

труб с интенсификаторами в виде накатки. Показано, что применение интенсификаторов в 1,9–2,0 раза повышает тепловую эффективность пучков по сравнению с гладкотрубными поверхностями. Определено оптимальную геометрию размещения интенсификаторов на поверхности труб.

Пучок труб, полуцилиндрические интенсификаторы, математическое моделирование, теплообмен, оптимальная геометрия.

The mathematical model and heat transfer calculations for the chess tube bundles with semi-cylindrical intensifiers are developed. Local and integral characteristics of the studied surfaces are obtained. A comparison of the calculated results with experimental data for tubes with intensifiers is made. It is shown that the use of intensifiers increase thermal efficiency in 1,9–2,0 times compared with a smooth surfaces. The optimal geometry placement of intensifiers on the tube surfaces is found.

Tube bundles, semi-cylindrical intensifiers, mathematical model, heat transfer, optimal geometry.

УДК 526.24

ТЕПЛОБМІН ПУЧКА ТРУБ З НАПІВЦИЛІНДРИЧНИМИ ІНТЕНСИФІКАТОРАМИ. 2. РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ

В. Г. Горобець, доктор технічних наук

Розроблено математичну модель та проведено розрахунок гідравлічного опору для шахових пучків труб за наявності напівциліндричних інтенсифікаторів на зовнішній поверхні. Отримано залежності коефіцієнта гідравлічного опору від величини відстані між інтенсифікаторами для досліджуваних поверхонь. Проведено зіставлення результатів розрахунку з експериментальними даними для труб з інтенсифікаторами у вигляді накатки. Показано, що застосування інтенсифікаторів збільшує гідравлічний опір таких поверхонь порівняно з гладкотрубними поверхнями. Визначено, що на величину гідравлічного опору суттєво впливає геометрія розміщення інтенсифікаторів на поверхні труб та величина числа Рейнольдса у зовнішньому потоці.

Пучок труб, напівциліндричні інтенсифікатори, математичне моделювання, гідравлічний опір.

Умови гідродинамічного обтікання поверхні з інтенсифікаторами суттєво відрізняються від умов, які мають місце при обтіканні гладкотрубних пучків труб. Це обумовлено як зміною площі поперечного перерізу в міжтрубному просторі, так і відмінностями у формуванні пристінної течії на поверхні з інтенсифікаторами, за наявності яких має місце турбуліза-

© В. Г. Горобець, 2013

ція потоку, руйнування приграничного шару (ПШ) на початкових ділянках його формування, створення ділянок відриву і приєднання потоку до поверхні обтікання, які чергуються між собою, тощо. Умови та характер гідродинамічної течії на поверхні труби з інтенсифікаторами докладно розглянуто в [1]. При розрахунку гідравлічних втрат необхідно розглядати локальні втрати тиску в кожній із зон відриву та приєднання зовнішньої течії до поверхні обтікання.

З метою зниження гідравлічних втрат використовують інтенсифікатори у вигляді виступів, заглиблень або канавок та інші типи інтенсифікаторів, причому їх геометричну форму вибирають з добре обтічним профілем, тобто такою, що не має гострих кутів і кромek. При цьому потрібно вибирати таку геометрію поверхні, для якої процес інтенсифікації теплообміну не призводить до суттєвого зростання гідравлічних втрат.

Мета досліджень – розробка математичної моделі та проведення розрахунку гідравлічних втрат для поверхонь з напівциліндричними виступами при великих відстанях між ними; визначення впливу геометричних та динамічних параметрів об'єкта дослідження на величину гідравлічних опорів.

Матеріали та методика досліджень. Розрахунок гідравлічного опору із зовнішнього боку трубного пучка проводимо за такою методикою. Для труби з інтенсифікаторами виділяється елементарна ділянка поверхні, що повторюється. Оскільки умови гідродинамічної течії у сусідніх комірках ідентичні, то достатньо провести розрахунок гідравлічних опорів для окремої комірки і виконати підсумовування гідравлічних опорів для всіх комірок по довжині труби [1]. У зовнішньому виділеному каналі трубного пучка повний коефіцієнт гідравлічного опору розраховується за формулою [3]:

$$\zeta = \zeta_p + \zeta_{mp}, \quad (1)$$

де ζ_p , ζ_{mp} – дві складові коефіцієнта тертя, які обумовлені відповідно зміною поперечного перерізу міжтрубного каналу та опором тертя на поверхні труби з інтенсифікаторами. Складова коефіцієнта гідравлічного опору за рахунок зміни площі поперечного перерізу каналу для виділеного елемента дорівнює:

$$\zeta_p = \zeta_{1,p} + \zeta_{2,p}, \quad (2)$$

причому $\zeta_{1,p}$ враховує стиснення поперечного перерізу каналу і визначається за виразом:

$$\zeta_{1,p} = k_1(1 - F_1 / F_0), \quad (3)$$

а $\zeta_{2,p}$ – його розширення, обчислюється за формулою:

$$\zeta_{2,p} = k_2(1 - F_1 / F_2)^2. \quad (4)$$

Для виступів відповідні площі поперечних перерізів дорівнюють $F_0 = F_2 = \pi(d_e^2 - d_1^2)/4$; $F_1 = \pi[d_e^2 - (d_1 + 2h)^2]/4$, де d_e – зовнішній екві-

валентний діаметр каналу, мм; d_1 – зовнішній діаметр труби, мм; h – висота виступу, мм (рис. 1).

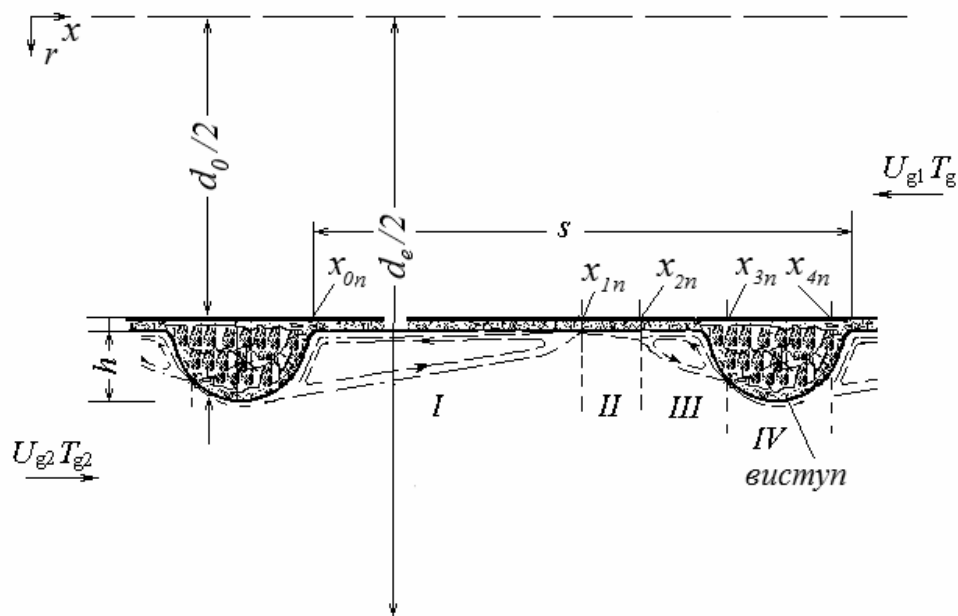


Рис. 1. Схема розрахунку гідравлічних опорів

Коефіцієнти опору тертя для j -тої елементарної комірки між виступами поверхні з накаткою визначаються шляхом підсумовування окремих складових опорів на ділянках I–IV, що мають протяжність L_i і визначаються за формулою:

$$\zeta_{j,mp} = \sum_{i=1}^n L_i \zeta_{i,mp} / s, \quad (5)$$

де i – номер ділянки для окремої комірки; n – кількість ділянок у комірці. При великих відстанях між виступами $h \ll s$ $i = I, II, III, IV$; $n = VI$; а коефіцієнти тертя $\zeta_{i,mp}$ в області приєднаного ПШ ($i = I, III$;) і в шарі змішування на ділянках відривних течій ($i = II, IV$) для ламінарного та турбулентного режимів течії знаходяться із співвідношень

$$\zeta_{mp} = 0,664 \text{Re}_x^{-0,5}; \quad (39)$$

$$\zeta_{mp} = 0,074 \text{Re}_x^{-0,2}, \quad (40)$$

x – характерна довжина ділянки, м.

Падіння тиску по довжині каналу визначається шляхом підсумовування їх на окремих ділянках каналу і визначається за виразом:

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{s} \frac{1}{2} \rho U^2, \quad (41)$$

де s – відстань між виступами, мм; L – довжина труби, м; U – швидкість течії в вузькому перерізі каналу, м/с; ζ – коефіцієнт гідравлічного опору в окремій комірці.

Результати досліджень. Використовуючи розроблену методику розрахунку гідравлічних втрат, був проведений розрахунок гідравлічних опорів для труб з напівциліндричними інтенсифікаторами при великих відстанях між сусідніми виступами. Розрахунок проводився при таких значеннях геометричних параметрів пучка $d_0 = 14$ мм, $d_1 = 16$ мм, $h = 5$ мм, $L = 1$ м при варіюванні швидкості зовнішнього потоку. Результати розрахунку подано у вигляді залежності обчисленого гідравлічного опору, поділеного на гідравлічний опір для гладкої поверхні, від числа Рейнольдса $Re_D = U_{2v} D / \nu$, (U_{g2} – швидкість у вузькому перерізі міжтрубного каналу, м/с; $D = d_1 + 2h$ – зовнішній діаметр труби з інтенсифікаторами, мм) при різних значеннях відстаней між сусідніми ребрами s/h (рис. 2). Як випливає з отриманих залежностей наявність інтенсифікаторів в 2–5 разів збільшує гідравлічні втрати в трубному пучку порівняно з гладкотрубною поверхнею.

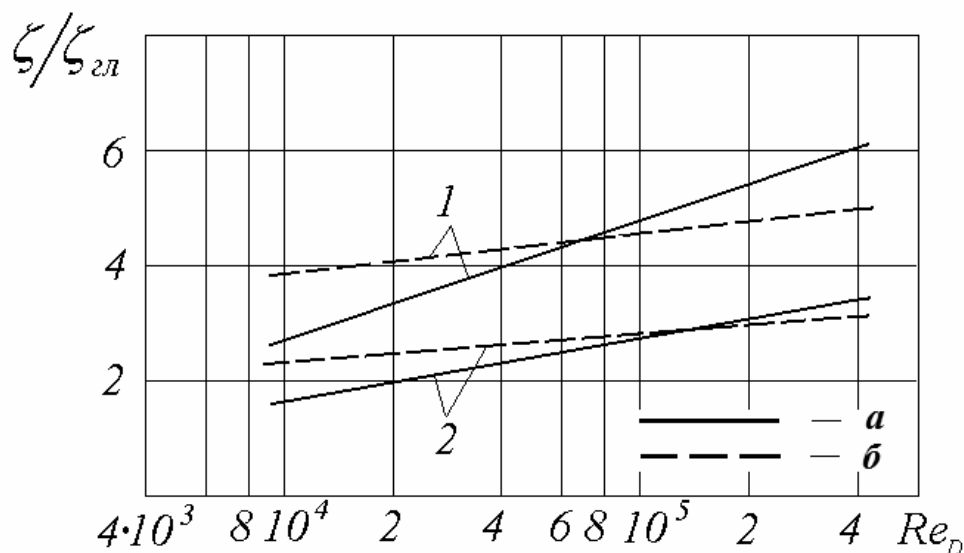


Рис. 2. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору ζ від числа Re_D :
a – розрахункові дані; *б* – експериментальні дані [4]; 1 – $s/h = 11,95$; 2 – 23,9

При цьому величина гідравлічного опору збільшується із зростанням числа Рейнольдса і зменшенням відстані між сусідніми інтенсифікаторами.

Проведено порівняння результатів розрахунку коефіцієнтів гідравлічного опору за вищевикладеною методикою та експериментальних даних для труби з накаткою [2] (рис. 2). Як випливає з рис. 2 є деяке завищення розрахункових даних для міжреберних відстаней $s/h = 11,95$ і 23,9 з максимальною похибкою близько 27 % у першому випадку і близько 17 % у другому.

Слід зауважити, що при виборі висоти інтенсифікаторів та відстані між ними необхідно вибирати таку геометрію поверхні, при якій при максимальних значеннях коефіцієнта теплообміну на поверхні гідравлічні втрати не повинні мати великі значення.

Висновки

1. Розроблено методику розрахунку гідравлічних втрат, проведено чисельний розрахунок та одержано гідравлічні опори для шахових пучків труб з напівциліндричними інтенсифікаторами.

2. Проведено зіставлення розрахункових даних з відомими експериментальними результатами. Максимальні відмінності між ними складають від 17 % до 27 %.

3. Показано, що наявність інтенсифікаторів в 2–5 разів збільшує гідравлічні втрати порівняно з гладкотрубними пучками труб. Гідравлічні опори труб з напівциліндричними інтенсифікаторами збільшуються зі зростанням числа Рейнольдса і зменшенням відстані між інтенсифікаторами.

Список літератури

1. Горобець В.Г. Теплообмін пучка труб з напівциліндричними інтенсифікаторами. 1. Тепловий розрахунок / В.Г. Горобець // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – 2013. – Вип. 184, ч. 1. – С 53-62.

2. Горобець В.Г. Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей / В.Г. Горобець. – К.: ЦП «Компринт», 2011. – 297 с.

3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 536 с.

4. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.

Разработана математическая модель и выполнен расчет гидравлических сопротивлений для шахматных пучков труб при наличии полуцилиндрических интенсификаторов на внешней поверхности. Получены зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от величины расстояния между интенсификаторами для исследуемых поверхностей. Проведено сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными для труб с интенсификаторами в виде накатки. Показано, что использование интенсификаторов повышает гидравлическое сопротивление таких поверхностей по сравнению с гладкотрубными поверхностями. Определено, что на величину гидравлического сопротивления существенно влияет геометрия размещения интенсификаторов на поверхности труб и величина числа Рейнольдса во внешнем потоке.

Пучок труб, полуцилиндрические интенсификаторы, математическое моделирование, гидравлическое сопротивление.

The mathematical model and calculation of hydraulic resistance for chess beam pipe in the presence of semi-cylindrical intensifiers on the outer surface. The dependences of the hydraulic resistance coefficient from the distance between the intensifier for the studied surfaces. Comparison of calculation results with experi-

mental data for pipes intensifiers is made. It is shown that the use of intensifiers increases the hydraulic resistance of such surfaces compared with smooth surfaces. It is found that a geometry placement of intensifiers on the surface and size of Reynolds number in the external flow has a significant influence on the value of hydraulic resistance.

Beam pipes, semi-cylindrical intensifiers, mathematical modeling, hydraulic resistance.

УДК 536 (075.8)

АНАЛИЗ ОТДЕЛЬНЫХ ВОПРОСОВ ЭНТРОПИИ

Б.Х. Драганов, доктор технических наук

Приведена общая характеристика энтропии с позиции классической термодинамики. Изложены основы свободной энергии Гиббса и свободной энергии Гельмгольца, химического потенциала. Выполнен анализ локальной энтропии, минимума производства энтропии, баланса энтропии на основе положений неравновесной термодинамики.

Энтропия, необратимые процессы, изобарно-термический потенциал, изохорно-термический потенциал, термодинамические сила и потоки.

Цель исследований – анализ энтропии для равновесных и неравновесных процессов и оценка степени генерации энтропии.

Материалы и методика исследований. Анализ энтропии в рамках классической термодинамики приведен в ряде работ, среди которых следует выделить авторов: Р. Беккер, А.А. Гухман, А.Ф. Булендра, И. Пригожин. Вместе с тем следует отметить, что такие вопросы, как локальная энтропия, минимум генерации энтропии, свободная энергия Гиббса и др. не нашли должного изложения.

Метод исследования основан на основных положениях феноменологической термодинамики.

Результаты исследований. Эволюция произвольного состояния к состоянию равновесия происходит в результате необратимых процессов. В состоянии равновесия эти процессы прекращаются. Таким образом, неравновесное состояние можно определить как такое, в котором необратимые процессы вынуждают систему эволюционировать к состоянию равновесия.

Изменение энтропии можно представить как сумму двух слагаемых:

$$dS = d_e S + d_i S, \quad (1)$$