

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ ЩІЛИННИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

© Гулієнко С.В., Зубрій О.Г., Тимощенко А.В., 2009

Наведені математичний опис та результати експериментальних досліджень руху рідини в щілинних мікроканалах та результати промислових випробувань щілинних теплообмінників.

There are represented the mathematical exposition and results of experimental study of fluid flow in slot microchannels and results of industry tests of slot heat exchangers.

Постановка задачі. Багато технологічних процесів характеризуються виділенням значної кількості теплоти низького потенціалу, утилізація якої економічно доцільна за умови використання теплообмінних апаратів (ТА), які можуть забезпечити інтенсивний відбір теплоти (коефіцієнти тепловіддачі порядку: для систем «рідина-рідина» 10...50 кВт/(м²·К); для систем «газ-газ» 60...240 Вт/(м²·К)) при малих гідравлічних втратах. Перспективним шляхом для досягнення таких параметрів за умови відсутності фазових перетворень є застосування каналів для руху теплоносія, товщина яких менша від товщини ламінарного підшару (мікроканалів) [1].

Перехід до каналів з малими геометричними розмірами спричиняє підвищення інтенсивності теплообміну, внаслідок збільшення градієнта температур ($q \sim grad(t)$). До того ж різко збільшується градієнт швидкості ($\tau \sim \left(\frac{dw}{dy}\right)$), який обумовлює тертя в каналі. Тому важливе значення має дослідження гідродинаміки, з метою визначення залежностей для гідравлічних втрат у мікроканалах та вибору технічно доцільних режимів роботи теплообмінного обладнання.

Мета роботи полягає ось у чому. Використовуючи результати дослідження гідродинаміки потоку рідини в щілинних мікроканалах [2], вивчити поведінку аеродинамічного опору щілинних ТА в широкому діапазоні чисел Рейнольдса. Поставлену задачу розв'язували методом натурального експерименту. Результати дослідження узагальнювали та аналізували методом теорії подібності. Модельною геометричною системою прийнятий щілинний мікроканал утворений концентричними циліндрами, причому відношення $d_1/d_2 \rightarrow 1$. Такий вибір обумовлений особливостями конструкції щілинних ТА. Вивчаючи опір щілинних ТА з газовими теплоносіями, використовували результати дослідження гідравлічного опору щілинних мікроканалів, які отримані для модельного середовища – рідини та узагальнені методами теорії подібності.

Стабілізований рух рідини в щілинних мікроканалах. У випадку ламінарної течії нестисливої рідини в каналі на достатньо великій відстані від входу спостерігається стабілізована течія. Тиск у кожному перерізі каналу сталий [3]. При стабілізованому русі в циліндричних концентричних кільцевих мікроканалах з трьох рівнянь Нав'є-Стокса в циліндричних координатах залишається одне для осі oz :

$$\frac{\partial^2 w_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial r} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} \quad (1)$$

де w_z – швидкість в напрямку осі oz , м/с; $\frac{dp}{dz}$ – градієнт тиску, Па/м; μ – динамічна в'язкість, Па·с.

Граничні умови мають вигляд

$$\begin{cases} r = R_1, w_z = 0 \\ r = R_2, w_z = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де R_1 – внутрішній радіус каналу, м; R_2 – зовнішній радіус каналу, м.

Після послідовного подвійного інтегрування рівняння (1) та підстановки граничних умов (2) отримуємо вираз для розподілу швидкостей в поперечному перерізі каналу:

$$w_z(r) = \frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dz} \right) \left[(r^2 - R_1^2) + \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) \right] \quad (3)$$

Середня швидкість в поперечному каналі визначається через витрату. Об'ємна витрата визначається [3]:

$$Q = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} w_z r dr \quad (4)$$

Використовуючи формули (3), (4) та зв'язок об'ємної витрати зі швидкістю, можна отримати вираз для середньої швидкості [2]:

$$w_z = \frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dz} \right) \left[\frac{1}{3} (R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2) + \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_1/R_2)} \left(\ln\left(\frac{R_2^{R_2}}{R_1^{R_2}}\right) - (R_2 - R_1) - \left(R_1^2 + \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_1/R_2)} \ln(R_1) \right) \right) \right] \quad (5)$$

У технічних розрахунках прийнято зв'язувати перепад тиску з середньою швидкістю течії через безрозмірний коефіцієнт опору λ :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right) = \left(\frac{\lambda}{X} \right) \rho w_z^2 \quad (6)$$

Оскільки при ламінарній течії падіння тиску прямопропорційне середній швидкості, то коефіцієнт опору не є постійним і залежить від середньої швидкості. Розв'язуючи спільно рівняння (5) та (6), отримуємо

$$\lambda = \frac{32(R_2 - R_1)^2}{\frac{1}{3} (R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2) + \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \left(\ln\left(\frac{R_2^{R_2}}{R_1^{R_2}}\right) - (R_2 - R_1) - \left(R_1^2 + \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \ln(R_1) \right) \right)} \frac{\mu}{\rho w_z (2(R_2 - R_1))} + \frac{A'}{\text{Re}} \quad (7)$$

Після підстановки рівняння (7) в рівняння (6) та тотожних перетворень отримуємо

$$\frac{\Delta p}{\rho w_z^2} = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{L}{X} \right) \quad (8)$$

Для досліджуваних діапазонів кільцевих мікроканалів відношення $R_1/R_2 \in [0,960; 0,995]$. За таких умов значення коефіцієнта A наближається до постійної величини $A=96$. Тоді для досліджуваного діапазону геометричних розмірів мікроканалів остаточно можна записати

$$\text{Eu} = 48 \frac{L}{\text{Re} \cdot X} \quad (9)$$

Отримане рівняння (9) описує втрати на тертя при стабілізованому ламінарному русі рідини в гідравлічно гладких щілинних мікроканалах.

Експериментальне дослідження гідродинаміки в щілинних мікроканалах. У зв'язку з високими градієнтами тиску в мікроканалах, технічно доцільно застосовувати їх в теплообмінному обладнанні з малою довжиною. Це своєю чергою призводить до зростання впливу місцевих опорів. У роботі [2] наведені результати експериментального дослідження руху рідини в щілинних мікроканалах. Дослідження виконували на експериментальному стенді для мікроканалів товщиною 59–300 мкм на водопровідній воді в діапазонах масових швидкостей $(0,75 \cdot 10^2; 2,49 \cdot 10^4)$ кг/(м²·с) та температур [18; 122]°С. Узагальнення результатів експериментального дослідження виконували у вигляді залежності критерію Ейлера від безрозмірної координати $L/(Re \cdot X)$ [4]. Повні втрати тиску в кільцевих мікроканалах апроксимувалися математичним виразом

$$Eu = 48L/(Re X) + 0,56, \quad (10)$$

де доданок $48L/(Re \cdot X)$ характеризує втрати тиску на тертя, а доданок 0,56 – втрати на подолання місцевих опорів.

Апроксимація результатів експериментальних досліджень для діапазону товщин мікроканалів 140–235 мкм дає залежність аналогічного вигляду

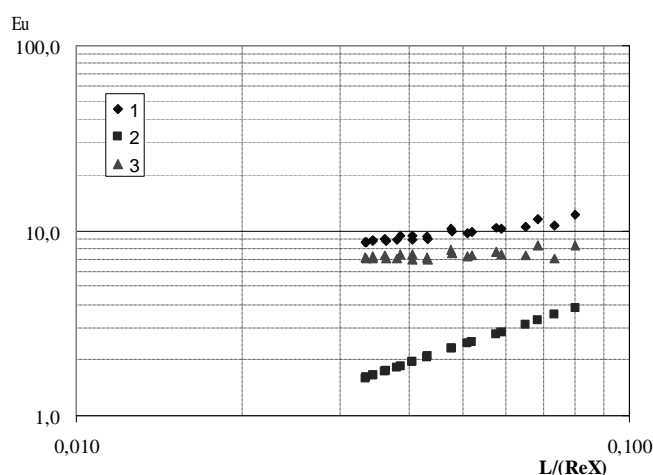
$$Eu = 46L/(Re X) + 0,756 \quad (11)$$

Обидві залежності узгоджуються з отриманим теоретичним рівнянням (9). Відносно невелике значення місцевих опорів за результати досліджень можна пояснити відсутністю місцевих опорів в експериментальному стенді.

На базі Інституту технічної теплофізики НАН України був сконструйований рекуперативних циліндричний ТА, який проходив промислові випробування на Чернівецькому заводі будівельних матеріалів. Випробування впровадилися на атмосферному повітрі. Узагальнення результатів методом теорії подібності наведені на рисунку.

У цьому випадку втрати на подолання місцевих опорів більші за втрати на тертя. В діапазоні $L/(Re \cdot X) \in [0,03; 0,08]$ втрати на місцевих опорах приблизно постійні, причому середнє значення критерію Ейлера становить 7,4. Враховуючи рівняння (9) критеріальну залежність для повних втрат тиску промислового теплообмінника доцільно подати у вигляді

$$Eu = 48L/(Re X) + 7,4 \quad (12)$$



Узагальнення результатів промислових випробувань:

1 – повні втрати, 2 – втрати на тертя, 3 – втрати на подолання місцевих опорів

У діапазоні значень $L/(Re \cdot X) \in [0,03; 0,08]$ (відповідає діапазону чисел Рейнольдса [500; 2500]) максимальне відхилення критерію Ейлера розрахованого за формулою (11), не перевищує 8%. Затрати потужності на переміщення теплоносія по одному каналу перебували в межах $N \in [5; 40]$ Вт.

Висновки. У результаті дослідження отримані залежності, які описують повні втрати тиску в щілинних мікроканалах та щілинному теплообміннику. Втрати на подолання місцевих опорів у щілинному теплообміннику значно більші, ніж в лабораторному стенді. Це можна пояснити особливостями конструкції промислового теплообмінника. Низькі енергетичні витрати на переміщення теплоносіїв підтверджують перспективність застосування таких теплообмінних пристроїв для утилізації теплоти низького потенціалу. Результати досліджень можна використовувати для визначення технічно обґрунтованих режимів роботи теплообмінників, а також для визначення їхнього аеродинамічного опору.

1. Малкін Е.С., Тимощенко А.В. Перспективність використання щілинних мікроканалів в запірних та теплообмінних пристроях // *Промышленная теплотехника*. – 2003. – Т.25.– №4. – С. 159–160. 2. Тимощенко А. В. Гідродинаміка та теплообмін в щілинних мікроканалах: Дис. ... канд. техн. наук: 05.14.16 – К., 2007. – 165 с. 3. Повх И. Л. *Техническая гидромеханика*. – 2-е изд., – Л.: *Машиностроение*, 1976. – 506 с. 4. Петухов Б.С. *Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах*. – М.: Изд-во «Энергия», 1967. – 412 с.