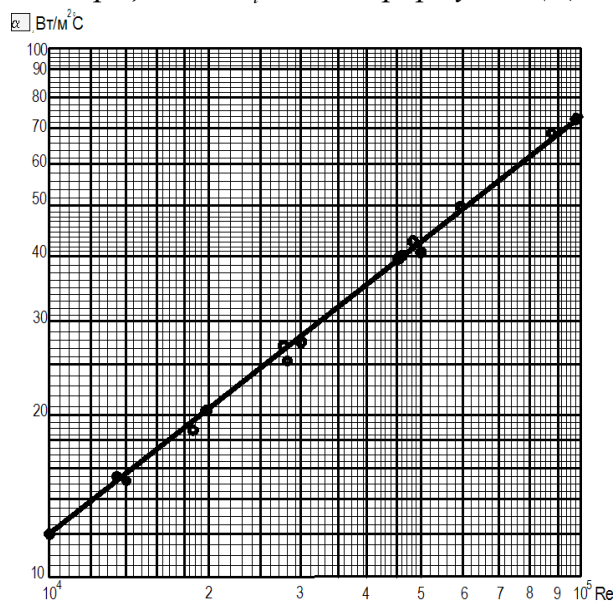


Рис. 6. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  від числа  $Re$ :  $h/b = 0...4$ .

За даними [6] найменший гідравлічний опір  $\zeta = \frac{\Delta P}{\rho v^2 / 2}$  спостерігається при відстані між патрубками (колiнами) для входу та виходу повітря  $h = (0,8 \dots 1,4)b$ . В цьому випадку коефіцієнт місцевого гідравлічного опору  $\zeta = 1,1 \dots 1,2$ , а при значенні  $\frac{h}{b} = 0$   $\zeta = 3,2 \dots 3,6$ . Після досягнення деякого мінімуму значення  $\zeta$  поступово збільшується, наближаючись до величини, що дорівнює сумі коефіцієнтів місцевого опору двох окремих колiн.

Опір теплообмінника з П – подібними колiнами на вході та на виході повітря на 12...14 % менший від значення, визначеного за [6] (рис.7, пунктирна лінія), що можна пояснити наявністю вертикальних розділяючих каналів, які зменшують турбулізацію повітря та аеродинамічний опір.

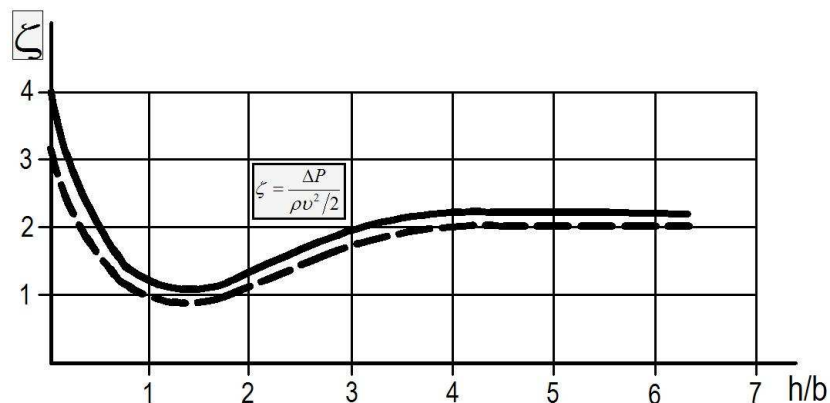


Рис. 7. Залежність коефіцієнта місцевого гідравлічного опору від відношення  $h/b$ .

### Список літератури:

1. Степанов М.В., Дідик Л.В., Берегова П.Г. Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 11 – К.: КНУБА, 2007 – с. 67...71.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.:Энергия, 1973. – 320 с.
3. Фастовский В.Г., Ровинский А.Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале. //Теплоэнергетика - 1957, №1, с. 39...42.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.-416с.
5. Сукомел А.С., Величко В.И., Абрасимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах – М.: Энергия, 1979 – 216 с.
6. Идельчик И.Е. Гидравлическое сопротивление. М., Недра, 1970.- 216с.