

О. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСЬКИЙ

ТЕПЛООБМІН ШАХОВИХ ПАКЕТІВ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ В УМОВАХ ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

Проведено дослідження структури течії та теплообміну в шахових пакетах гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги засобами *CFD*-моделювання. Отримані числові розподіли швидкостей і температур поблизу поверхні труб та в сліді за ними, які дають змогу розробити узагальнюючі розрахункові залежності для визначення середнього теплообміну в пакетах таких труб. Результати досліджень можуть бути використані для модернізації методик розрахунку теплообміну апаратів повітряного охолодження.

Ключові слова: теплообмін, гвинтоподібна труба, шаховий пучок, природна тяга, моделювання.

A. V. BARANYUK, A. YU. RACHINSKIY

ТЕПЛООБМЕН ШАХМАТНЫХ ПАКЕТОВ ВИНТОВЫХ ТРУБ С РАВНОРАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГИ

Проведено исследование структуры течения и теплообмена в шахматных пакетах винтовых труб с равноразвитой поверхностью в условиях естественной тяги средствами *CFD*-моделирования. Полученные численные распределения скоростей и температур вблизи поверхности труб и в следе за ними, которые позволяют разработать обобщающие расчетные зависимости для определения среднего теплообмена в пакетах таких труб. Результаты исследований могут быть использованы для модернизации методик расчета теплообмена аппаратов воздушного охлаждения.

Ключевые слова: теплообмен, винтообразная труба, шахматный пучок, естественная тяга, моделирование.

A. BARANYUK, A. RACHINSKIY

HEAT EXCHANGE IN STAGGERED THREADED PIPE BANKS WITH SIMILAR DEVELOPED SURFACE PATTERNS UNDER NATURAL DRAFT CONDITIONS

Helical pipes with similar developed surface patterns efficiently operate under forced convection conditions. The available literature describes their essential advantages over the tubes of a round-ribbed profile and the possibility of their application as a heat-exchanging section for the air-cooling unit. However, the peculiarities of the operation of such units require checking an opportunity for the use of helical pipes with similar developed surface patterns under natural draft conditions. The purpose of the research is to get new data on the flow structure in the intertube space of the staggered banks of such pipes under natural draft conditions. These data are required for the in-depth analysis of the appropriateness of the use of such pipes for "dry" air cooling systems. The methods of investigation included the use of the academic licensed software package ANSYS Student for numerical computations. It was established that the heat exchange in ribbed pipes under natural draft conditions is specified first of all by the parameters of the staggered bank (longitudinal and transversal pitches of the arrangement of pipes in the bank) and the geometric parameters of the pipes, in particular the pitch between the humps and the dents on the tube surface that form its helical surface. Design ratios were suggested for the determination of the averaged heat exchange in the staggered banks of the single-thread helical pipes with similar developed surface patterns. It was shown that the pitch characteristics of the banks have the greatest effect on the similarity equation. A preliminary validation was carried out for the methods adopted for the design of helical pipes and the known methods used for the computation of the staggered banks of smooth cylindrical pipes. The obtained research data can be used for the evaluation of the intensification of the heat exchange and for the flow analysis in order to increase the efficiency of the heat-exchange equipment.

Key words: heat exchange, helical pipe, staggered bank, natural draft and the simulation.

Вступ

На сьогоднішній день існує необхідність забезпечення потреб ринку України новими ресурсозберігаючими системами охолодження технологічних продуктів («сухі» градирні, апарати повітряного охолодження). Аналіз доступних літературних джерел щодо стану розробок в галузі технологій повітряного охолодження технічної води довів, що запропоновані в НТУУ «КПІ», поверхні з гвинтоподібні труб з рівнорозвиненою поверхнею, які призначені для одночасної інтенсифікації теплообміну, як з боку зовнішнього, так і з боку внутрішнього теплоносіїв доцільно застосовувати для створення систем «сухого» охолодження. Таке теплообмінне обладнання буде володіти невисокими масогабаритними характеристиками та вартістю, що стане прийнятними для їх широкого

розповсюдження.

Деякі аспекти досліджень внутрішнього і зовнішнього теплообміну в умовах вимушеної конвекції рівнорозвинених поверхонь теплообміну наведені в роботах [1–4]. Проте, досліджень поведінки таких труб при вільній конвекції і в умовах природної тяги в доступній літературі не має. Тому авторами зроблена спроба прогнозування характеристик теплообміну таких труб в умовах вільної конвекції яка реалізована засобами *CFD*-моделювання.

Мета роботи

Метою роботи є отримання нових даних щодо структури течії в шахових пакетах гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги. Ці дані необхідні для проведення

© О. В. Баранюк, А. Ю. Рачинський, 2021

поглибленого аналізу доцільності використання таких труб в системах «сухого» повітряного охолодження.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні завдання:

- виконано *CFD*-моделювання теплообміну гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги;
- отримані узагальнюючі розрахункові співвідношення для визначення коефіцієнтів теплообміну шахових пакетів гвинтоподібних труб в широкому діапазоні зміни кроків труб у пакеті а їх геометричних характеристик.

Аналіз літературних джерел

Проблема інтенсифікації теплообміну в теплоенергетичному обладнанні була і буде актуальним науково-технічною задачею. Ефективність теплообмінного обладнання, як правило, визначається відношенням величини теплообміну до величини гідравлічних втрат в цьому обладнанні при інших рівних економічних умовах виготовлення цього обладнання.

Основні ідеї методів інтенсифікації теплообміну при рівності фізичних властивостей теплоносія засновані на турбулізації потоку, в тому числі і за допомогою створення закручених потоків в гвинтових трубах.

Дослідження [5] свідчать, що застосування інтенсифікатора у вигляді гвинтової накатки, має значний ефект підвищення інтенсивності теплообміну в порівнянні з гладкою трубою. Максимальний ефект досягається для труби з мінімальним кроком гвинтової накатки $S/D = 0,72$. Зростання кроку гвинтової накатки відзначається зближення залежностей $Nu = f(Re)$ і $Nu_0 = f(Re)$ для гладкої труби. Це дозволяє зробити висновок про значний вплив кроку гвинтової накатки на інтенсивність теплообмінних процесів. З ростом висоти гвинтової накатки також проявляється тенденція до зростання інтенсивності теплообміну. Отже, подальше дослідження в цьому напрямку є перспективним.

Гвинтоподібні труби з рівнорозвиненою поверхнею досліджувалися авторами [1–3]. Автори довели, що їх конструкція дозволяє одночасно суттєво збільшити як зовнішню, так і внутрішню поверхню теплообміну (в 1,15–1,4 рази). Завдяки формі поверхні труби, що сформована виступами-впадинами, які послідовно чергуються із заданою висотою-глибиною і кроком, вони викликають додаткову турбулізацію примежового шару [3]. За рахунок закрутки внутрішнього і зовнішнього потоків і різкої зміни швидкості потоку при омиванні поверхні відбувається одночасне збільшення інтенсивності внутрішнього і зовнішнього теплообміну в залежності від геометричних характеристик труб і кроків між ними в 1,5–2,5 і 1,1–1,3 рази відповідно. За рахунок цього коефіцієнт теплоте-

педачі збільшується на 25 %–70 % в порівнянні з трубами круглого перерізу.

Технологія отримання гвинтових профілів на трубах, заснована на використанні трохроlikового обкочування і розроблена співробітниками Механіко-машинобудівного інституту КПІ ім. Ігоря Сікорського [6]. Потрібно відзначити, що розроблена нова технологія дозволяє отримати латунні трубки діаметром 16 мм з однозаходним гвинтоподібним профілем великої довжини – більше 2 м (рис. 1).

Експериментальні дослідження з теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб показали, що застосування таких труб у теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом інтенсифікації теплообміну. Інтенсивність зовнішньої тепловіддачі в пучках гвинтоподібних труб порівняно з гладкотрубчастими пучками збільшується у 1,1–1,3 рази, що в поєднанні з факторами збільшення поверхні теплообміну та інтенсифікації внутрішньої тепловіддачі призводить до значного збільшення теплового потоку від одного теплоносія до іншого. При цьому, залишається відкритим питання, які значення поздовжнього S_2 і поперечного S_1 кроків слід обирати для формування пучка труб.

Аналіз наведених графічних залежностей в [2] свідчить, що в умовах вимушеної конвекції пучки гвинтоподібних труб у яких поперечний крок між трубами S_1 становив 42 мм мають більший аеродинамічний опір на 15 %–25 % ніж пучки труб у яких S_1 був 52,5 мм та 70 мм, що погіршує експлуатаційні характеристики цих пучків і приводить до збільшення витрат потужності вентилятора (або димососа) на подолання опору. Але пучки труб з $S_1 = 42$ мм мають менший аеродинамічний опір на 3 %–20 % (в залежності від чисел Рейнольдса) ніж відповідні пучки круглих труб. В той же час, хоча у пучків з $S_1 = 52,5$ мм та 70 мм опір менший ніж у пучків з $S_1 = 42$ мм, він більший на 10 %–60 % (в залежності від чисел Рейнольдса) ніж у відповідних за геометричними характеристиками пучків круглих труб. Тому питання вибору крокових характеристик пучка для роботи в умовах вільної конвекції залишається відкритим.

При цьому слід зазначити, що в доступній літературі даних щодо теплообміну в пучках гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою конвекцією немає. При цьому відомо, що характеристичне рівняння, яке, за загальноприйнятими оцінками, описує процес вільноконвективного теплообміну має вигляд:

$$Nu = A Ra^n, \quad (1)$$

де Ra – число Релея (за характерної температури, якою, відповідно до [7], прийнято температуру теплоносія на віддаленні від поверхні теплообміну), коефіцієнти A та n визначаються відповідно до аналізу графічних залежностей чисел Nu від чисел Ra представлених в логарифмічних координатах,

та, в загальному випадку, залежать від геометричної поверхні, на якій відбувається процес теплообміну, напрямку теплового потоку, інтенсивності процесу, тощо.

Методи дослідження структури течії в пакетах гвинтоподібних труб в умовах природної тяги

Дослідження розподілу температур, полів осередненої швидкості та структури течії в пакетах гвинтоподібних труб в умовах природної тяги проводилося методами *CFD*-моделювання. Обчислення проводились за допомогою академічної ліцензії програмного комплексу *ANSYS Student*. Дана ліцензія є абсолютно безкоштовною (з 2015 року) і призначена для вирішення ознайомлювальних і освітніх задач в академічному середовищі.

Попередні дослідження [1–4] свідчать, що найбільш перспективним для моделювання є один оптимізований типорозмір гвинтоподібної труби, основні геометричні характеристики якого наведені в табл. 1. З цих труб комбінувалися три серії пучків. Всього експериментами охоплено 15 пучків, які мали різні крокові характеристики S_1 , S_2 (табл. 2). Обчислення на моделі проводилися при періодичних граничних умовах, які визначались в бічних площинах. Відстань між бічними площинами відповідала поперечному кроку між трубами S_1 (рис. 1). Пучок, складався з 6 поперечних рядів ($Z_2 = 6$).

Коефіцієнт розвинення поверхні гвинтоподібної труби Ψ представляє собою відношення повної зовнішньої поверхні гвинтоподібної труби, яка обчислюється за допомогою процедур програмного коду *Fluent* до повної поверхні гладкої циліндричної труби такого ж діаметру D і довжини (табл. 1).

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінченно-елементних *CFD*-моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу *ANSYS-Fluent*. Для моделювання використовувалась нерівномірна, зі згущенням до стінок труби тетраедрична сітка. Скінченно-елементна сітка міжтрубного простору двощаброва – вона містить пристінну область, яка апроксимується за допомогою елементарних паралелепіпедів і міжтрубну область, яка апроксимується за допомогою тетраедрів. Така побудова розрахункової сітки забезпечує максимальну коректність отриманих результатів з фізичної точки зору. Тривимірна розрахункова сітка для випадку омивання потоком зовнішньої поверхні гвинтоподібних труб представлена на рис. 1. Кількість чарунок необхідних для дискретизації потоку в міжтрубному просторі не перевищувала 8 млн.

Таблиця 1 – Оптимізовані геометричні характеристики гвинтоподібної труби

Найменування величини	Позначення	Значення
Зовнішній діаметр труби	D , мм	16,0
Крок виступів-впадин гвинтової лінії	t , мм	20,0
Висота виступів-впадин	h , мм	2,5
Радіус округлення при вершинах виступів-впадин	r , мм	1,25
Коефіцієнт розвинення поверхні	Ψ	1,03

Таблиця 2 – Крокові характеристики досліджених пучків труб

S_2 , мм	S_1 , мм		
	22	32	42
20	1,1	1,6	2,1
25	0,88	1,28	1,68
30	0,73	1,07	1,4
35	0,63	0,91	1,2
45	0,49	0,71	0,93

Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні для всіх типорозмірів труб вибирались незмінними наступні граничні умови:

- температура потоку на вході в пучок гвинтоподібних труб $t_{вх} = 26$ °С;
- температури стінки труби $t_{ст}$ становили 100 °С і 50 °С.

Відомо, що явища вільної конвекції в рідинах загалом описуються досить складною нелінійною системою рівнянь в частинних похідних. Ця система містить рівняння збереження енергії, імпульсу і маси та рівняння стану. В числовому моделюванні широко застосовуються різноманітні наближені підходи, найбільш поширеним є підхід Бусінеска. При використанні цього підходу вважають, що фізичні параметри середовища постійні, густина залежить тільки від температури і цю залежність необхідно враховувати тільки в виразі для сили тяжіння. Тому математична модель для рідинних об'ємів містить [8] рівняння нерозривності потоку, рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного режиму течії та рівняння Фур'є-Кірхгофа.

В дану систему, в якості теплофізичних параметрів входять коефіцієнт температуропровідності, коефіцієнт кінематичної в'язкості і коефіцієнт об'ємного розширення повітря. Всі вище перераховані коефіцієнти в моделі описуються за допомогою поліноміальних залежностей від температури.

Аналіз результатів моделювання та їх узагальнення

На рис. 2 представлена числова візуалізація температурних полів і миттєвих швидкостей потоку в міжтрубному просторі пучка для найбільш «тісного» пучка ($S_1/S_2 = 1,1$ де $S_1 = 22$ мм $S_2 = 20$ мм).

Як свідчить рис. 2 на поверхні труби максимально нагрітою є кормова по ходу потоку зона, а зона з мінімальною температурою розташована в лобовій точці. Це свідчить про розвиток теплового примежового шар, товщина якого збільшується по мірі просування потоку вглиб між трубного простору. Максимальну товщину примежового шару можна оцінити лише візуально (пристінна область поблизу труби (рис. 2)), проте візуальний аналіз свідчить, що зі збільшенням підведеної потужності товщина примежового шару зменшується, що в свою чергу свідчить про збільшення локальної швидкості потоку.

Аналіз даних з розподілу швидкостей потоку підтверджує прогнозовану тенденцію про збільшення швидкості в місцях підвищеної температури. З рис. 2 видно, що потік, який рухається знизу вгору під дією різниці густин повітря, в першу чергу направляється в зазор між поверхнями сусідніх труб, де і спостерігається максимальна швидкість потоку. Також необхідно відмітити зростання швидкості при збільшенні підведеного теплового потоку. Аналіз отриманих даних (рис. 2) також свідчить, що кормовій частині по ходу потоку спостерігається утворення вихорової зони (ближній слід), який співпадає, або навіть перевищує поперечний розмір труби D . Крім того, в умовах природної тяги, масштаб вихору за плоскоовальною трубою значно більший ($\sim 5D$), ніж при вимушеній ($3/2D$) [6]. Саме ця обставина відрізняє розподіл швидкостей отриманий в умовах природної тяги від розподілу швидкостей при вимушеній конвекції.

Для порівняння на рис. 3 представлена числова візуалізація температурних полів і миттєвих швидкостей потоку в міжтрубному просторі пучка для найбільш «розрідженому» пучку ($S_1/S_2 = 0,93$, де $S_1 = 42$ мм $S_2 = 45$ мм).

Як свідчать приведені дані, в найбільш «тісному» пучку труби знаходяться в зоні «аеродинамічної тіні» від попередніх рядів. Тим самим створюються умови прискореного прогрівання потоку. Проте в перерізах на виході з трубного пучка спостерігається утворення нерівномірного профілю температури внаслідок впливу відривної зони за останньою трубою.

При обробці і аналізі результатів моделювання і залежностей чисел Нуссельта від чисел Рейля велика увага приділялася геометричним факторам, що впливають на інтенсивність теплообміну. У

роботах [2, 3] показано, що такими чинниками є крокові характеристики пакетів, і параметр розміщення труб в пакеті (відношення поперечного кроку між трубами до поздовжнього S_1/S_2).

На рис. 4 представлені дані залежностей чисел Нуссельта від параметра розміщення S_1/S_2 . При зменшенні параметра S_1/S_2 від 1,1 до 0,49 простежується зростання інтенсивності теплообміну в середньому на 15 %–25 %.

Схожа тенденція спостерігається і на рис. 5, за свідченням якого найменшою інтенсивністю тепловіддачі володіє найбільш розріджений пучок, фактор розміщення труб S_1/S_2 якого становить 2,1. А найбільшою – пучок з $S_1/S_2 = 0,93$, що має на 36 % вищу інтенсивність теплообміну. При цьому «найкращий» в цій серії пучок (з $S_1/S_2 = 0,93$) має на 60 % меншу інтенсивність теплообміну чим пучок у якого фактор розміщення труб S_1/S_2 якого становить 0,49 (рис. 4). Такий результат, в певній мірі, спростовує твердження про те, що для організації теплообміну в умовах вільної конвекції, слід розташовувати теплообмінні поверхні на достатньому віддаленні – щоб був доступ охолоджуючого теплоносія до нагрітої стінки.

Дані по інтенсивності теплообміну для пучків у яких поздовжній крок труб становить $S_1 = 32$ мм = const розташовані більш щільно – зміна інтенсивності теплообміну відбувається в межах 14 %. Таку тенденцію можна пояснити тим, що в достатньо широкому і досить короткому міжтрубному просторі в глибині пучка створюються умови для того щоб маси рухомого повітря «прослизали» крізь пучок не контактуючи з нагрітою стінкою (рис. 6).

Аналіз представлених на рис. 4–6 даних свідчить, що інтенсивність теплообміну в «тісних» пучках гвинтоподібних труб вища ніж в «розріджених». Це можливо пояснити тим, що в умовах дії масових сил, збільшення швидкості потоку пропорційно мірі нагрітості стінки. Чим ближче нагріті поверхні труб одна до одної, тим вище температура потоку. Відбувається зменшення густин шарів повітря і збільшується швидкість його руху.

Крім того, аналіз приведених вище даних свідчать, що збільшення поздовжнього кроку між трубами S_1 призводить до зменшення інтенсивності тепловіддачі. Це твердження стає більш наглядним, якщо зафіксувати значення S_1 , а змінювати S_2 (рис. 7–9).

Таким чином, можна зробити висновок – найбільшою інтенсивністю тепловіддачі в умовах природної тяги володіють пучки гвинтоподібних труб з кроком та глибиною виступів-впадин $t = 20$ мм і $h = 2,5$ мм відповідно і які задовольняють вимозі $S_1/S_2 \rightarrow 1$. При чому, крок труб S_1 , рекомендується вибирати пропорційним зовнішньому діаметру гвинтоподібної труби.

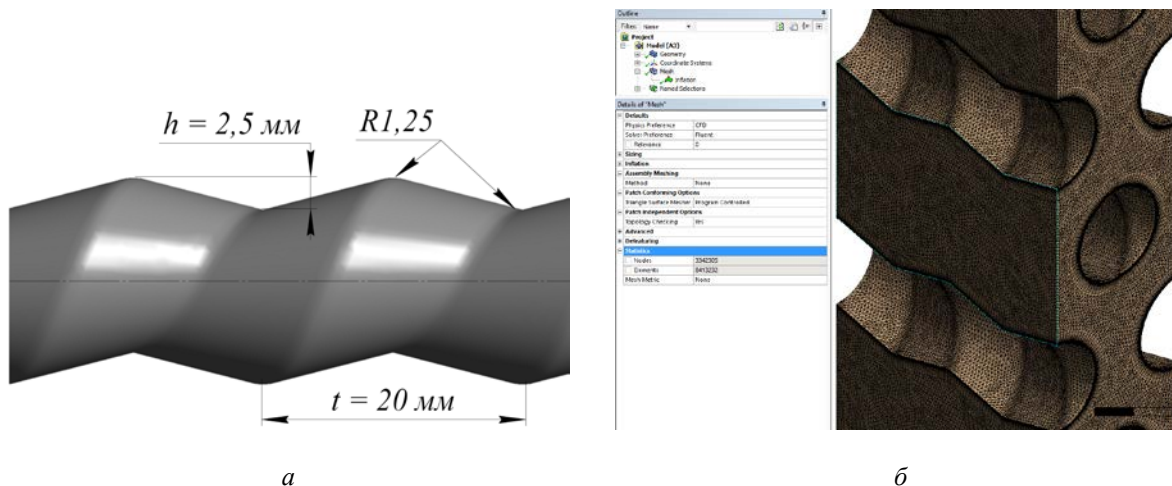


Рис. 1 – Предмет і об’єкт дослідження:
 а – пояснення; б – розрахункова скінченно-елементна сітка

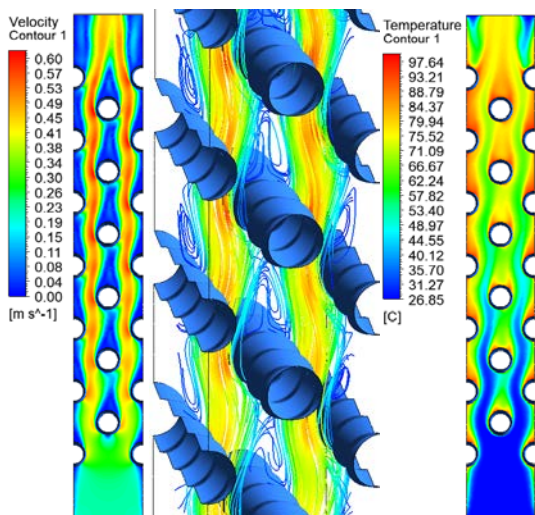


Рис. 2 – Розподіл швидкостей і температур потоку в міжтрубному просторі при температурі стінки 100 °C для $S_1/S_2 = 1,1$ (22 мм/20 мм)

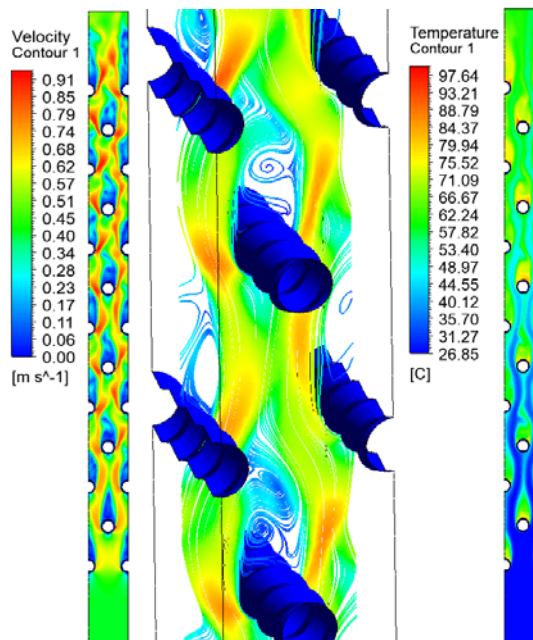


Рис. 3 – Розподіл швидкостей і температур потоку в міжтрубному просторі при температурі стінки 100 °C для $S_1/S_2 = 0,93$ (42 мм/45 мм)

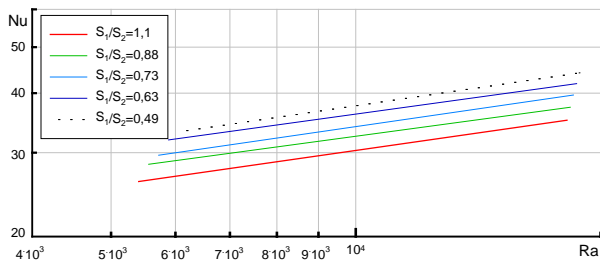


Рис. 4 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
 при $S_1 = 22$ мм $S_2 = var$

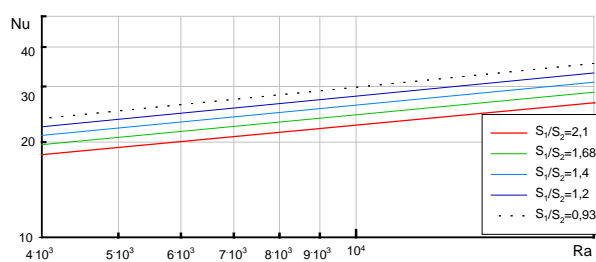


Рис. 5 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
 при $S_1 = 45$ мм $S_2 = var$

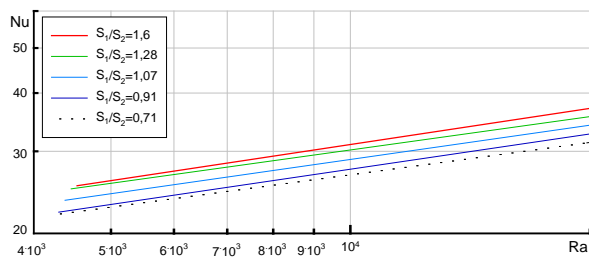


Рис. 6 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_1 = 32$ мм $S_2 = \text{var}$

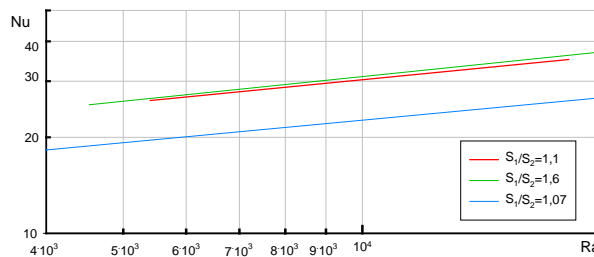


Рис. 7 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_2 = 20$ мм $S_1 = \text{var}$

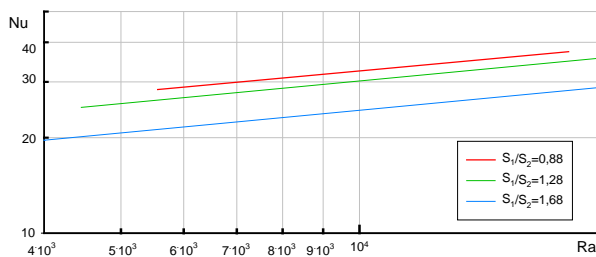


Рис. 8 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_2 = 25$ мм $S_1 = \text{var}$

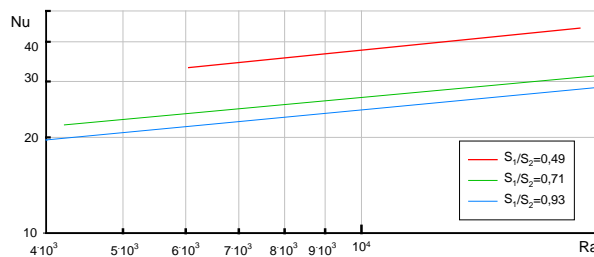


Рис. 9 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_2 = 45$ мм $S_1 = \text{var}$

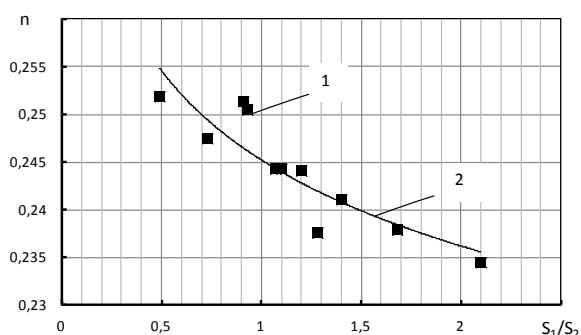


Рис. 10 – Залежність $n = f(S_1/S_2)$:
1 – дані CFD-моделювання;
2 – апроксимуюча залежність

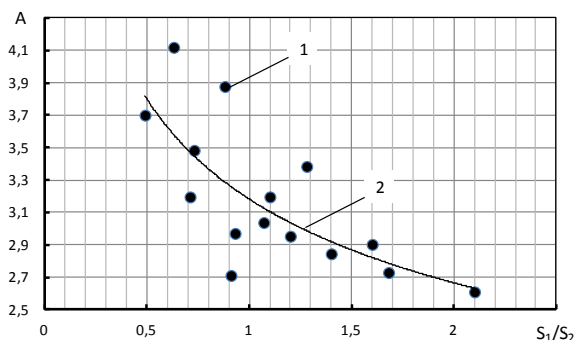


Рис. 11 – Залежність $C_q = f(S_1/S_2)$:
1 – дані CFD-моделювання;
2 – апроксимуюча залежність

Аналіз розрахункових даних показав, що значення показника ступеня n при числі Релля в рівнянні (1) не є постійним і залежить від параметру розміщення S_1/S_2 . Залежність $n = f(S_1/S_2)$ (рис. 10) дає змогу розробити узагальнюючу залежність виду:

$$n = 0,25(S_1/S_2)^{-0,05}. \quad (2)$$

Аналогічний аналіз для розрахункових значень коефіцієнта A співвідношення (1) в залежності від S_1/S_2 показав (рис. 11), що значення коефіцієнта A апроксимуються якісно схожою залежністю:

$$A = 3,18(S_1/S_2)^{-0,26}. \quad (3)$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів шахових пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвинутою поверхнею при значеннях параметра розміщення S_1/S_2

(0,49...2,1) в області чисел Релля Ra_D ($2,8 \cdot 10^3 \dots 24 \cdot 10^3$) пропонуються залежності (1)–(3).

Висновки

За допомогою CFD моделювання отримані дані щодо структури течії в пакетах гвинтоподібних труб з рівнорозвинутою поверхнею в умовах природної тяги. Отримані картини візуалізації течій з характерними гідродинамічними областями, які дозволили пояснити механізм інтенсифікації теплообміну на в досліджених пучках труб. Основні висновки по проведеній роботі наступні:

1 Встановлено, що в кормовій частині за ходом потоку спостерігається утворення вихорової зони, яка співпадає, або навіть перевищує поперечний розмір труби D .

2 В умовах природної тяги, масштаб вихору за плоскоовальною трубою значно більший ($\sim 5D$), ніж при вимушеній ($3/2D$). Крім того, потік, що рухається в зазорі між ребрами сусідніх труб в пакеті, має найбільші локальні швидкості і по інерції рухається з цією швидкістю на відстань що перевищує $5D$.

3 При конструюванні теплообмінних апаратів, для роботи в умовах природної тяги трубні дошки яких слід проектувати вимоги дотримання фактора розміщення труб $S_1/S_2 \approx 1$. При чому, поздовжній крок труб S_1 , рекомендується вибирати пропорційним зовнішньому діаметру гвинтоподібної труби.

Список літератури

1. Рева С. А., Рогачов В. А., Терех О. М., Алфьорова О. В. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №3/8 (63). С. 54–56.
2. Письменний Є. М., Терех О. М., Рогачов В. А., Коншин В. І., Омельчук Д. С. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №6(8). С. 29–33.
3. Письменний Є. М., Терех О. М., Рогачов В. А., Руденко О. І., Рева С. А. Аеродинамічний опір пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №6(8). С. 31–35.
4. Баранюк О. В., Рачинський А. Ю. Розрахункові залежності теплообміну і аеродинамічного опору гвинтоподібних труб. *Науково-технічний журнал «Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві»*. 2017. № 4. С. 111–116.
5. Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. *Методы интенсификации и моделирования теплообменных процессов* : учебно-справочное пособие. Москва: Тепло-техник, 2011. 335 с.
6. Маковей В. О., Проценко П. Ю. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб. *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*. 2013. № 43(1016). С. 153–162.
7. Неїло Р. В. Експериментальне дослідження гідродинаміки та теплообміну в умовах вільної конвекції. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. № 6/5(14). С. 31–33.
8. Гебхарт Б., Джалурія І., Махаджан Р., Саммакія Б. *Свободноконвективные течения. Тепло- и массообмен*. Москва: Мир, 1991. 678 с.

References (transliterated)

1. Reva S. A., Rogachev V. A., Terekh O. M., and Alferova O. V. (2013), "Teplobmin maloryadnykh puchkiv hvyntopodibnykh trub [Heat transfer of low-order bundles of helical pipes]", *Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy* [Eastern European Journal of Advanced Technology], no. 3/8(63), pp. 54–56, Kharkov, Ukraine.
2. Pis'mennyi E. N., Rogachev V. A., Terekh O. M., Konshin V. I., and Omelchuk D. S. (2013), "Teplobmin puchkiv trub z rivnorozvynenoyu poverkhneyu [Heat transfer of tube bundles with the equalincreased surfaces]", *Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy* [Eastern European Journal of advanced technologies], no. 1/8(61), pp. 29–33, Kharkov, Ukraine.
3. Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Rogachov V. A., Rudenko A. I., and Reva S. A. (2013), "Aerodynamichnyy opir puchkiv trub z rivnorozvynenoyu poverkhneyu [Aerodynamic drag of tube bundles with the equalincreased surfaces]", *Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy* [Eastern European Journal of advanced technologies], no. 6/8 (66), pp. 31–35, Kharkov, Ukraine.
4. Baranyuk O. V., and Rachinsky A. Y. (2017), "Rozrakhunkovi zalezhnosti teplobminu i aerodynamichnoho oporu hvyntopodibnykh trub [Calculated dependences of heat transfer and aerodynamic resistance of helical tubes]", *Naukovo-tekhnichnyy zhurnal "Suchasni tekhnolohiyi, materialy i konstruktivni v budivnytstvi"* [Scientific and technical journal "Modern technologies, materials and structures in construction"], no. 4, pp. 111–116, Vinnytsia, Ukraine.
5. Laptev A. G., Nikolaev N. A., and Basharov M. M. (2011), *Metody intensifikatsii i modelirovaniya teplomassoobmennyykh protsessov* : *uchebno-spravochnoye posobiye* [Methods of intensification and modeling of heat and mass transfer processes. Study guide], Teplotekhnik, Moscow, Russian.
6. Makovey V. O., and Protsenko P. Yu. (2016), "Osoblyvosti profilyuvannya odno- ta tr'okhzhakhidnykh hvyntopodibnykh trub [Features of profiling of one- and three-western helical tubes]", *Vestnyk Natsyonal'noho tekhnicheskoho unyversyteta "KHPY"* [Bulletin of NTU "KhPI"], no. 43, pp. 153–162, Kharkov, Ukraine.
7. Neilo R. V. (2017), "Eksperymental'ne doslidzhennya hidrodynamiky ta teplobminu v umovakh vil'noyi konvektsiyi" [Experimental study of hydrodynamics and heat transfer under free convection]", *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohiyi, ekolohiya* [Energy: economics, technology, ecology], no. 6/5(14), pp. 31–33, Kiev, Ukraine.
8. Gebhart B., Jaluria I., Mahajan R., and Sammakia B. (1991), *Svobodnokonvektivnyye techeniya. Teplo- i massobmen* [Free convection flows. Heat and mass transfer], Mir, Moscow, Russian.

Надійшла (received) 05.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Баранюк Олександр Володимирович (Баранюк Александр Владимирович, Baranyuk Alexandr) – кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, тел.: 067-379-80-69; e-mail: aleksandrW@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>.

Рачинський Артур Юрійович (Рачинский Артур Юрьевич, Rachynskiy Artur) – кандидат технічних наук, доцент, кафедра теплоенергетичних установок теплових і атомних електричних станцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, тел.: 098-981-55-75; e-mail: arturrachinskiy@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-1517>.