

## ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ЦИЛІНДРИЧНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ З ЕЛАСТИЧНОЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧОЮ СТІНКОЮ

В системах утилізації теплоти витяжного вентиляційного повітря, гарячих газів можуть бути використані теплообмінники з еластичною поверхнею теплопередачі в каналах некруглого поперечного перерізу. Особливо ефективною є інтенсифікація теплообміну шляхом використання закручених турбулентних потоків повітря або потоків із зміною напрямку руху з поворотами. В теплообмінниках такої конструкції більш інтенсивно відбувається теплообмін [1], що важливо при утилізації теплоти низькопотенційних джерел енергії, наприклад, в системах вентиляції громадських чи промислових будівель.

Закручені потоки застосовуються у вихрових пальниках, циклонних камерах згоряння, установках для сушіння матеріалів [9,10]. Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА запропоновано теплообмінник циклонного типу з еластичною теплопередаючою стінкою для застосування його в системах припливно-витяжної вентиляції громадських будівель. Тепле витяжне повітря подається в теплообмінник (рис.1) через тангенціальний патрубков і рухається в його кільцевому каналі за спіральним напрямком вздовж еластичної теплопередаючої поверхні, охолоджується, віддаючи теплоту, припливному повітрю, і видаляється з теплообмінника через інший патрубков. Холодне припливне повітря рухається в коаксіальному кільцевому каналі також за спіральним напрямком вздовж тієї ж теплопередаючої стінки і нагрівається. Взаємний напрямок руху витяжного та припливного повітря в каналах теплообмінника може бути як прямоструминним так і протиструминним.

Найбільш повно вивчена теплопередача при русі рідини чи газів в каналах круглого перерізу. Теорія руху газового потоку базується на двох основних рівняннях гідродинаміки: рівнянні нерозривності руху та динамічному рівнянні руху нестискуваної рідини (рівняння Нав'є-Стокса).

Рівняння нерозривності потоку:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_x g_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_y g_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_z g_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Це математичний вираз закону збереження енергії, у відповідності з яким зміна маси деякого елементарного об'єму газів компенсується відповідною зміною його густини ( $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ ). Для розглянутого встановленого руху  $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$  і рівняння (1) спрощується.

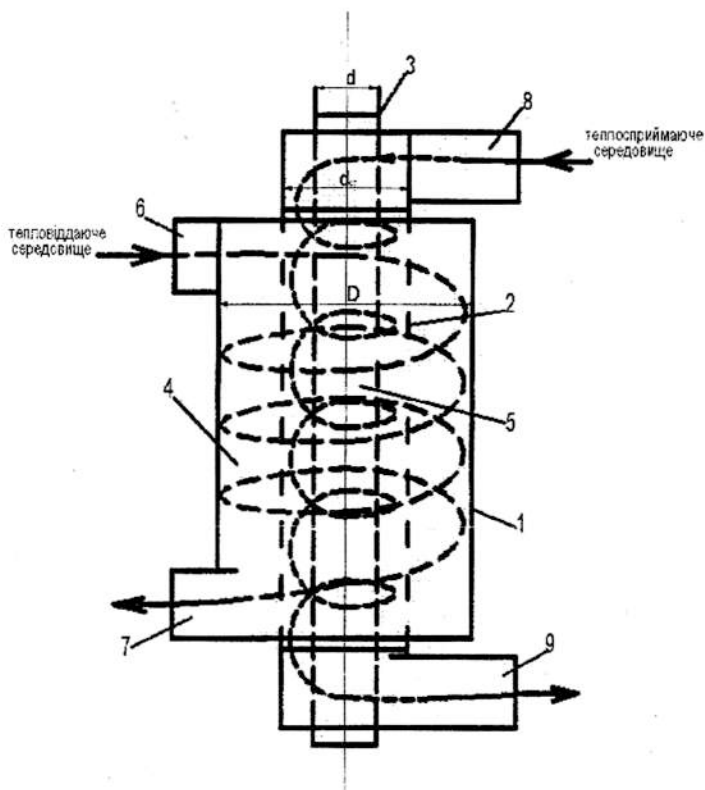


Рис. 1 Схема циліндричного теплообмінника з еластичною теплопередаючою стінкою:

- 1 – циліндричний корпус; 2 – еластична теплопередаюча стінка;  
 3 – направляючий циліндр; 4 – кільцевий канал для руху теплопередаючого середовища; 5 – кільцевий канал для руху теплосприймаючого середовища; 6, 7 – тангенціальні патрубки для подачі та відведення витяжного повітря; 8, 9 – тангенціальні патрубки для подачі та відведення припливного повітря.

Друге основне рівняння гідродинаміки, рівняння Нав'є-Стокса, визначає систему сил, які діють в потоці газу та в напрямку осей координат, і записується в такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p_x}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 g_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 g_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 g_x}{\partial z^2} \right) - \rho \left( \frac{\partial g_x}{\partial \tau} + g_x \frac{\partial g_x}{\partial x} + g_y \frac{\partial g_x}{\partial y} + g_z \frac{\partial g_x}{\partial z} \right) \\ -\frac{\partial p_y}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 g_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 g_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 g_y}{\partial z^2} \right) = \rho \left( \frac{\partial g_y}{\partial \tau} + g_x \frac{\partial g_y}{\partial x} + g_y \frac{\partial g_y}{\partial y} + g_z \frac{\partial g_y}{\partial z} \right) \\ -\rho g - \frac{\partial p_z}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 g_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 g_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 g_z}{\partial z^2} \right) = \rho \left( \frac{\partial g_z}{\partial \tau} + g_x \frac{\partial g_z}{\partial x} + g_y \frac{\partial g_z}{\partial y} + g_z \frac{\partial g_z}{\partial z} \right) \end{aligned} \right\} (2)$$

де  $p$  – тиск в даній точці потоку.

Рівняння (2) враховує дію чотирьох сил: тяжіння, тиску, внутрішнього тертя (в'язкості) та інерції. Сила тяжіння ( $\rho g$ ) являє собою зовнішній фактор, а решта сил – результат дії середовища (газового потоку) на умовно виділений елементарний об'єм.

Диференціальні рівняння (1) і (2) характеризують внутрішній механізм руху, встановлюють взаємозв'язок між фізичними умовами руху та змінами цих умов. Розв'язати систему рівнянь (1) і (2) відносно невідомих  $g$  та  $p$  в загальному вигляді досить складно. Найважливіші результати практичних задач гідроаеродинаміки одержані завдяки застосуванню методів теорії подібності [2,3]. Функціональні зв'язки між критеріями встановлюються шляхом експериментальних досліджень. Найважливішою характеристикою руху газового потоку є критерій Рейнольдса  $Re$ .

При вимушеному русі повітря в прямолінійному круглому каналі за умови що, дія сили тяжіння практично не враховується, коефіцієнт теплообміну визначається із відомого критеріального рівняння:

$$Nu = 0,018 Re^{0.8} \quad (3)$$

Розрахунок теплопередачі в каналах некруглого перерізу полягає в застосуванні формули (3) з заміною поперечного розміру такого каналу іншим каналом круглого поперечного перерізу еквівалентним діаметром  $d_{\text{екв}} = \frac{4f}{p}$ , де  $f$  – площа поперечного перерізу некруглого каналу;  $p$  – змочений периметр цього каналу. Точні границі застосування такого методу розрахунку недостатньо вивчені, але розрахунки в більшості випадків підтверджуються експериментальними дослідженнями. Це пояснюється близьким характером розподілу швидкості потоку в каналах однакового еквівалентного діаметра.

Вивчення розподілу швидкості в потоці рідини чи газу в каналі будь-якого поперечного перерізу починається з аналізу рівняння руху у формі Нав'є-Стокса, яке після спрощуючих допущень приймає вигляд:

$$\mu \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \right) = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$

В рівнянні (4) вісь  $z$  співпадає з віссю каналу, а тиск в потоці змінюється вздовж каналу за лінійним законом, тобто  $-\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\Delta p}{l}$ .

Тоді

$$\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} = -\frac{\Delta p}{\mu l} \quad (5)$$

В циліндричних координатах рівняння руху в круглому каналі радіусом  $R$  має форму:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dv}{dr} \right) = -\frac{\Delta p}{\mu l} \quad (6)$$

де  $0 \leq r \leq R$ .

Після подвійного інтегрування рівняння (6) з граничними умовами  $v(r)|_{r=R} = 0$ ,  $\left(\frac{dv}{dr}\right)_{r=0} = 0$  маємо:

$$v(r) = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \quad (7)$$

В роботі [4] П.В. Цой показав, що рівняння (7) в умовах прямолінійного руху потоку в кільцевому каналі (рис. 2), тобто між двома коаксіальними циліндрами ( $R \leq r \leq R_1$ ) за умови налипання рідини (газу) на поверхнях каналу ( $v(R)=0$ ,  $v(R_1)=0$ ) приймає вигляд:

$$v = \frac{\Delta p R^2}{4\mu l} \left[ (m^2 - 1) \frac{\ln n}{\ln m} - (n^2 - 1) \right] \quad (8)$$

де  $m = \frac{R}{R_1}$ ;  $n = \frac{r}{R_1}$ .

При прямолінійному ламінарному русі рідини в кільцевому каналі швидкість потоку розподіляється за параболічним законом [4, 5]. Із збільшенням відношення  $m = \frac{R}{R_1}$  максимальна швидкість знаходиться ближче до внутрішньої стінки каналу, а при значеннях  $1 \leq m \leq 10$  вона знаходиться практично в середині каналу і дорівнює  $1,5v_{\text{ср}}$  (рис. 3).

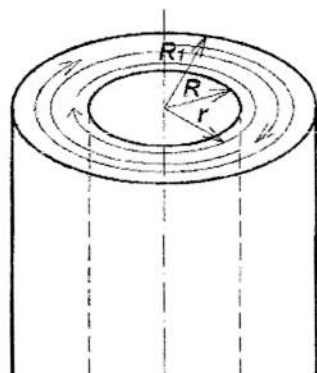


Рис. 2 Циліндричний кільцевий канал

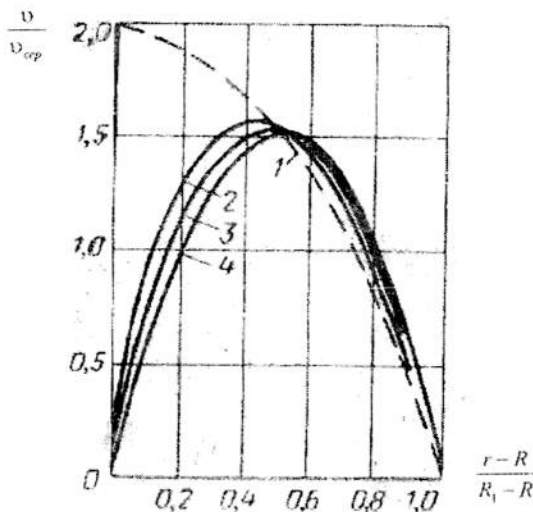


Рис. 3 Профіль швидкості в кільцевому каналі; 1 –  $m=0$ ; 2 –  $m=0,2$ ; 3 –  $m=0,3$ ; 4 –  $m=10$ .

Труднощі, що виникають при вивченні теплообміну в каналах некруглого поперечного перерізу, пов'язані із складністю аналітичних формул полів швидкостей. Рівняння поля швидкості (4) в таких каналах в більшості випадках вирішується наближеним методом.

Застосування закручених високотурбулентних потоків теплоносіїв є одним з перспективних шляхів інтенсифікації процесів теплообміну та теплопередачі. Закручування потоку вздовж криволінійної поверхні

створює нерівномірні радіальні поля швидкостей і тисків, що сприяє інтенсивному турбулентному перемішуванню середовища. Високий рівень тангенціальних швидкостей та турбулентності сприяє інтенсифікації конвективного теплообміну на поверхні теплопередачі теплообмінника циклонного типу, якою є його зовнішня поверхня.

П.А. Козулін [6] запропонував застосування циклонних апаратів для організації тепломасообмінних процесів спільно з процесами вловлювання пилу і твердих частинок на підприємствах лакофарбової промисловості. Для розрахунку середнього по боковій поверхні циклона коефіцієнта тепловіддачі рекомендоване [7] критеріальне рівняння:

$$Nu = 0,033 Re_{ax}^{0,8} \left( \frac{F_{гг}}{F_{оп}} \right)^{0,6} \quad (9)$$

де  $F_{гг}$  – площа гладкої поверхні;  $F_{оп}$  – площа оребреної поверхні;  
 $Re_{ax} = (2 \dots 5,5) \cdot 10^4$ .

Інтенсифікація тепловіддачі досягається оребренням викидної труби циклона. Аналогічні дослідження виконані [8] на моделях циклону типу ЦП-11 діаметром 204 мм з швидкостями повітря на вході 20...40 м/с. За результатами досліджень [8] одержане критеріальне рівняння в діапазоні чисел Рейнольдса  $7 \cdot 10^4 \leq Re_{ax} \leq 3 \cdot 10^5$ ;  $t_{ax} = 100 \dots 200$  °С.

$$Nu = 0,028 Re_{ax} \quad (10)$$

Вплив запиленості повітря на тепловіддачу при концентрації пилу до  $\mu \leq 0,005$  кг/кг незначний, що співпадає з висновками [7].

В роботі [10] показано, що формування примежового шару вздовж циклонної камери визначається в першу чергу геометричними характеристиками вхідного каналу  $h_{ax}$ ,  $F_{ax}$ . Товщина примежового шару мала порівняно з діаметром циклона (характерного лінійного розміру), а тому автори вважають, що впливом кривизни цього шару на тепловіддачу можна знехтувати і приймати його як плоский.

Аналіз опублікованих експериментальних та аналітичних даних показав, що результати досліджень конвективного теплообміну на бокових поверхнях циклонних апаратів можна представити загальною кореляційною залежністю

$$Nu = AD_k^m Re^n \left( \frac{h}{D_k} \right)^c \quad (11)$$

де  $D_k$ ,  $h$  – діаметр та висота циклонної камери,  $m, n, c$  – постійні числа.

В інженерній практиці переважно зустрічаються великі числа Рейнольдса, у всякому разі такі, при яких створюється турбулентний режим руху і при яких сили інерції, що з'являються в газовому потоці, домінують над силами в'язкості. Значення сил інерції зростає при обтіканні перешкод, а тому закон опору при такому русі наближається до квадратичного.

В турбулентному режимі окремі частинки газу можуть перемішуватись в будь-якому напрямку, в тому числі в напрямку стінки. В умовах турбулентного руху газового потоку справедлива залежність

$$\zeta = A Re^{-n} \quad (12)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт гідравлічного опору;  $A, n$  – постійні числа.

Із збільшенням впливу інерційних сил показник ступеня  $Re$  зменшується [3,5] причому, чим інтенсивніша турбулентність потоку, тим менша величина  $n$ . Для турбулентного руху в трубах, наприклад, при  $Re = 10^4 \dots 10^5$   $n = 0,25$ ; при  $10^5 \leq Re < 10^6$   $n = 0,21$ .

Результати досліджень тертя та тепловіддачі вздовж бокової поверхні циклонних камер з врахуванням температурного фактора

$\psi = \left( \frac{t_{\text{нов}}}{t_{\text{ст}}}, \right)$  швидкості циркуляції  $\Gamma$  та шорсткості стінок  $k_{\text{ш}}$  наведені на рис 4. Дослідні точки досить точно відповідають рівнянням подібності [11].

$$Nu = 0,0109 k_r^{-1,8} Re^{0,9} \psi^{-0,4} k_{\text{ш}}^{2/3} \quad (13)$$

$$\zeta = 0,009 k_r^{-3,6}$$

де  $k_r$  – коефіцієнт швидкості циркуляції  $k_r = \frac{1}{r_{\text{max}}}$ ,  $r_{\text{max}}$  – максимальна швидкість циркуляції потоку.

$\lg \frac{Nu}{Re^{0,9} \psi^{-0,4} k_{\text{ш}}^{2/3}}; \lg \zeta$

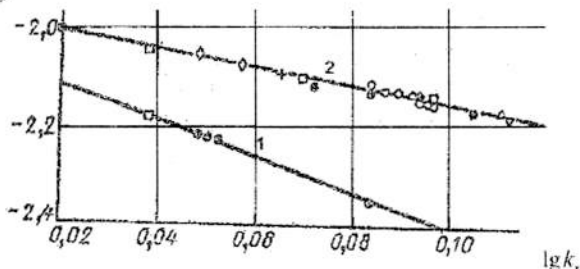


Рис. 4 Узагальнення експериментальних даних тепловіддачі (1) та тертя (2) на боковій поверхні циклонних камер [10, 11].

Більш просту формулу теплообміну одержали автори [10].

$$Nu = 0,015 k_r^{-1,8} Re^{0,875} \psi^{-0,4} \quad (14)$$

Співставлення одержаних критеріальних рівнянь з дослідними даними наведено на рис 5.

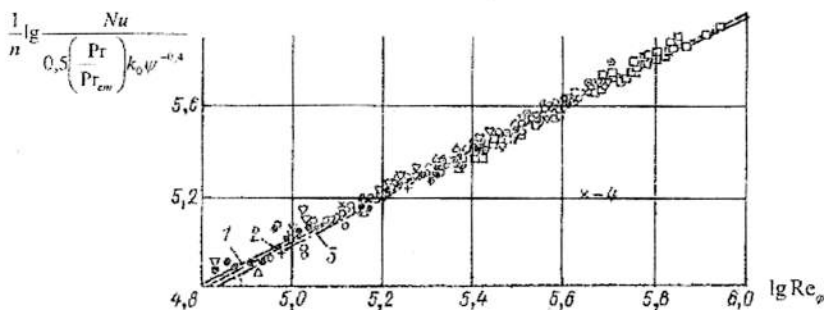


Рис. 5 Співставлення критеріальних залежностей з дослідними даними [10, 11] середньої тепловіддачі на боковій поверхні циклонної камери.

Розподіл та середня швидкість потоку в каналі визначають інтенсивність теплообміну. Середній коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній стіні при турбулентному русі рідини (газу) в кільцевому каналі за даними [3] визначається рівнянням:

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \left(\frac{d_1}{d}\right)^{0,18} \quad (15)$$

Для повітря ( $Pr=0,71$ ) за умови  $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \approx 1$  рівняння (15) спрощується

$$Nu = 0,015 Re^{0,8} \left(\frac{d_1}{d}\right)^{0,18} \quad (16)$$

Визначаючим розміром в формулах (15) і (16) є еквівалентний діаметр  $d_{снв}=d_1-d$ , а визначаючою температурою середня температура газу в каналі. Особливості теплообміну в кільцевому каналі враховані множителем  $\left(\frac{d_1}{d}\right)^{0,18}$ . Співставлення експериментальних даних з розрахованими за формулою (16) показано на рис. 6. Формула дає хороші результати при  $\frac{l}{d} = 50 \dots 460$ ,  $\frac{d_1}{d} = 1,2 \dots 1,4$ .

Рух повітря вздовж еластичної поверхні ускладнюється зворотними токами та пульсуючими течіями, які в рівній мірі впливають на гідродинаміку та теплообмін. При русі повітря в зігнутому каналі, обмеженому еластичними стінками, в одержану критеріальну формулу (16) пропонується [12] вводити коефіцієнт  $\epsilon_R$ .



При спіральному русі повітря в кільцевому каналі виникають сили, направлені перпендикулярно течії, що може призвести до утворення вихрового руху, який супроводжує потоки рідин та газів в реальних умовах. Закручення потоку та утворення вихрових кілець зменшує товщину, а місцями руйнує прилеглий шар [5], який є свого роду прошарком між потоком рідини та поверхнею розділюючої стінки. Такі явища в результаті суттєво впливають на інтенсивність теплообміну, тому потребують додаткового вивчення та експериментальних досліджень.

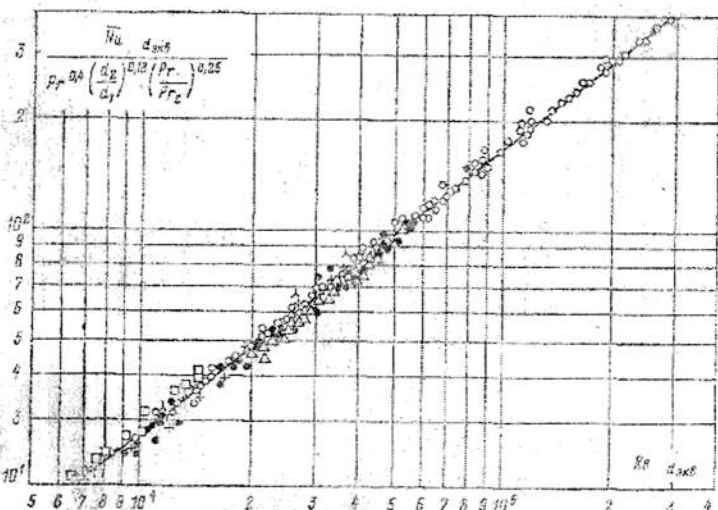


Рис. 6 Теплопередача при прямолінійному турбулентному русі в кільцевому каналі.

Гідродинаміка та теплообмін при спіральному турбулентному русі повітря (газів) в кільцевому каналі вздовж еластичної теплопередаючої стінки вивчені недостатньо. Тому в формули (15) або (16) необхідно вводити поправковий множник  $\epsilon_{\text{к}}$ , який би враховував особливості теплообміну в умовах повторної циркуляції та спірального напрямку руху вздовж еластичної циліндричної поверхні.

### Список літератури

1. Степанов М.В., Дідик Л.В., Берегова П.Г. Дослідження теплообміну між повітрям та еластичною поверхнею // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання, Вип. 11 – К.: КНУБА, 2007 – с. 67...71.
2. Гухман А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов теплообмена. – М.: Высшая школа, 1967 – 304с.

3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Учебник для вузов – М.: Энергоиздат, 1981 – 416 с.

4. Цой П.В. Методы расчета отдельных задач тепломассопереноса – М.: Энергия, 1971 – 384 с.

5. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1954 – 316с.

6. Козулин Н.А., Горловский И.А. Оборудование заводов лакокрасочной промышленности. – Л.: Госэнергоиздат, 1959.

7. Козулин Н.А., Ершов А.И. Исследование теплообмена в циклонном аппарате с различным исполнением теплопередающих поверхностей // Изв. Вузов. Энергетика, 1961, №6.

8. Долгов В.Н., Баскалов А.П., Голдобин Ю.М. Исследование конвективного теплообмена стенок пылеулавливающего циклона // ИФЖ, 1981, т. 41, №4.

9. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике – М.: Госэнергоиздат, 1969.

10. Сабуров Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. – Л.: ГЭИ, 1982.

11. Тонконогий А.В., Вышенский В.В. Исследование конвективного теплообмена на моделях циклонных камер // Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. Вып. 1, Алма-Ата, 1964.

12. Степанов М.В., Росковшенко Ю.К., Дідик Л.В. Теплопередача та гідрравлічний опір теплообмінника з еластичною стінкою // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання, Вип. 13 – К.: КНУБА, 2009 – с. 29...34.