

**ТЕПЛООБМІН ПУЧКА ТРУБ
З НАПІВЦИЛІНДРИЧНИМИ ІНТЕНСИФІКАТОРАМИ.
1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК**

В.Г. Горобець, доктор технічних наук

Розроблено математичну модель та проведено чисельні розрахунки для шахових пучків труб за наявності напівциліндричних інтенсифікаторів на зовнішній поверхні. Отримано локальні та інтегральні характеристики досліджуваних поверхонь. Проведено зіставлення отриманих результатів з експериментальними даними для труб з інтенсифікаторами у вигляді накатки. Показано, що застосування інтенсифікаторів в 1,9–2,0 рази підвищує теплову ефективність таких поверхонь порівняно з гладкотрубними поверхнями. Визначено оптимальну геометрію розміщення інтенсифікаторів на поверхні труб.

Пучок труб, напівциліндричні інтенсифікатори, математичне моделювання, теплообмін, оптимальна геометрія.

Відомі способи інтенсифікації теплообмінних процесів на поверхні ґрунтуються на створенні таких умов гідродинамічного обтікання поверхні, при яких має місце турбулізація потоку, руйнування приграничного шару (ПШ) на початкових ділянках його формування, створення ділянок відриву і приєднання потоку до поверхні обтікання, які чергуються між собою і т.д. З цією метою на обтічній поверхні створюють невисокі ребра різних конфігурацій, виступи, заглиблення або канавки, лунки різної форми та інші геометричні форми поверхонь, що сприяють інтенсифікації теплообмінних процесів. Проведені дослідження [3] показують, що найперспективнішими з них є інтенсифікатори без гострих кутів і кромки, які мають добру обтічну форму поверхні. До інтенсифікаторів такого типу належать, наприклад, напівциліндричні виступи або западини з плавними краями. Такі поверхні можуть бути створені шляхом деформації поверхні труб за допомогою роликів (метод накатки), при гофруванні поверхні, приварюванні до гладкої поверхні виступів з добре обтічним профілем, наприклад дроту тощо. Експериментальне вивчення таких поверхонь показує, що вони дозволяють істотно підвищити тепловіддачу при помірному зростанні гідравлічного опору, якщо порівнювати з гладкою поверхнею.

Важливим для практичних застосувань є питання вибору оптимальних розмірів і геометричного розташування інтенсифікаторів на поверхні. Зазначимо, що якщо для поверхонь з виступами такі рекомендації отримані на підставі експериментальних досліджень [3], то питання локального моделювання теплопереносу для таких поверхонь вивчено не-

достатньо і рекомендації щодо вибору оптимальної геометрії поверхонь відсутні.

Мета досліджень – із застосуванням інтегральних методів розрахунку рівнянь переносу проведення математичного моделювання та вивчення умов локального теплообміну поверхонь з напівциліндричними виступами при великих відстанях між ними; визначення оптимальної геометрії розміщення інтенсифікаторів.

Матеріали та методика досліджень. Труби з напівциліндричними інтенсифікаторами мають широку область застосування при конструюванні теплообмінників різного призначення. Такі поверхні ефективні для теплообмінних апаратів з теплоносіями типу газ-рідина і газ-газ, тобто для тих випадків, коли величини коефіцієнтів тепловіддачі на внутрішній і зовнішній поверхні труби відрізняються між собою. Теплообмінники такого типу звичайно являють собою пучок труб, розміщених у циліндричному кожусі, причому напрямок течії зовнішнього і внутрішнього теплоносіїв у різних конструкціях може бути організовано по-різному. Розрізняють прямоточну і протиточну схему течії. Розглянемо протиточну схему течії, яка більш ефективна і знайшла широке застосування в практиці конструювання теплообмінних апаратів (рис. 1).

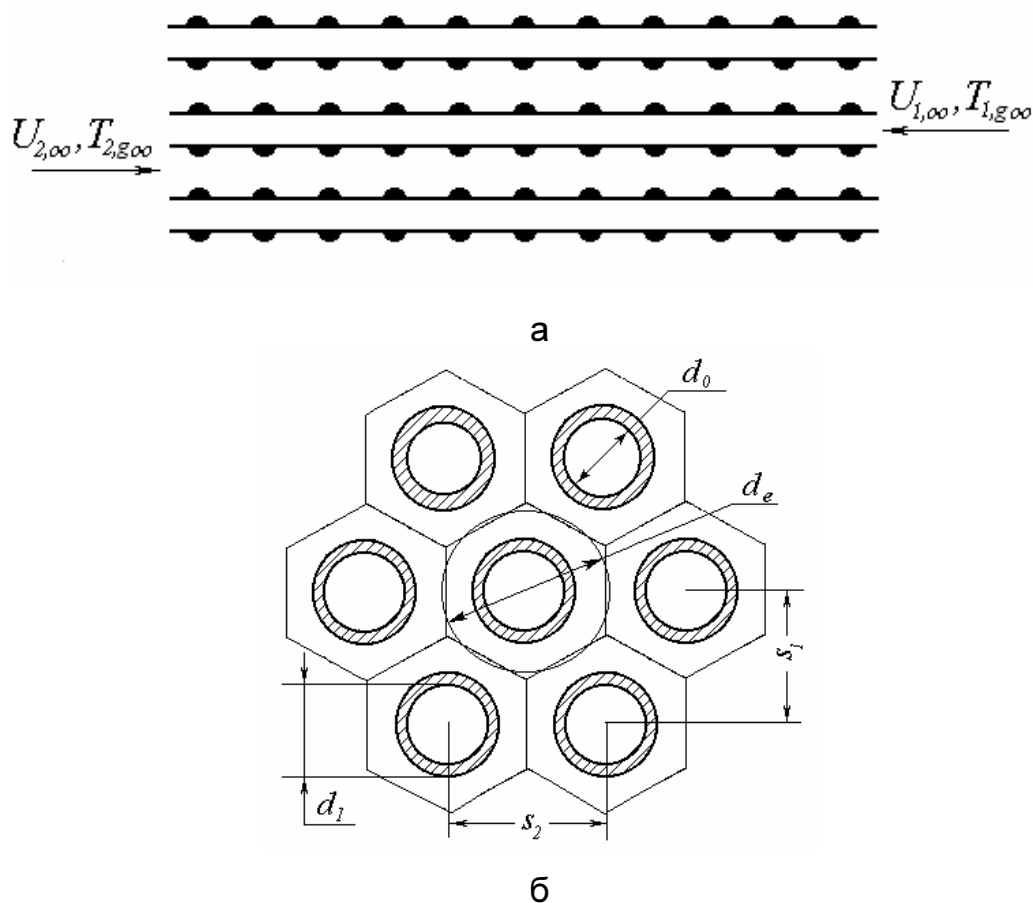


Рис. 1. Розрахункова схема течії в пучку труб з шаховим розташуванням:
 а – поздовжній переріз трубного пучка із циліндричними інтенсифікаторами;
 б – поперечний переріз пучка

При такій організації течії на зовнішній поверхні труб розташовані виступи напівциліндричної форми, при поперечному обтіканні яких виникають відриви зовнішнього потоку. При великих відстанях між виступами відривні течії утворюються в кутових зонах між виступом і основою, а на поверхні труби формується ділянка приєднаної зовнішньої течії (рис. 2).

Передбачається, що при високих швидкостях зовнішнього потоку течія в міжтрубному просторі є турбулентною і має місце інтенсивне перемішування теплоносія. При цьому профілі швидкості і температури в поперечному перерізі каналу вирівнюються і їх можна вважати постійними

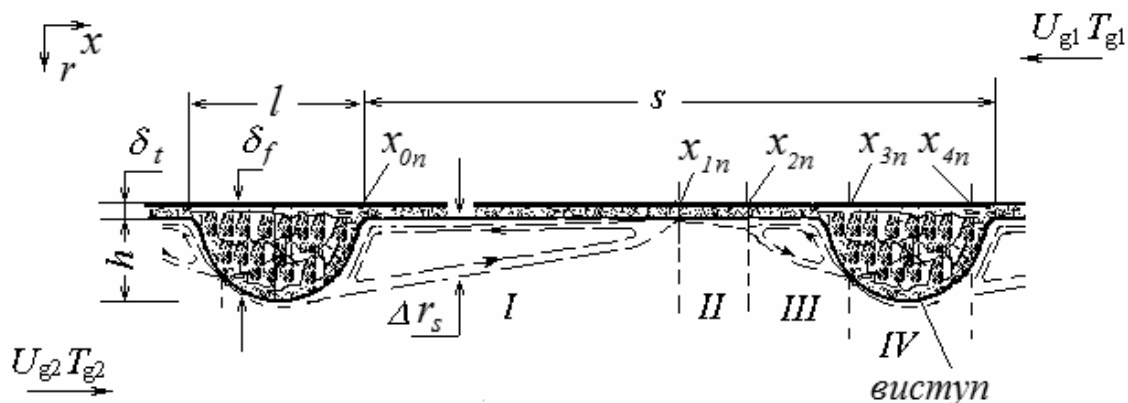


Рис. 2. Розрахункова схема течії в міжреберній комірці при великих відстанях між виступами

по перерізу і відповідно для внутрішнього і зовнішнього каналу рівними U_{gi}, T_{gi} ($i = 1, 2$). Розглянемо пучок із шаховим розташуванням труб (див. рис. 1). При такому розташуванні труб можна виділити повторюваний елемент пучка, який являє собою шестигранну секцію. Для зручності обчислень шестигранний контур замінюємо колом, яке має таку ж площу поперечного перерізу, що і виділений контур (див. рис. 1, б). Швидкість зовнішньої течії в кожному перерізі пучка визначається з виразу: $U_{g2} = G_{g2} / (kF_{c2})$, де G_{g2} – витрата зовнішнього теплоносія, m^3/s ; k – кількість шестигранних секцій у трубному пучку. Площа поперечного перерізу в виділеній секції $F_{c2} = \pi(d_e^2 - d_s^2) / 4$, де d_s, d_e – відповідно внутрішній і зовнішній діаметр прохідного перерізу каналу, мм. Величина d_s може змінюватися в напрямку $0x$ і визначається за виразом: $d_s = d_1 + \Delta r_s$, де d_1 – зовнішній діаметр труби, мм; Δr_s – поперечні розміри відривної зони в перерізі x (див. рис. 2). Оскільки біля основи виступів наявні округлення, то можна не враховувати вторинні застійні течії в кутових зонах. Базуючись на наведених вище передумовах, зовнішню поверхню труби розбиваємо на повторювані елементарні ділянки між координатами початку сусідніх виступів довжиною s , для яких умови течії ідентичні (див. рис 2). Розробивши математичну модель теплопереносу для виділеної ділянки поверхні і виконавши розрахунки можна визначити

локальні теплообмінні характеристики на поверхні та тепловіддачу на елементарній ділянці поверхні довжиною s . Розрахунок переносу теплоти у зовнішньому каналі проводиться від ділянки до ділянки, починаючи з входу.

Перейдемо до розробки математичної моделі теплопереносу для елементарної ділянки поверхні з циліндричними інтенсифікаторами у вигляді виступів (див. рис. 2). Розглянемо випадок: коли між виступами є великий проміжок порівняно з висотою виступу. Аналіз гідродинамічної течії в комірці між виступами для такої геометрії їх розташування дозволяє умовно виділити чотири характерні зони течії: I – зону відривної течії в лівому куті комірки, II – область приєднаної зовнішньої течії до поверхні труби, III – зону відривної течії в правому куті комірки, VI – область приєднання зовнішнього потоку до поверхні циліндричного виступу (див. рис. 2). При розробці математичної моделі теплопереносу, враховуючи невелику протяжність опуклих ділянок поверхні, впливом кривизни поверхні на умови формування ПШ нехтуємо.

Методи розрахунку спряженого теплопереносу для течій, які формують ПШ на довільно неізотермічній поверхні, а також для відривних течій в кавернах і кутових зонах викладено в [1]. На підставі проведеного аналізу можна записати вихідні рівняння, що описують теплоперенос в окремій комірці.

Якщо виступ розглядати як елемент стінки, що має змінну товщину, то рівняння переносу теплоти для розглянутої елементарної ділянки поверхні з виступами мають вигляд:

$$\lambda \delta_t \frac{\partial^2 \bar{T}_{1,n}}{\partial x^2} = q_{for,mn}(x, \bar{T}_{1,n}) + q_{aft,n}(x, \bar{T}_{1,n}); \quad (1)$$

$$\lambda \delta_f(x) \frac{\partial^2 \bar{T}_{2,n}}{\partial x^2} = q_{for,mn}(x, \bar{T}_{2,n}) + q_{aft,n}(x, \bar{T}_{2,n}), \quad (2)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби, Вт/м⁰С; $\delta_f(x)$, δ_t – товщина виступів і товщина труби, мм, індекс 1 належить до поверхні труби, індекс 2 відповідає виступу, індекси *for* і *aft* позначають зовнішню і внутрішню поверхню труби, *m* вказує номер зони течії I – VI, в яких знаходиться відповідна ділянка течії на зовнішній поверхні труби, а індекс *n* означає номер комірки $n=1, 2, \dots, N$; N – кількість комірок, на які розбивається вся довжина труби (див. рис. 2, 3).

Граничні умови для елементарної ділянки можуть бути подані у вигляді:

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial \bar{T}_N}{\partial x} \right|_{x=Ns} = 0, \quad \lambda \delta_t \left. \frac{\partial \bar{T}_{1,n-1}}{\partial x} \right|_{x=(n-1)s} = \lambda \delta_f \left. \frac{\partial \bar{T}_{2,n}}{\partial x} \right|_{x=(n-1)s},$$

$$\bar{T}_{1,n}[x = (n-1)s] = \bar{T}_{2,n}[x = (n-1)s], \quad n = 2, 3, \dots, N;$$

$$\lambda \delta_f \left. \frac{\partial \bar{T}_{2,n}}{\partial x} \right|_{x=ns} = \lambda \delta_t \left. \frac{\partial \bar{T}_{1,n+1}}{\partial x} \right|_{x=ns}, \quad \bar{T}_{2,n}(x = ns) = \bar{T}_{1,n+1}(x = ns), \quad (3)$$

$$n = 1, 2, \dots, N-1;$$

$$\lambda \delta_t \left. \frac{\partial \bar{T}_{1,n}}{\partial x} \right|_{x=ns-l} = \lambda \delta_f \left. \frac{\partial \bar{T}_{2,n}}{\partial x} \right|_{x=ns-l}, \quad \bar{T}_{1,n}(x = ns-l) = \bar{T}_{2,n}(x = ns-l),$$

$$n = 1, 2, \dots, N;$$

де $\bar{T}_{1,n} = \frac{1}{\delta_t} \int_0^{\delta_t} T_{1,n}(x, r_0 + r') dr'$, $\bar{T}_{2,n} = \frac{1}{\delta_f} \int_0^{\delta_f} T_{2,n}(x, r_0 + r') dr'$ – усереднені

значення температур по товщині труби і виступів для n -ї комірки, r_0 – внутрішній радіус труби, мм.

Зазначимо, що область зміни координати x знаходиться в межах $0 \leq x \leq L$, має початок біля входу зовнішнього теплоносія в трубний пучок і визначається його довжиною L .

Густина відведених теплових потоків на поверхні виступу, а також на зовнішній та внутрішній поверхнях труби при довільному розподілі температурного напору на поверхні залежно від геометрії поверхні визначаються функціональними співвідношеннями, які запропоновані в роботах [2,5].

При великих міжреберних відстанях $h \ll s$ маємо такі співвідношення для локальних теплових потоків на зовнішній поверхні окремого виступу в кожній із зон $m=I, II, IV$:

$$q_{for,mn}(x, \bar{T}_{1n}) = \alpha_{1sn}^*(x) \left[\bar{T}_{1n}(x=x_{mn}) - T_{gmn} + \int_x^{x_{mn}} f(|x_{mn}-x|, |x_{mn}-x'|) \frac{d\bar{T}_{1n}}{dx'} dx' \right], \quad (4)$$

де x_{mn} – координата початку формування ПШ у m -й зоні (див. рис. 2);

T_{gsm} – температура теплоносія на зовнішній границі ПШ у відповідній зоні, $^{\circ}\text{C}$;

$f(x, \xi) = \left[1 - (\xi/x)^{C_1} \right]^{-C_2}$ – функція впливу необігрітої ділянки, а ін-

декс «*» позначає ізотермічну поверхню. Значення показників C_1, C_2 залежно від режиму течії і чисел Прандтля наведено в роботах [1,2,5].

Для ПШ локальні значення коефіцієнта тепловіддачі на ізотермічній поверхні визначаються за формулою:

$$\alpha^*(x) = c \lambda_g \text{Pr}^n \text{Re}_x^m / x, \quad (5)$$

де λ_g – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/м⁰С; Pr – число Прандтля; $\text{Re}_x = Ux/\nu$ – число Рейнольдса, розраховане за швидкістю U на зовнішній границі ПШ; x – довжина формування ПШ, а коефіцієнт c і показники n, m визначаються на підставі розрахункових або експериментальних даних [6].

Температура зовнішнього потоку T_{gmn} у зонах приєднаної та відривної течії визначається з умови балансу теплоти, переданої від поверхні обтікання зовнішнього теплоносія. Методи її розрахунку наведено в [1].

Густина відведеного теплового потоку на внутрішній поверхні гладкої труби визначається за виразом:

$$q_{aft,n}(x, \bar{T}_{jn}) = \alpha_{1,cp}(\bar{T}_{jn} - T_{g1n}), \quad j = 1, 2; \quad (6)$$

де $\alpha_{1,cp}, T_{g2n}$ – усереднене значення коефіцієнта теплообміну на внутрішній поверхні труби та температура теплоносія всередині труби, методика розрахунку яких для ламінарного та турбулентного режимів течії наведені в [1,5].

Загальний алгоритм чисельного розрахунку системи інтегродиференціальних рівнянь (1), (2) з граничними умовами (3) і співвідношеннями для густин відведених теплових потоків (4), (5) викладено, наприклад, в [1]. Для розрахунку отриманих рівнянь використано чисельну схему Рунге-Кутта за ітераційною схемою, а обчислення інтегральних членів проводилося із застосуванням методу трапецій [4]. Використовуючи описану вище методику розрахунку, знаходилися локальні та інтегральні теплові характеристики в кожній комірці між виступами. В процесі розрахунку визначалася загальна кількість тепла, передана стінкою з інтенсифікаторами шляхом підсумовування теплових потоків, що відво-

дяться з поверхні всіх комірок: $Q_2 = \sum_{n=1}^N \Delta Q_{2,n}$. Величина теплового потоку, відведеного з поверхні i -ї комірки, дорівнює:

$$\Delta Q_{2,n} = 2\pi r_1 \left[\sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^4 \int_{x_{on}}^{x_{o,n+1}} q_{for,mn}(x, \bar{T}_{j,n}) dx \right],$$

де $n = 1, 2, \dots, N$; N – кількість комірок по довжині труби.

Усереднений по поверхні коефіцієнт тепловіддачі визначається виразом: $\bar{\alpha}_2 = Q_2 / [NF_p(T_L - T_{g2})]$, де $F_p = 2\pi r_1[\pi R_l + (s - l)]$ – площа поверхні окремої комірки (R_l – радіус кривизни виступу, мм; r_1 – зовнішній

радіус труби, мм), $T_L - T_{g2} = \frac{1}{L} \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 \int_0^L [\bar{T}_{jn}(x) - T_{g2n}] dx$ – усереднений температурний напір по довжині труби, $^{\circ}\text{C}$.

Зміну температури теплоносіїв у трубі і міжтрубному просторі на ділянці труби довжиною Δx визначали за формулою: $T_{gi}(x + \Delta x) = T_{gi}(x) + \Delta T_{gi}$, $i = 1, 2$; а збільшення температури теплоносія ΔT_{gi} знаходилося з балансного співвідношення:

$$\Delta T_{gi} = \Delta Q_i / [U_i c_{pi} \rho_i F_{ci} \Delta x], i = 1, 2;$$

де U_i – усереднена по перерізу швидкість течії, м/с; F_{ci} – площа поперечного перерізу для i -го теплоносія, м^2 ; c_{pi}, ρ_i – відповідно питома теплоємність і густина i -го теплоносія, $\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$, кг/м^3 .

Результати досліджень. Для апробації розробленої моделі теплопереносу труб з інтенсифікаторами проведено порівняння результатів розрахунку із залежностями, отриманими в [3] експериментальним шляхом для труб з накаткою. Результати порівняння розрахункової та експериментальної залежності $Nu / Nu_{2л}$ для труб з інтенсифікаторами для

$Re_{d1} = 2,02 \times 10^3$, $h/s = 0,1$ наведено на рис. 3, де $Nu = \bar{\alpha}_2 d_1 / \lambda_{g2}$,

$Nu_{2л} = \bar{\alpha} d_1 / \lambda_g$ – усереднене число Нуссельта по довжині труби, відповідно для поверхні з інтенсифікаторами і гладкої поверхні [1,5]. Максимальні відмінності між розрахунковими та експериментальними даними складають $\pm 17\%$.

Розрахунки з визначення теплових характеристик шахового пучка труб з інтенсифікаторами, виготовлених із сталі, проводились для випадку, коли міжреберна відстань змінювалася в діапазоні $s/h = 8 - 15$. Як зовнішній і внутрішній теплоносії вибрано, відповідно повітря і вода.

Прийнято такі значення вхідних динамічних і температурних параметрів та геометричні розміри труби з інтенсифікаторами: $U_{2\infty} = 5 \text{ м/с}$,

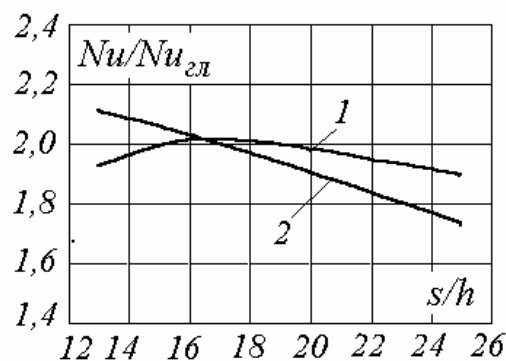


Рис. 3. Залежність $Nu / Nu_{2л}$ від відстані між виступами s/h :

1 – розрахункова крива; 2 – експериментальна залежність [3]

$T_{g2\infty} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $U_{1\infty} = 0,015 \text{ м/с}$, $T_{g1\infty} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $d_0 = 25 \text{ мм}$, $d_1 = 26 \text{ мм}$, $h = 5 \text{ мм}$, $L = 1 \text{ м}$. Результати розрахунків наведено на рис. 4–5.

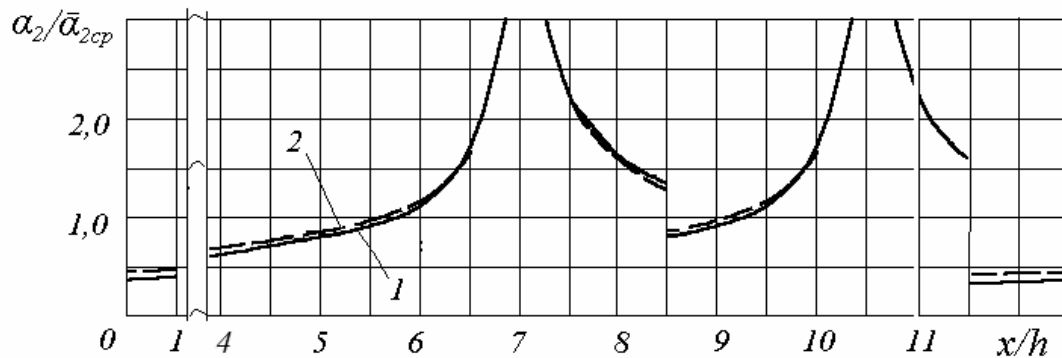


Рис. 4. Розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі в комірці між виступами на внутрішній поверхні труби при $s/h = 11$:
 1 – розв’язок спряженої задачі; 2 – ізотермічна поверхня

На рис. 4 показано розподіли локальних коефіцієнтів тепловіддачі α_2 у комірці між сусідніми виступами на внутрішній поверхні труби. Як видно з рис. 4, у разі великих відстаней між виступами максимальні значення коефіцієнтів тепловіддачі спостерігаються на ділянках приєднання зовнішнього потоку до поверхні труби (в області точок x_{1n} і x_{3n} на рис. 4), а найменші значення недалеко від точок відриву зовнішнього течії (в областях, прилеглих до точок x_{2n} і x_{4n} на рис. 4).

У плані практичного застосування розглянутих поверхонь найбільший інтерес представляє така геометрія поверхні з інтенсифікаторами, для якої з одиниці площі теплообмінної поверхні відводиться максимальна кількість тепла. Щоб визначити поверхні з оптимальним розміщенням інтенсифікаторів були проведені варіантні розрахунки величини густини теплового потоку $q_{2,cp} = Q_2 / F_{2,mp}$ ($F_{2,mp}$ – площа зовнішньої поверхні труби з інтенсифікаторами, м^2), яка поділена на густину потоку для гладкої поверхні $q_{2,cp,gl}$, при варіюванні величини проміжку між сусідніми виступами s . Результати розрахунків наведено на рис. 5.

Розрахунки проводилися для заданого числа Рейнольдса $Re_h = U_{2\infty} h / \nu = 1,6 \times 10^3$ ($U_{2\infty}$ – швидкість течії в міжтрубному просторі, м/с). Як видно з рис. 5, оптимальні значення відстаней між виступами знаходяться у межах $s/h = 13 - 16$. Як впливає з проведених розрахунків, вказані відстані корелюються з експериментально визначеними оптимальними відстанями між елементами накатки, які близькі до значення $s/h \approx 10$ [3].

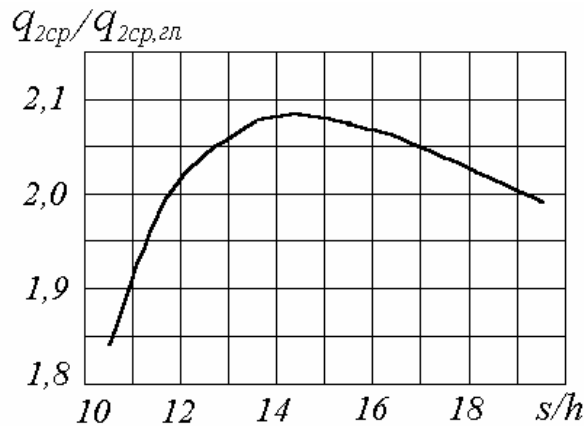


Рис. 5. Залежність густини відведеного теплового потоку в залежності від відстані між інтенсифікаторами

Висновки

1. Розроблено математичну модель теплопереносу, проведено чисельний розрахунок та одержано основні інтегральні і локальні теплові характеристики для шахових пучків труб з напівциліндричними інтенсифікаторами.

2. Проведено зіставлення розрахункових даних з відомими експериментальними результатами. Показано, що використання інтенсифікаторів в 1,9–2,0 рази інтенсифікує процеси теплопереносу в порівнянні з гладкотрубними поверхнями.

3. Базуючись на розробленій моделі теплопереносу визначено оптимальну геометрію поверхні з напівциліндричними інтенсифікаторами, що дає можливість покращити габаритні та вагові характеристики теплообмінників різного призначення.

Список літератури

1. Горобец В. Г. Теплообмен при обтекании неизоотермических развитых поверхностей теплообмена / В.Г. Горобец. – К.: «ЦП «Компринт», 2011. – 353 с.
2. Дорфман А.Ш. Теплообмен при обтекании неизоотермических тел / А.Ш. Дорфман. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
3. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.
4. Калиткин Н.Н. Численные методы / Н.Н. Калиткин. – М. Энергия, 1972. – 680 с.
5. Кэйс В.М. Конвективный тепло- и массоперенос / В.М. Кэйс. – М.: Энергия, 1972. – 446 с.
6. Себиси Т. Конвективный теплообмен / Т. Себиси, П. Бредшоу. – М.: Мир, 1987. – 590 с.

Разработано математическую модель и проведено численные расчеты теплопереноса для шахматных пучков труб при наличии полуцилиндрических интенсификаторов на внешней поверхности. Получены локальные и интегральные характеристики исследуемых поверхностей. Проведено сопоставление полученных результатов с экспериментальными данными для

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