

УДК 536.24:62-714
К 89

ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГЕНЕРАТОРІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

В. В. Кузнецов, канд. техн. наук, доц.;
А. В. Якимович, магістр

Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв

Анотація. Досліджено тепло- і гідродинамічні характеристики стиснених пучків еліптичних труб з отриманням критеріальних залежностей, що можуть бути використані при розробці перспективного теплообмінного обладнання.

Ключові слова: теплообмінне обладнання, теплопередача, трубні пучки, еліптичні труби.

Аннотация. Исследованы тепло- и гидродинамические характеристики плотных пучков эллиптических труб с получением критериальных зависимостей, которые могут быть использованы при разработке перспективного теплообменного оборудования.

Ключевые слова: теплообменное оборудование, теплопередача, трубные пучки, эллиптические трубы.

Abstract. Thermal and hydrodynamic characteristics of dense beams of elliptical tube with criterion dependencies obtaining are researched and they can be used while development of long-term heat exchange equipment.

Keywords: heat exchangers, heat transfer, tube banks, elliptic tubes.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Пошук шляхів підвищення економічності та експлуатаційної надійності газотурбінних установок (ГТУ) складних циклів повинен здійснюватися методами системно-структурного аналізу, що дозволяє врахувати взаємозв'язки окремих елементів і технологічних підсистем у складі турбоустановки. Значний резерв у цьому напрямку становить подальше вдосконалення принципів конструювання та методів інженерних розрахунків теплообмінного обладнання ГТУ на базі глибокого вивчення фізичних процесів у теплообмінних апаратах і застосування нових прогресивних способів інтенсифікації теплообміну.

Іншим резервом є науково й економічно обґрунтований вибір заходів щодо підвищення рівня експлуатації теплообмінних апаратів турбоустановок.

Ураховуючи важливість і значимість частки ефективності та надійності роботи теплообмінних апаратів в ефективності і надійності роботи всієї газотурбінної установки складного циклу, питанням їх розрахунку, проектування та експлуатації необхідно приділяти велику увагу. Підвищення ефективності теплообмінних апаратів має дозволити або економити паливо в умовах експлу-

атації, або зменшити витрату дорогих матеріалів для новостворюваних апаратів, що зменшить їх масогабаритні характеристики і полегшить компонування турбоустановки в цілому.

Для раціонального проектування та ефективної роботи теплообмінних апаратів турбоустановок необхідні правильні фізичні уявлення про ті процеси, що відбуваються в них, а також розрахункові залежності, які достовірно описують ці процеси.

Фахівцями України, що входять у десятку країн із повним циклом створення ГТУ, досягнуто наступні рівні ККД серійних двигунів та установок потужністю 3...25 МВт: простого циклу — 31...37 %, бінарних газопаротурбінних — 35...46 %, контактних газопаротурбінних — 34...43 %, з регенерацією — 34...38 %. Один з найкращих світових зразків газотурбінної установки з регенерацією теплоти WR-21 компанії «Rolls-Royce» має потужність 25 МВт та ККД 43 %. Наявність у ГТУ складних циклів додаткового теплопередавального обладнання призводить з підвищенням рівня енергоефективності до підвищення масогабаритних показників та додаткових капітальних витрат у процесі виготовлення та експлуатації цього обладнання [7].

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

За останній час опубліковано значну кількість робіт, присвячених дослідженням теплообмінних поверхонь з поліпшеними теплогідрравлічними та зниженими масогабаритними показниками.

Одним з перспективних напрямків є поверхні із гладких труб з інтенсифікаторами тепловіддачі у вигляді лунок, виступів або канавок [10]. У цих поверхнях зростання тепловіддачі переви-

щує зростання гідродинамічного опору, тому є можливість формування теплопередавальних поверхонь зі зниженим гідродинамічним опором. З іншого боку, наявність лунок або виступів на поверхні знижує її ресурс унаслідок роботи в області достатньо високих температур.

Для розглянутих умов з усього різноманіття теплообмінних поверхонь можна виділити плоскоовальні та еліптичні труби, що мають менший опір при зовнішньому обтіканні. Досить детальні дослідження теплообмінних поверхонь на основі плоскоовальних труб наведено в [2, 3, 8], де розглянуто експериментально отримані залежності для розрахунку теплообміну та гідродинаміки [8], а також один з варіантів використання таких теплообмінних поверхонь [2, 3].

Однак такі теплообмінні поверхні краще використовувати в теплообмінних апаратах типу «газ – рідина», де необхідна інтенсифікація з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі.

Аналіз показав, що еліптичні труби є альтернативним рішенням для формування поверхонь теплообміну зі зниженим гідродинамічним опором.

ВИДІЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Не досліджено залежність коефіцієнта тепловіддачі по рядах труб для більш стиснених пучків. Відсутні дані щодо залежностей для розрахунку гідродинамічного опору поверхонь для стиснених пучків та порівняльна оцінка ефективності теплообміну.

Усе це викликає необхідність додаткового дослідження особливостей гідродинаміки і теплообміну в пучках стиснених еліптичних труб.

Узагальнення результатів досліджень з теплообміну в пучках еліптичних труб наведено в [4]. Проте в роботі

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Як засіб для проведення моделювання було обрано програмний комплекс ANSYS CFX.

Для умов, які розглядаються, з урахуванням високих швидкостей теплоносіїв використовуємо RSM-модель напружень Рейнольдса [5].

З використанням внутрішніх інструментів програмного комплексу для візуалізації були отримані наступні дані якісного характеру.

На рис. 1 зображено поля швидкостей усередині розрахункової області, сформованої з елементів, що мають еліптичну форму в перерізі.

Теплогідравлічні процеси при течії у міжтрубному просторі у великій мірі визначаються компонуванням пучка. Гідродинамічний опір пучка труб визна-

відсутні рекомендації щодо визначення гідродинамічного опору пучків труб. У роботах [11, 12] подано результати експериментальних досліджень гідродинаміки і теплообміну еліптичних труб з різним співвідношенням малої та великої осей. Однак було досліджено обтікання одного ряду труб.

Аналіз літературних даних про ефективність теплообміну в пучках еліптичних труб показав наступне. В основному досліджувався теплообмін або в одному ряді труб [6], або в достатньо розріджених пучках [1, 4] з великими значеннями поперечного та поздовжнього кроків, що сягають 1,5...2,0.

МЕТОЮ РОБОТИ є дослідження тепло- і гідродинамічних характеристик пучків еліптичних труб, що мають малі відносні поперечні та поздовжні кроки, з отриманням критеріальних залежностей.

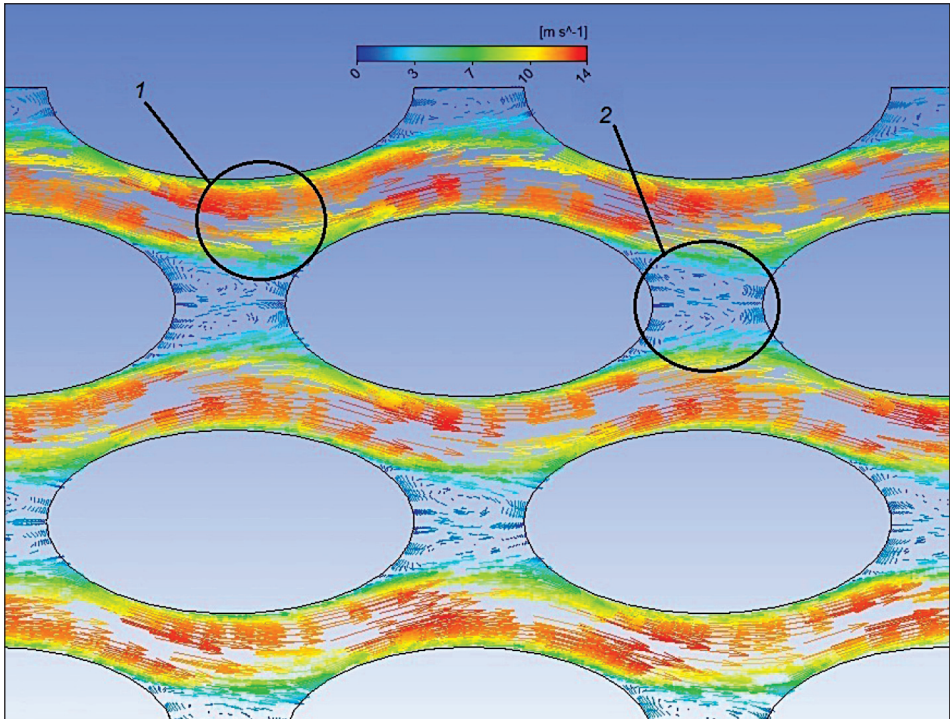


Рис. 1. Поле швидкостей усередині розрахункової області: 1 — турбулентний потік; 2 — зона вихоротворення

чається його формою (великомасштабним вихороутворенням). У міжтрубних суміжних каналах на вході турбулентність потоку має низький рівень, який поступово підвищується. У спектрі пульсацій швидкості виділяється максимум енергії, що створюється формуванням вихорів. При збільшенні швидкості течії місце приєднання потоку, що відірвався, зміщується до передньої критичної точки. Це свідчить про те, що зі збільшенням числа Re турбулентність зростає.

Корма труби обтікається струменевим потоком, що розширюється, і циркуляційна зона позаду труби звужується. Значне зміщення точки відриву відбувається на трубах наступних рядів пучка. Звуження вихрової області призводить до зменшення опору наступних рядів.

Рух теплоносія в поперечному напрямку шахового пучка труб розглядається як течія з криволінійного хвилястого каналу. Вихори, що утворилися, взаємодіють із зовнішнім потоком. При омиванні порожнини між трубами над нею утворюється турбулентний потік 1. У порожнині формується вихор 2, на який накладається періодична складова. Теплоносій з турбулентного потоку потрапляє у порожнину. При цьому тиск у порожнині підвищується і потік, відхиляючись, випускає теплоносій у зовнішню течію. Після цього тиск у порожнині зменшується і теплоносій знову спрямовується в порожнину. Автоколебальний процес супроводжується безперервним відтоком рідини.

Порівнюючи отримані якісні величини, можна з високою імовірністю прогнозувати наступне:

1. Оскільки вихороутворення всередині розрахункової області теплообмінної поверхні, виконаної з еліптичних трубчастих елементів, помітно менше за своїми розмірами, ніж у круглих, то

такі пучки труб повинні мати значення гідродинамічного опору, менші за відповідні для круглих профілів.

2. За однакових величин втрат тиску в таких трубних пучках можливе отримання більших значень швидкості в теплообмінних каналах, що позитивно впливає на процес тепловіддачі.

Наступним етапом дослідження було отримання кількісних показників теплогідравлічної ефективності трубних пучків, що виконані з трубчастих елементів різних типів.

Першим та головним показником ефективності слід обрати коефіцієнт тепловіддачі досліджуваного трубного пучка. Для його коректного визначення було обрано два шляхи. Перший — це його розрахунок з використанням аналітичних залежностей, що містять величини, закладені при створенні розрахункових областей, та показники, зняті за допомогою інструментів, які передбачені програмним пакетом.

Залежність для визначення числа Нуссельта при тепловіддачі ззовні поверхні має вигляд

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{Qd}{\lambda F \Delta t}, \quad (1)$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі поверхні, $Вт/м^2 \cdot К$; λ — коефіцієнт теплопровідності середовища, $Вт/(м \cdot К)$; d — характерний розмір, $м$; Q — кількість переданої теплоти, $Вт$; F — площа теплообмінної поверхні, $м^2$; Δt — градієнт температур між стінкою та робочим середовищем, $К$.

Згідно з умовами побудови моделі робочого каналу кількість теплоти, що передається, можна визначити за формулою

$$Q = GC_p \Delta t_{\text{зовн}} = \rho v SC_p \Delta t_{\text{зовн}},$$

де G — масова витрата теплоносія, $кг/с$; C_p — теплоємність теплоносія, $Дж/(кг \cdot К)$; $\Delta t_{\text{зовн}}$ — різниця температур теплоносія між входом та виходом

з розрахункової області, K ; ρ — густина теплоносія, кг/м^3 ; v — швидкість течії на вході до розрахункової області, м/с ; S — площа живого перерізу на вході до розрахункової області, м^2 .

Отже, залежність (1) набуває вигляду

$$\text{Nu} = \frac{d \rho v S C_p \Delta t_{\text{зовн}}}{\lambda F \Delta t}$$

Як другий шлях визначення даного показника використано вбудовані можливості постпроцесора CFD-Post програмного комплексу ANSYS CFX. Порівняння значень отриманих величин показало, що розбіжність у способах визначення становить 4...5%, що дозволяє зробити висновок про доцільність використання саме вбудованих можливостей обробки даних, оскільки подібні інструменти дають змогу значно підвищити швидкість обчислень та

ефективність проведення дослідних робіт. За результатами обробки отриманих даних побудовано графічні залежності коефіцієнтів тепловіддачі від числа Рейнольдса для теплообмінних поверхонь, виконаних з еліптичних та круглих трубчастих елементів (рис. 2).

Аналізуючи характер кривих, зображених на рис. 2, можна побачити, що на всіх режимах течії в межах розрахункової області показники тепловіддачі одиниці поверхні, виконаної з еліптичних труб, вищі за відповідні для круглих трубчастих елементів з обраними геометричними параметрами пучків. При цьому слід додати, що чим вище зростання числа Рейнольдса, тим помітніша різниця в показниках.

Наступним важливим показником для проведення детального аналізу ефективності теплообмінних процесів є

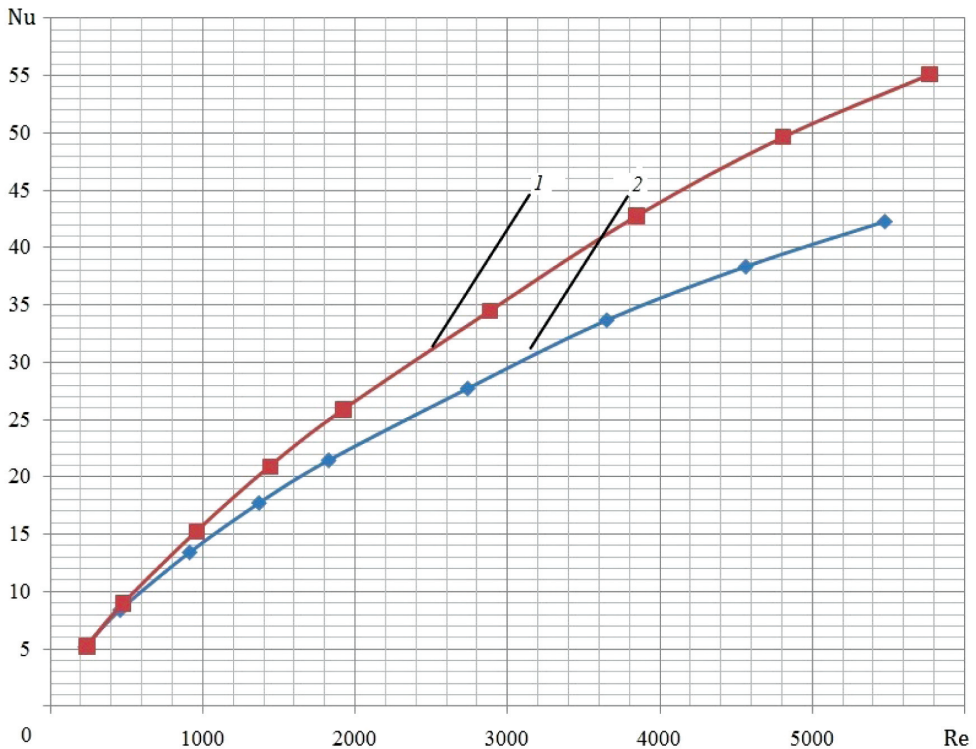


Рис. 2. Залежність тепловіддачі від числа Рейнольдса для теплообмінних поверхонь, виконаних з еліптичних (1) та круглих (2) труб

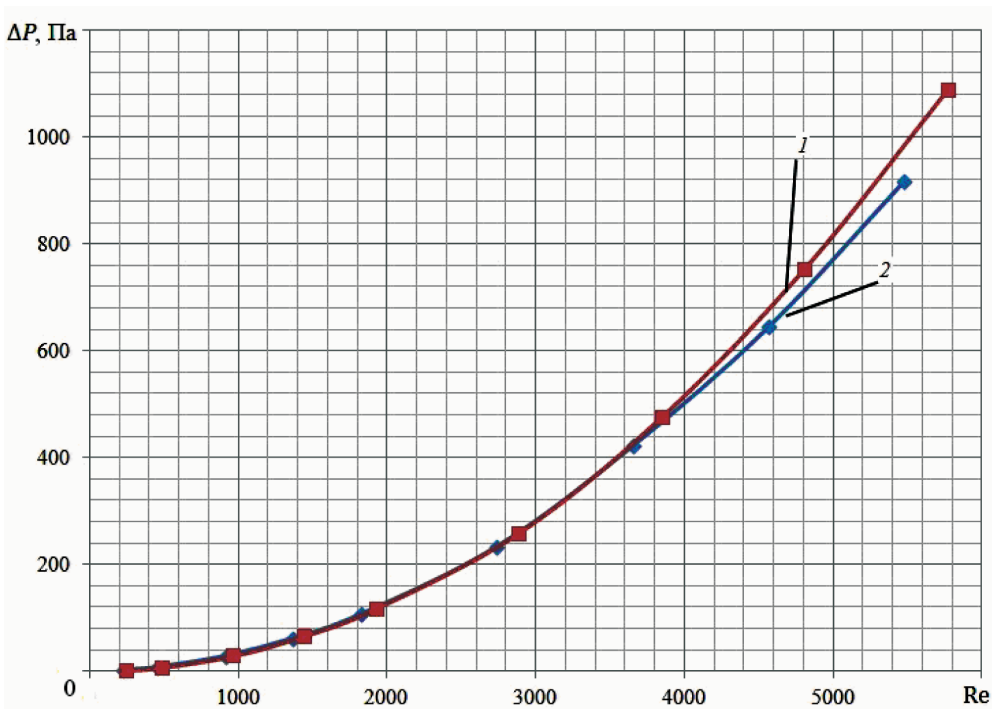


Рис. 3. Залежність втрат тиску від числа Рейнольдса для теплообмінних поверхонь, виконаних з еліптичних (1) та круглих (2) труб

величина втрат тиску при проходженні теплоносієм каналів, утворених шаховими трубними пучками, що формують розрахункову область.

Величина втрат тиску розраховувалась як різниця значень абсолютного тиску на вході та виході з робочого каналу. У результаті отримані графічні залежності, які зображені на рис. 3.

Як можемо побачити, на досліджуваних режимах течії всередині трубного пучка, виконаного з еліптичних теплообмінних поверхонь, величина втрат тиску майже однакова в порівнянні з круглими для малих та середніх значень чисел Рейнольдса і різниця стає помітнішою з їхнім збільшенням.

Для порівняльної оцінки отриманих результатів використаємо фактор аналогії Рейнольдса (FAR) [10], що розраховується як

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0},$$

де Nu та f — число Нуссельта та коефіцієнт гідродинамічного опору відповідно, індекс «0» означає параметри потоку при обтіканні круглих труб.

Число Нуссельта при обтіканні трубчастих поверхонь

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{екв}}}{\nu},$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі від потоку до поверхні, $Вт/(м^2 \cdot К)$; $d_{\text{екв}}$ — еквівалентний діаметр каналу, $м$; ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, $м^2/с$.

Коефіцієнт гідродинамічного опору

$$f = \frac{P}{0,5\rho_{\infty}v_{\infty}F},$$

де P — сума сил тертя і тиску на поверхні тіла, $Па$; ρ_{∞} — густина рідини на вході в теплообмінну поверхню, $кг/м^3$; v_{∞} — швидкість течії на вході в теплообмінну поверхню, $м/с$; F — площа теплообмінної поверхні, $м^2$.

Оскільки при порівнянні теплообмінних поверхонь виконувались наступні умови:

розглядались поверхні з однаковим еквівалентним діаметром каналу;

моделювалось обтікання повітрям з однаковою температурою та швидкістю на вході;

приймають однаковими площі теплообмінних поверхонь, що порівнюються,

то фактор аналогії Рейнольдса перетворимо в коефіцієнт теплогідравлічної ефективності теплообмінної поверхні $K_{\text{еф}}$, що розраховується за наступною залежністю:

$$K_{\text{еф}} = \frac{\alpha / \alpha_0}{\Delta P / \Delta P_0},$$

де α та α_0 — коефіцієнти тепловіддачі для еліптичних та круглих трубчастих елементів; ΔP та ΔP_0 — втрати тиску при проходженні теплоносієм каналів, утворених трубами еліптичного та круглого профілю відповідно.

Результати такого порівняння для всіх досліджуваних режимів течії в розрахунковій області наведено на рис. 4.

При значеннях коефіцієнта ефективності теплообмінної поверхні $K_{\text{еф}}$ більше одиниці можна говорити про загальну доцільність використання певного типу теплообмінної поверхні. Чим вища величина $K_{\text{еф}}$, тим кращими теплогідравлічними властивостями характеризується поверхня теплообміну.

З наведеного графіка можна чітко побачити, що ефективність теплообмінної поверхні, виконаної з пучків еліптичних труб, для всіх режимів руху теплоносія значно переважає в порівнянні з пучками труб круглого профілю. Для малих чисел Рейнольдса досліджуваний параметр вищий, а зі зростанням інтенсивності течії його переважання зменшується. Однак у межах всього діапазону можливих вихідних величин коефіцієнт ефективності більше одиниці, що свідчить про доцільність застосування теплообмінних поверхонь, виконаних з еліптичних труб.

У процесі проведення аналізу отриманих даних було досліджено також нерівномірність тепловіддачі перших та глибинних рядів усередині трубного

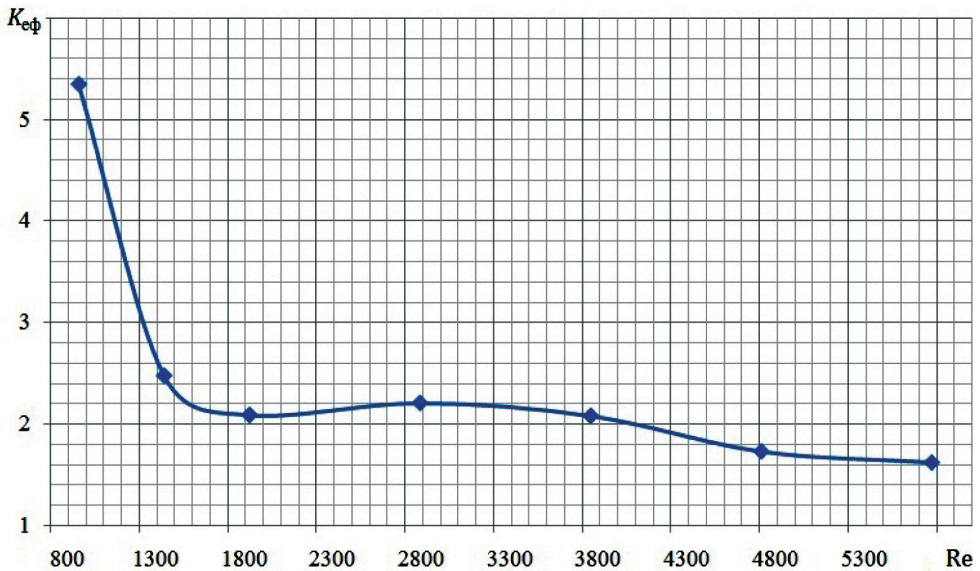


Рис. 4. Коефіцієнт ефективності теплообмінної поверхні, виконаної з пучків еліптичних труб, у порівнянні з пучками труб круглого профілю

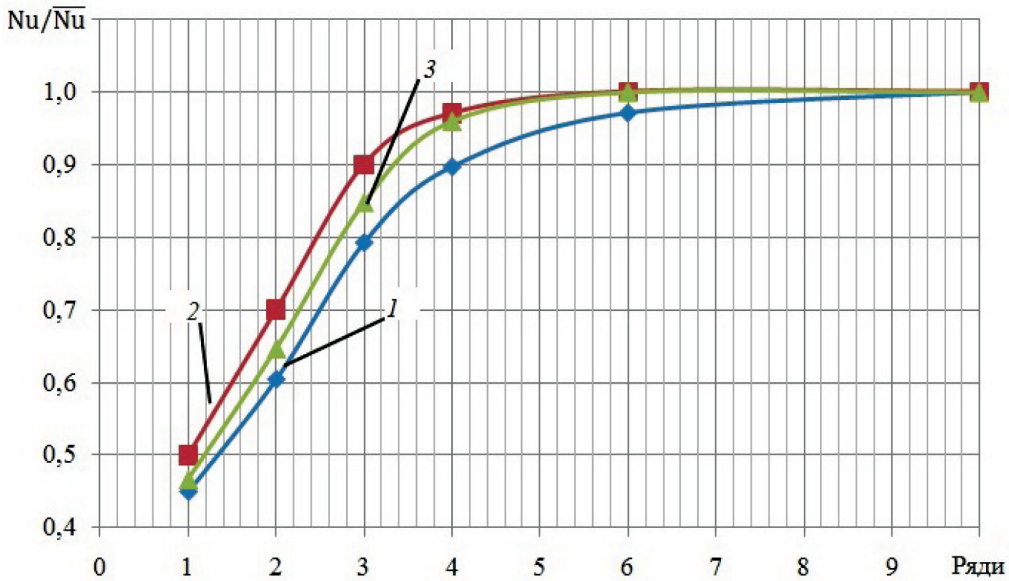


Рис. 5. Зміна тепловіддачі за рядами для теплообмінних поверхонь, виконаних з пучків труб еліптичного та круглого профілю: 1 — еліптичні; 2 — круглі за даними [9]; 3 — круглі

пучка. Результатом такої оцінки є графічні залежності, зображені на рис. 5.

Досліджуючи закономірності наведених графічних залежностей, можна побачити, що величина тепловіддачі для перших рядів пучків труб помітно менша і наближається до значень для поодиноких циліндрів. Із зміщенням течії до глибинних рядів вона зростає і для 5–6-го ряду сягає середнього значення по всьому пакету. Певна різниця в темпах збільшення тепловіддачі між теплообмінними поверхнями, виконаними з еліптичних та круглих труб, пояснюється відмінностями в геометрії каналів, що утворені ними. Це спричинено різною кривизною робочих каналів, що впливає на утворення макровихрових структур, що в свою чергу змінює характер турбулізації потоку, а саме вона має великий вплив як на процеси теплообміну, так і на величину гідродинамічних втрат.

Тому це приводить до необхідності пошуку нових залежностей характеру розподілу локальних теплообмінних процесів.

На рис. 6 зображено графіки зміни тепловіддачі по периметру труб для теплообмінних поверхонь, виконаних з пучків еліптичного та круглого профілю.

Аналізуючи отримані результати по тепловіддачі, можна зробити висновок про те, що спосіб виконання пучка з еліптичних труб призводить до істотної зміни загальної картини омивання та розподілу локальної тепловіддачі.

Як можна побачити, обидва типи теплообмінних поверхонь мають місця з інтенсивнішою тепловіддачею на лобовій частині профілю та критичні області з найнижчими показниками, що лежать у межах ділянок, де відбувається відрив приграничного шару.

Такі процеси, як правило, супроводжуються утворенням застійних зон, що формують небажаний тепловий та гідродинамічний приграничний шар, який погіршує локальну тепловіддачу та збільшує величину опору рухові теплоносія в каналах.

Однак застосування турбулізаторів у вигляді лунок чи канавок у точках відриву приграничного шару дозволяє

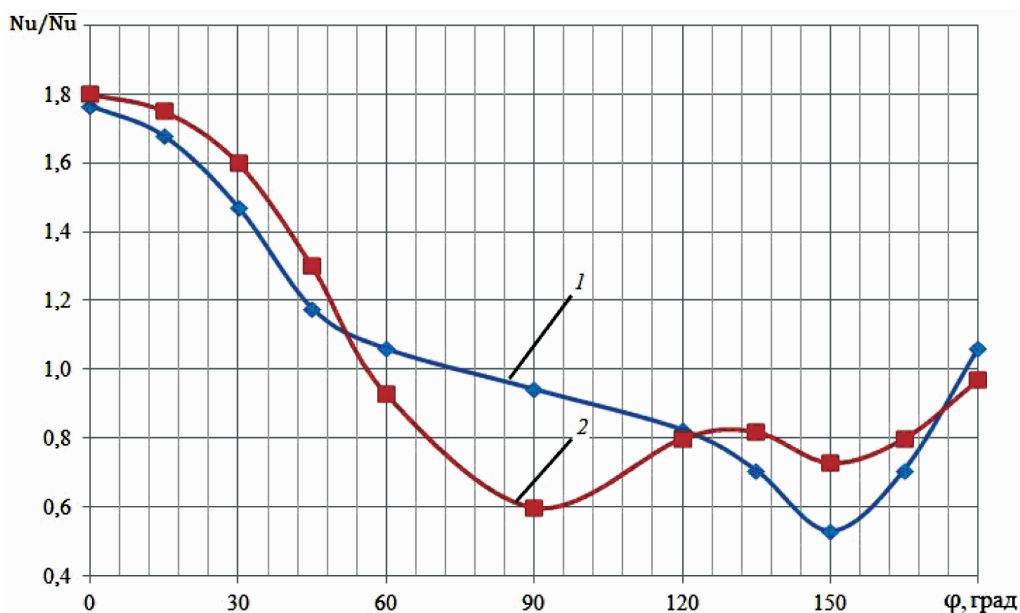


Рис. 6. Зміна тепловіддачі по периметру труб теплообмінних поверхонь, виконаних з пучків еліптичного (1) та круглого (2) профілю, для режимів течії $Re \approx 6000$

досягти його руйнування, що супроводжується інтенсифікацією теплообміну та зменшенням втрат. Тому відкриваються значні перспективи використання пучків еліптичних труб, оскільки вони мають більш рівномірний характер розподілу коефіцієнтів тепловіддачі по поверхні.

Отже, усі наведені вище результати обробки дослідних даних свідчать про перспективність та необхідність створення нових теплообмінних поверхонь, виконаних на базі пучків з труб еліптичного профілю.

Однак дослідно-конструкторські роботи по проектуванню обладнання на базі таких рішень потребують наявності методів розрахунку теплогідрравлічних показників подібних поверхонь.

З цієї причини в ході подальшого аналізу дослідних моделей постає завдання отримання критеріальних залежностей, що охоплюють весь діапазон можливих технічних умов до параметрів обладнання, яке розробляється.

Виходячи з міркувань універсальності застосування залежностей, отриманих у результаті обробки та аналізу дослідних даних, вони приводяться до безрозмірної критеріальної форми загального вигляду:

$$Nu = C Re^m \quad (2)$$

Виконуючи їх розрахунок для кожних з отриманих відповідних дослідних даних з усередненням по всьому діапазону режимів течії, отримаємо залежність числа Нуссельта від режимів течії (2) для шахового пучка еліптичних труб з обраними геометричними параметрами вигляду

$$Nu = 0,1 Re^{0,734} \quad (3)$$

Критеріальне рівняння (3) дійсне для діапазону значень чисел Рейнольдса від 100 до 10000 для стиснених шахових пучків еліптичних труб з обраними для моделювання значеннями відносних кроків.

ВИСНОВКИ

1. Отримано критеріальну залежність для розрахунку тепловіддачі при обтіканні пучків еліптичних труб зі спів-

відношеннями поздовжніх і поперечних кроків, які відсутні в довідковій літературі. На їх основі вироблені рекомендації щодо дослідно-конструкторських робіт по проектуванню теплообмінних апаратів газотурбінних установок на базі подібних рішень.

2. Визначено та проведено порівняльну оцінку показників теплогідрав-

лічної ефективності стиснених шахових пучків круглих та еліптичних труб.

3. Верифіковано ефективні механізми моделювання течії рідини і газів в елементах теплообмінного обладнання газотурбінних установок складних циклів. Отримано задовільну відповідність результатів чисельних експериментів та наявних літературних джерел.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] **Антуфьев, В. М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев. — М. ; Л. : Энергия, 1966. — 184 с.
- [2] Испытания опытного образца модуля воздушного охладителя [Текст] / А. М. Терех, П. И. Багрий, Н. Н. Литвиненко, Ю. Е. Николаенко, А. В. Семеняко // Пром. теплотехника. — К. : НАН Украины, 2008. — Т. 30, № 2. — С.13–20.
- [3] **Кузнецов, В. В.** Исследование теплообмена в пучках профилированных труб [Текст] / В. В. Кузнецов, А. В. Якимович // Восточно–европейский журнал передовых технологий. — Х. : НАН Украины, 2009. — Т. 40, ч. 4/6. — С. 44–47.
- [4] **Кутателадзе, С. С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст]: справочное пособие / С. С. Кутателадзе. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.
- [5] **Любимов, А. К.** Применение системы ANSYS к решению задач механики сплошной среды [Текст] : практическое руководство / А. К. Любимов. — Нижний Новгород : Изд-во Нижегородского госуниверситета, 2006. — 227 с.
- [6] **Мовчан, С. Н.** Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты [Текст] / С. Н. Мовчан, Ю. В. Бочкарев, Д. Н. Соломонюк // Газотурбинные технологии. — Рыбинск : ИД «Газотурбинные технологии», 2008. — № 8. — С. 8–11.
- [7] **Патон, Б. Е.** Помогут ли газовые турбины преодолеть проблемы энергосистемы Украины? [Текст] / Б. Е. Патон, А. А. Халатов // Зеркало недели. — К., 2008. — № 47 (726).
- [8] **Письменный, Е. Н.** Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб [Текст] / Е. Н. Письменный. — К. : Альтпрес, 2004. — 244 с.
- [9] Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [Текст]. — СПб., 1998. — 256 с.
- [10] **Халатов, А. А.** Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, С. В. Шевцов / Институт технической теплофизики НАН Украины. — К., 2005. — 500 с.
- [11] **Ala, Hasan.** Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers [Text] / Ala Hasan, Kai Siren // Applied Thermal Engineering. — NY : Science, 2004. — Vol. 24, № 5–6. — P. 777–790.
- [12] **Ala, Hasan.** Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air [Text] / Ala Hasan // Heat and Mass Transfer. — THP : Springer-Verlag, 2004. — P. 1–32.