

ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ ТА АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ВСЕРЕДИНИ ПЛОСКОЇ ТРУБИ

Відомо, що теплообмінна труба плоскоовального профілю має відмінні теплоаеродинамічні характеристики на відміну від круглої труби. Так, при однакових площинах, плоска труба має суттєвий приріст теплоаеродинамічної ефективності у порівнянні з широко застосовуваною у промисловості круглою. Однак, на теперішній час існує обмежена кількість публікацій з дослідження теплообміну і аеродинаміки всередині плоскої труби.

У даній статті наведені методика і результати досліджень теплообміну і аеродинамічного опору в трубі, і представлений опис експериментального стенду для проведення таких досліджень.

Експерименти виконані в проточній аеродинамічній трубі внутрішнім діаметром 36 мм, що працює за відкритою розімкненою схемою. В якості робочого середовища використовується повітря, що всмоктується з лабораторного приміщення. Дослідним зразком виступала сталеві труба плоскоовального профілю довжиною 320 мм, поперечним перерізом 30x15 мм, товщиною стінки 2 мм.

Створений експериментальний стенд дозволяє досліджувати теплообмін і аеродинамічний опір плоскої труби при граничній умові $q=const$. Ця умова забезпечувалась електронагрівником, який являє собою намотаний на всю довжину труби ніхромовий дріт діаметром 0,6 мм і теплоізолюваний від зовнішнього середовища.

Досліди проводилися в діапазоні чисел Рейнольдса (10,5 – 55,0) 10^3 і розсіюваних потужностей (50 – 150) Вт, середня температура повітря в трубі встановлювалася в діапазоні (20 – 55) °С, а середня температура стінки труби - в інтервалі (24 – 140) °С у відповідності до електропотужності, що подавалася на нагрівач.

Запропоновані емпіричні кореляції для визначення інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору всередині плоскої труби. Виконано зіставлення даних з круглою трубою. Проведений аналіз результатів, вперше показано, що інтенсивність теплообміну і аеродинамічного опору в плоскоовальній трубі вище, відповідно, у 1,1 – 1,2 рази і у 1,4 -1,7 рази.

Ключові слова: *плоска труба, інтенсивність теплообміну, аеродинамічний опір, інтенсифікатор.*

Вступ. Останнім часом у зв'язку з постійно зростаючими цінами на енергоносії важливе значення надається ефективності виробництва та споживання енергії, а також технологіям енергозбереження. Найпоширенішим рішенням у цій сфері є впровадження різних теплообмінних пристроїв, таких, як, котли-утилізатори, рекуператори, підігрівачі відпрацьованих газів. Цілком природно, що вимоги до такого нового теплообмінного обладнання аналогічні вимогам, як і до основного теплоенергетичного обладнання, а саме: висока ефективність, надійність, безпека, тощо.

Крім того, проектування сучасних компактних теплообмінних апаратів і підвищення їх ефективності неможливе без вирішення актуальної проблеми інтенсифікації теплообміну. Зі збільшенням потужностей теплоенергетичного обладнання, помітно зростають масогабаритні характеристики теплообмінників. Задача зменшення їх об'єму та маси, підтримування стабільного температурного рівня елементів обладнання за допомогою інтенсифікації процесів теплообміну є дуже важливим напрямком у ресурсозбереженні, бо забезпечує значну економію металу на виготовлення теплообмінного устаткування. При розробці та дослідженні нових теплообмінних апаратів, як правило, намагаються досягнути високої інтенсивності теплопередачі при мінімальній витраті енергії на прокачування теплоносіїв, що впливає на експлуатаційні витрати. Так, для рідинних теплообмінників витрати електроенергії на подолання тертя та опору (енергія циркуляційного потоку), що виникають під час руху потоку через теплообмінник, зазвичай незначні порівняно з відповідною теплопередачею. При цьому, вплив споживаної потужності на компенсацію тертя і опору рідко є вирішальним та суттєвим фактором. Але для теплообмінників з газоподібними середовищами витрата механічної енергії на подолання тертя може досить легко досягати значень, порівнянних з величиною теплопередачі. Тому при такому підході слід пам'ятати, що на більшості промислових підприємств «вартість» механічної енергії в декілька разів (зазвичай у 3-5) «дорожча», ніж еквівалентна теплова енергія [1].

Мета та завдання. Метою є розробка експериментального стенду для дослідження теплообміну і аеродинамічного опору всередині труби плоскоовального профілю і отримання відповідних емпіричних залежностей.

Матеріали досліджень. Інтенсифікація теплообміну в трубах/каналах є ефективним способом вирішення проблеми зменшення габаритних розмірів та металоемності теплообмінних апаратів.

При перебігу однофазних теплоносіїв усередині труб/каналів широко застосовуються різні пристрої, що інтенсифікують теплообмінний процес, до них можна віднести: турбулізатори потоку, пристінні вихрогенератори, шнекові і стрічкові завихрювачі, встановлені на вході в канал, внутрішні ребра і т.д. [2-15].

Багато дослідників проводили дослідження впливу різних конструктивних способів посилення теплопередачі на підвищення теплової продуктивності в системі теплообмінника, як експериментальними, так і числовими методами. Певна кількість досліджень теплової поведінки використання турбулізаторів з різною геометрією, вставлених у круглі труби широко представлені в літературі, наприклад, кручені/спіральні стрічки [2-4], дровові котушки [5-7], вихрові кільця [8-11].

Вплив скручених стрічок із змінною довжиною і з різним ступенем скручування 0,5, 1,0, 1,5 та 2,0, спрямоване на підвищення теплопередачі в трубчастому теплообміннику, було досліджено Eiamsa-ard та ін. [2]. Chang та ін. [3] досліджували коефіцієнти падіння тиску та поздовжній розподіл теплопередачі в круглій трубі, в яку вставлені відокремлені частини скрученої стрічки з коефіцієнтами кручення 1, 1,5, 2, 2,5 або \square . Дані про вплив на підвищення теплопередачі, встановленої на всю довжину труби спіральної стрічки, яка має рівномірний крок навивки з центрованим стрижнем і без нього, приведені в Eiamsa-ard і Promvong [4].

Keklikcioglu і Ozceyhan в [5] використовували спіраль дроту з поперечним трикутним перерізом, встановленим всередину круглої труби, і вивчали вплив відносного кроку та відносної довжини сторони трикутника перерізу на передачу теплоти. Chang та ін. [6] провели експериментальне дослідження теплових характеристик труби, в яку вставлено гладкі дровові котушки (пружини), дровові котушки з ребрами 90°, канавками 90°, ребрами 45°, канавками 45°, ребрами 90° та канавками 90°, ребрами 45° та канавками 45°, кожна конфігурація дровової котушки була з п'ятьма різними коефіцієнтами кроку 0,5, 1, 1,5, 2 і 2,5. Promvong [7] представив вплив намотаного квадратного дроту на теплопередачу, коефіцієнт тертя та теплові характеристики в трубі теплообмінника, результат порівняний з круглими дрововими котушками.

Promvong та ін. [8] досліджували вплив на теплові характеристики нахилених під кутом 30° вихрових кілець із чотирма відносними кроками кілець і трьома відносними ширинами кілець у трубі, стінка якої обігрівалася однорідним тепловим потоком. Збільшення теплопередачі в сонячному повітрянагрівачі з використанням круглих кільцевих вставок-турбулізаторів, що мали різну кількість отворів на периферії кільця і співвідношення кроків вздовж труби, досліджували Asir та ін. [9]. Дослідження Chingtuaythong та Chokphoemphun [10] було спрямоване на використання модифікованого вихрового кільця, як стимулятора турбулентності для покращення теплових характеристик теплообмінника з круглих труб. Вихрове кільце було сконструйовано у формі овальної форми з п'ятикутним центральним отвором і встановлено в трубі під кутом атаки 45° відносно напрямку основного потоку. Було проведено експериментальне та чисельне дослідження для турбулентного режиму в умовах рівномірного підводу теплового потоку до стінки труби. За результатами цього дослідження авторами [10] зроблений висновок, що теплопередача та втрати тиску збільшуються зі збільшенням відносної ширини кільця та зі зменшенням просвіту кільця. Труба з пента-овальними вихровими кільцями забезпечує швидкість теплопередачі та втрату тиску відповідно у 2,25-4,86 і 14-100 разів вище, ніж гладка труба, в залежності від умов експлуатації.

В [11] експериментально досліджено три типи турбулізаторів, які встановлюються всередині круглої труби діаметром 36 мм: кільця з дроту діаметром 4 мм, дровова пружина такого ж діаметру та довжиною, яка дорівнює, вивчаємої ділянки труби та перетискання перерізу труби, отриманих шляхом часткового стискання зовнішньої поверхні по довжині труби з певним кроком, при цьому на внутрішній поверхні симетрично утворюються пари плавних виступів, повернутих на 90° один до одного. Експерименти виконані в діапазоні чисел Рейнольдса (3 - 15) 10^3 , в якості теплоносія використовується повітря, температура стінки в ході експерименту витримувалася постійною.

Автори [11] показали, що інтенсивність теплообміну в інтервалі перехідного режиму $3 \cdot 10^3 \leq Re < 15 \cdot 10^3$ в трубі із кільцевими турбулізаторами найбільша і в 2,9 рази вище, ніж у гладкої труби та на 15% більше, ніж у трубі із спіральними турбулізаторами, що має найгірший теплообмін. В той же час, закон опору виявився автотельним. Так, у труб з перетисками опір був найменшим серед досліджених турбулізаторів, але в 5 разів вищий, ніж у гладкої труби.

Найбільш ефективною за теплогідрравлічними та масогабаритними показниками виявилася теплообмінна труба з перетисками. Її застосування в теплообмінному апараті при заданому температурному рівні теплоносіїв зменшує його масу та габарити більш ніж у 2 рази і забезпечує його

компактність по відношенню до такого ж апарату, але виконаного з гладких труб. Крім того, перевага такої труби полягає ще й у тому, що в порівнянні з турбулізаторами у вигляді кілець і пружини, вона має дешевшу технологію виготовлення. Отже, найкращим інтенсифікатором з погляду теплообміну є кільце, проте з точки зору опору воно гірше, і навпаки, найкращими за опором є перетискання перерізу труби, що створюють трохи меншу інтенсивність тепловіддачі, ніж у кільце.

В роботах [12, 13] приведені експериментальні та числові дослідження з теплообміну і аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних рівнорозвинених круглих труб з різними геометричними характеристиками поверхонь. Аналіз результатів показав, що застосування їх в теплообмінниках є достатньо ефективним методом інтенсифікації теплообміну. Дослідження конвективного теплообміну [12, 13] виконано для двох типорозмірів гвинтоподібних труб, які відрізняються висотою та кроками впадин/виступів, проведені в турбулентному діапазоні зміни чисел Рейнольдса ($10 - 60$) 10^3 при постійному тепловому потоці на стінці труби. Авторами показано, що інтенсивність теплообміну порівняно з гладкими трубами зростає у 1,5 – 2,6 рази, а зростання аеродинамічного опору відбувається у 6 – 9 разів. Використання гвинтоподібних труб в теплообмінному апараті при заданому температурному рівні зменшують його масу і габарити, більш ніж у 2 рази, забезпечуючи тим самим його компактність, в порівнянні з таким же апаратом, виготовленим з гладких круглих труб.

В Abdolbaqi та інш. [14] проведено експериментальне дослідження для вивчення впливу двох скручених стрічок, розташованих всередині плоскої труби, на інтенсивність теплообміну, коефіцієнт тертя та індекс теплового посилення. Скручені стрічки використовувалися, як генератори вихрового потоку на тестовій ділянці плоскої труби довжиною 1500 мм, причому, в одному випадку розташування, стрічки закручували потік у взаємно протилежних напрямках, а в іншому - закручування потоку відбувалось спільно в одному напрямку. Стрічки використовувалися з трьома різними коефіцієнтами кручення 5, 10 і 15 в діапазоні чисел Рейнольдса ($7,2 - 32,4$) $\cdot 10^3$ за рівномірних умов теплового потоку на стінці, в якості теплоносія застосовувалася вода. Кручені стрічки виготовлялися з алюмінію шириною 8 мм і товщиною стрічки 0,5 мм. Довжина стрічки співпадала з довжиною тестової ділянки.

Результати [14] показали, що число Нуссельта, коефіцієнт тертя та індекс теплового посилення збільшуються зі зменшенням коефіцієнта кручення, а розташування генератору з протилежним завихренням є більш ефективним, як спосіб підвищення теплообміну, ніж розташування стрічок зі спільним односпрямованим вихроутворенням. В рамках цього дослідження інтенсивність теплообміну в плоскій трубі з розташуванням стрічок з протилежним вихроутворенням приблизно на 22,5% і 61% вище, ніж з розташуванням стрічок зі спільним вихроутворенням і гладкою плоскою трубою, відповідно.

В [15] Pourdel та інш. виконали числове дослідження потоку рідини/нанорідини та теплообміну всередині плоскої труби в діапазоні числа Рейнольдса ($5-20$) 10^3 при постійному тепловому потоці на стінці, за допомогою методу кінцевого об'єму та алгоритму SIMPLEC. В якості турбулізаторів автори застосовували систему напівсферичних виступів, розташованих на внутрішній поверхні труби у коридорному порядку. Наявність їх всередині труби, зумовила створення значних змін у фізиці течії та температурному полі, яке значно вплинуло на гідродинаміку потоку і на внутрішню тепловіддачу. Результати показали, що при збільшенні числа Рейнольдса збільшується конвективний теплообмін (число Нуссельта) і підвищується коефіцієнт тертя. Крім того, зменшуючи безрозмірний крок і збільшуючи безрозмірний радіус виступів, збільшується число Нуссельта та коефіцієнт тертя. Відповідно до досліджуваної геометрії та її впливу на посилення теплопередачі, використання системи виступів або іншої шорсткості на поверхнях плоскої труби, а також різних видів нанорідин, як охолоджуючого теплоносія, рекомендується авторами застосовувати в компактних теплообмінниках [15].

Огляд літератури показав, що велика кількість досліджень присвячена інтенсифікації теплообміну в трубах звичайної круглої форми. В той же час, відповідно до огляду, дослідження труб некруглої, але зручнообтійної форми та застосування їх в якості основного трубчастого елемента в поверхнях нагріву, ще недостатньо висвітлені. Так, у Pis'mennui [16], автор показує, що заміна круглого профілю труби плоскоовальним за умови збереження периметра поперечного перерізу, дозволяє збільшити коефіцієнт теплопередачі, наприклад, повітронагрівача у 1,3–1,8 рази в залежності від рівня підвищення швидкості зовнішнього теплоносія, кроків труб та обраного ступеня подовження перерізу плоскоовального профілю. Очевидно, що теплоаеродинамічні характеристики поверхонь теплообмінників покращуються зміною форми поперечного перерізу труб з круглої на зручнообтійну – овальну або плоскоовальну, або одночасним розвитком внутрішньої і зовнішньої поверхонь труб радіальним вдавленням по колу ділянок їх стінок з утворенням кільцевих западин, що чергуються, і виступів трикутного профілю, як це показано у [12, 13]. Перехід від труб круглого профілю до плоскоовального з таким же периметром поперечного перерізу, як показано в невеликій кількості досліджень, дозволяє значно підвищити інтенсивність тепловіддачі одночасно і з внутрішньої, і з зовнішньої сторони труби. Підвищення внутрішньої тепловіддачі пов'язана зі зменшенням еквівалентного діаметру прохідного перерізу порівняно з круглою трубою. Механізм же підвищення інтенсивності тепловіддачі із зовнішнього боку

полягає у значному зниженні площі міделевого перерізу труби, а отже, сприяє підвищенню швидкості омивання зовнішнього теплоносія. Крім того, інтенсивність тепловіддачі на зовнішній поверхні зростає, завдяки зниженню частки поверхні труби, що взаємодіє з рециркуляційними течіями кормової вихрової зони, розміри якої значно менше, ніж у труб круглого перерізу.

Зі сказаного слідує, що застосування плоскої труби в комбінації з внутрішніми інтенсифікаторами призведе до різкого зростання тепловіддачі, але при цьому необхідно по можливості намагатися забезпечити помірне зростання гідравлічного опору, що загалом приведе до зниження металоємності теплообмінного апарату.

Враховуючи актуальність вище зазначених проблем і з метою отримання нових теплогідравлічних закономірностей та визначення впливу конструктивних характеристик турбулізаторів у вигляді пружинних вставок різних геометричних розмірів, розташованих всередині плоскої труби, на ефективність теплообміну, в НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» розроблені методика їх досліджень і експериментальний стенд.

Експериментальний стенд. Експерименти виконані в проточній аеродинамічній трубі внутрішнім діаметром 36 мм, що працює за відкритою розімкненою схемою. В якості робочого середовища використовується повітря, що всмоктується з лабораторного приміщення. Ступінь турбулентності у вхідному перерізі труби становить трохи більше 0,3 % [17]. Схема стенду наведена на рис. 1.

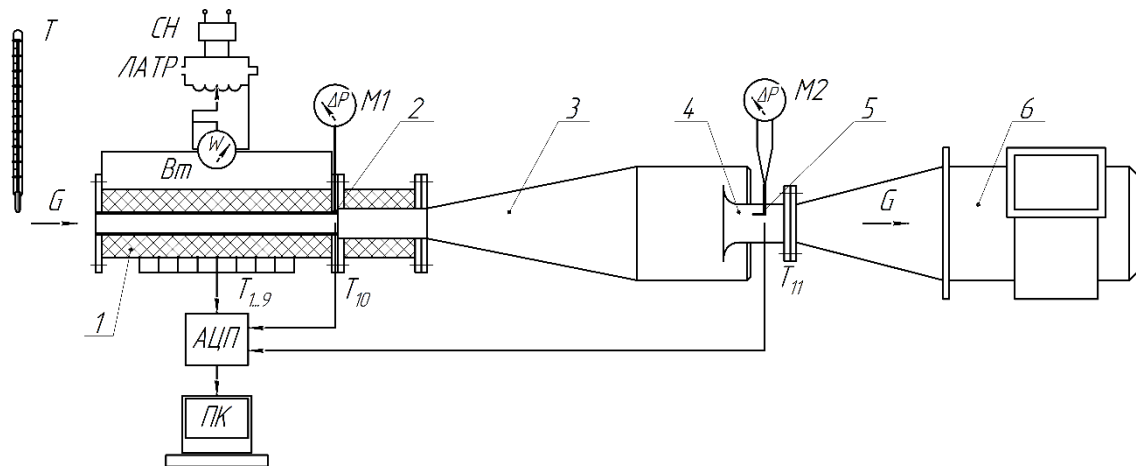


Рисунок 1. Схема експериментальної установки: 1 – робоча ділянка; 2 – штуцер відбору статичного тиску; 3 – дифузор; 4 – сопло; 5 – трубка Піто; 6 – вентилятор; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; M1, M2 – мікроманометри; ПК – персональний комп'ютер; T – термометр; Вт – ватметр; ЛАТР – лабораторний автотрансформатор; СН – стабілізатор напруги

Робоча ділянка 1 у вигляді плоскої труби приєднується до всмоктуючого входу труби через фланець патрубку, а пружинна вставка 2 щільно розташовується всередині труби по всій її довжині.

Повітря всмоктувалося з лабораторного приміщення і рухалося через робочу ділянку, проточну частину та дифузор 3, до якого приєднувався витратимірювальний блок, що складається з сопла 4, спрофільованого за лемніскаатою діаметром $d_c = 0,036$ м, на виході з якого в одному перетині з дренажним отвором на стінці сопла встановлювалась трубка Піто 5. Це давало можливість визначати динамічний напір на виході з труби. До витратимірного блоку через гофровану трубу приєднувався відцентровий вентилятор типу ДВ – 1КМ з максимальними параметрами: витрати $G = 0,16$ м³/с та напором $P = 5000$ Па.

До складу експериментальної установки входять такі вимірювальні прилади:

- Ватметр типу Д5066 класу точності 0,5 використовуються для виміру потужності, які подаються на електронагрівач.

- Мікроманометр типу ММН-240(5)-1,0 класом точності $k = 1,0$ для визначення динамічного та статичного напорів.

- Барометр-анероїд типу БАММ класу точності 1,0, за допомогою якого визначається тиск навколишнього середовища.

- Ртутний термометр з ціною поділки 0,1 °С для вимірів температури повітря на вході в аеродинамічну трубу.

- Мідь-константанові термомпари діаметром дроту 0,2 мм в кількості 11 штук для вимірювання вхідної та вихідної температури теплоносія і температурного поля стінки дослідної ділянки.

– Інформаційно-вимірювальний комплекс складався з двох аналого-цифрових перетворювачів (АЦП) ICP CON I-7018 і одного перетворювача інтерфейсів типу ICP CON I-7561 з виходом на персональний комп'ютер (ПК).

Схема робочої ділянки і її основні геометричні розміри показані на рис. 2.

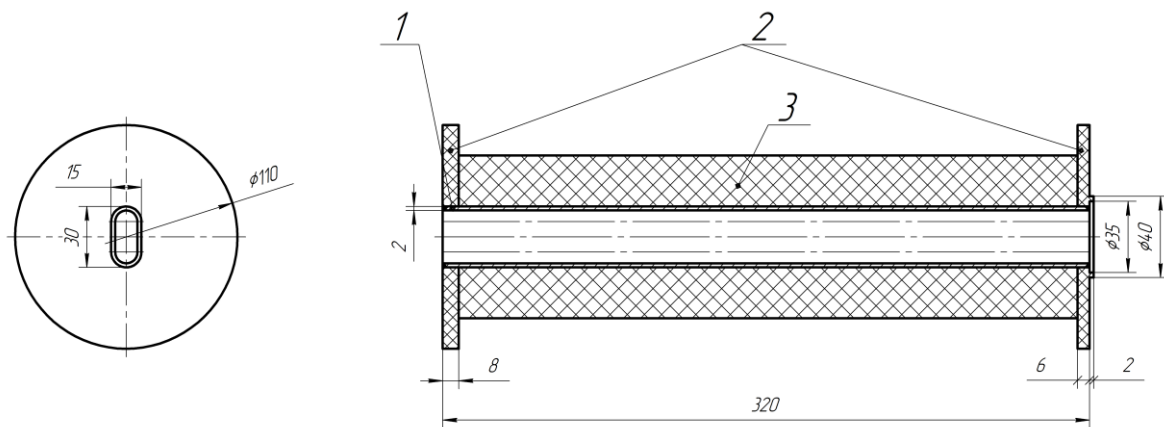


Рисунок 2. Зразок робочої ділянки плоскої труби: 1 – труба; 2 – фланець; 3 – теплоізоляція;

Електронагрівник являє собою намотаний на всю довжину робочої ділянки 320 мм ніхромового дроту діаметром 0,6 мм, що забезпечувало граничну умову на стінці $q = \text{const}$. Від зовнішнього середовища він тепло ізолювався. Розміри перерізу плоскої сталеві труби склали 30x15 мм товщиною 2 мм.

Методика обробки експериментальних даних.

Швидкість потоку всередині плоскої труби, м/с:

$$W_{\text{тр}} = W_c (F_c \cdot \rho_c) / (F_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{тр}}),$$

де F_c – площа перетину витратомірного сопла, м²; $F_{\text{тр}}$ – площа перетину труби, м²; ρ_c , $\rho_{\text{тр}}$ – густина повітря в відповідно соплі та в трубі, кг/м³.

Швидкість потоку в перетину витратомірного сопла, м/с:

$$W_c = 4,43 \cdot K_{\text{тр}} \left((h \cdot K_{\text{ММН}}) / \rho \right)^{0,5},$$

де h – рівень відміток по шкалі мікроманометра, мм; $K_{\text{ММН}}$ – постійні приладу, при якій проводяться вимірювання перепадів тиску; густина повітря в соплі: $\rho = 0,464 \cdot B / (t_c + 273)$, кг/м³, B – значення барометричного тиску, Па; $K_{\text{тр}}$ – поправковий коефіцієнт трубки Піто.

Середня температура потоку повітря в трубі визначалася балансовим методом з виразу, °С.

$$\bar{t}_{\text{п}} = t_{\text{вх}} + \frac{0,95P}{2G \cdot c_p}$$

де $t_{\text{вх}}$ – температура повітря на вході в трубу, °С; P – підведена до труби потужність від електронагрівача, Вт; G – витрата повітря через трубу, кг/с; c_p – питома теплоємність повітря

Середня арифметична температура стінки труби, °С:

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}$$

де n – кількість термопар.

Середній коефіцієнт тепловіддачі в робочій ділянці, Вт/м² К:

$$\alpha_k = \frac{0,95 \cdot P}{H_{\text{тр}} (\bar{t}_{\text{ст}} - \bar{t}_{\text{п}})}$$

де $H_{\text{тр}}$ – площа внутрішньої тепловіддаючої поверхні труби, м²

Число Рейнольдса, розраховане за еквівалентним діаметром плоскої труби $d_{\text{ек}}$:

$$\text{Re} = (W_{\text{тр}} \cdot d_{\text{ек}}) / \nu,$$

швидкість в досліджуваній трубі, м/с; $d_{\text{ек}} = 4F_{\text{тр}} / \Pi_{\text{тр}}$ – еквівалентний діаметр плоскої труби, м; $\Pi_{\text{тр}}$ – периметр плоскої труби; ν – кінематична в'язкість повітря в трубі, м²/с.

Число Нуссельта:

$$Nu = (\alpha \cdot d_{ек}) / \lambda,$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/м.

Опір плоскої труби визначається за формулою, Па:

$$\Delta p = (B - p_{мнн}) - (\rho_{тр} \cdot W^2_{тр}) / 2,$$

де $(B - p_{мнн})$ – перепад тисків на вході та виході досліджуваної труби, Па; B – барометричний тис, Па; $p_{мнн}$ – показання мікроманометра (за прямими вимірюваннями), Па; $\rho_{тр}$ – густина повітря в досліджуваній трубі, кг/м^3 .

Коефіцієнт опору труби:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_{ек}}{l \cdot \rho_{тр} \cdot w^2_{тр}},$$

де l – довжина труби, м.

Створений експериментальний стенд дозволяє досліджувати теплообмін і аеродинамічний опір плоскої труби з інтенсифікаторами при граничній умові $q = \text{const}$ в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $(10,5 - 55,0) \cdot 10^3$. Електрична потужність нагрівача змінювалася в діапазоні $(50 - 150)$ Вт, середня температура повітря в трубі встановлювалася в діапазоні $(20 - 55)^\circ\text{C}$, а середня температура стінки труби - в інтервалі $(24 - 140)^\circ\text{C}$ у відповідності до потужності, що подавалася.

Результати досліджень. На рис.3 приведені порівняльні залежності розрахункових значень інтенсивності тепловіддачі плоскої та круглої труби, які мають однаковий периметр, але відрізняються площинами поперечних перерізів. Таким чином, внутрішній діаметр круглої труби 21 мм, який, одночасно є її еквівалентним діаметром. Еквівалентний діаметр плоскої труби визначається за вище зазначеною формулою та дорівнює 16,1 мм.

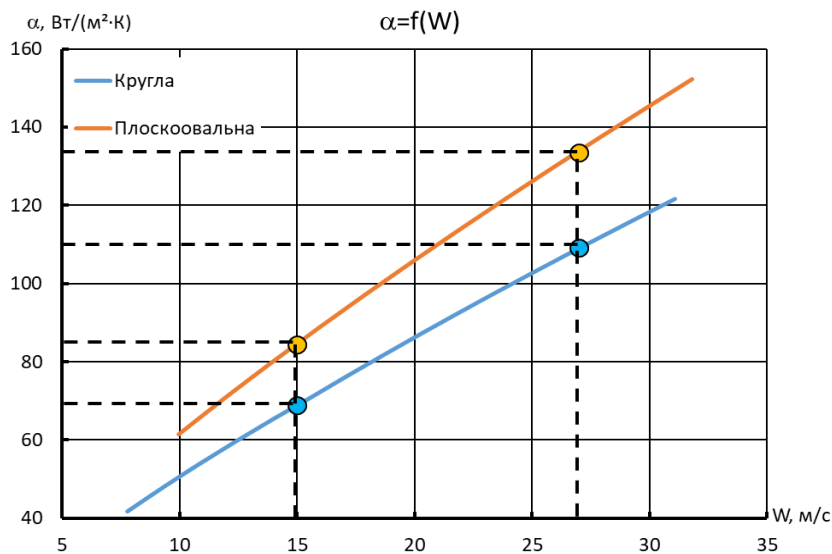


Рисунок 3. Інтенсивність тепловіддачі в залежності від швидкості повітря

З рис.3 слідує, що інтенсивність тепловіддачі в плоскій трубі вище, ніж в круглій. Зі збільшенням швидкості спостерігається монотонне зростання тепловіддачі в обох трубах. При однаковій витраті повітря через труби за рахунок зменшення еквівалентного діаметру, а отже, зменшення площі перерізу плоскої труби значно зростає швидкість, а отже, відповідно і інтенсивність тепловіддачі. З іншого боку, щоб отримати в круглій трубі, такий же рівень тепловіддачі, як і в плоскій, в круглій трубі потрібно збільшити швидкість, а в плоскій, навпаки, суттєво зменшити.

На рис.4 наведено зміну аеродинамічних опорів для плоскої та круглої труби в залежності від швидкості руху повітря. Як і очікувалося, в усьому діапазоні швидкостей аеродинамічний опір плоскої труби значно більший, ніж у круглій. Крім того, спостерігається його більш інтенсивніше зростання.

Таким чином, збільшення коефіцієнту тепловіддачі в плоскій трубі супроводжується одночасним збільшенням її аеродинамічного опору порівняно з круглою трубою.

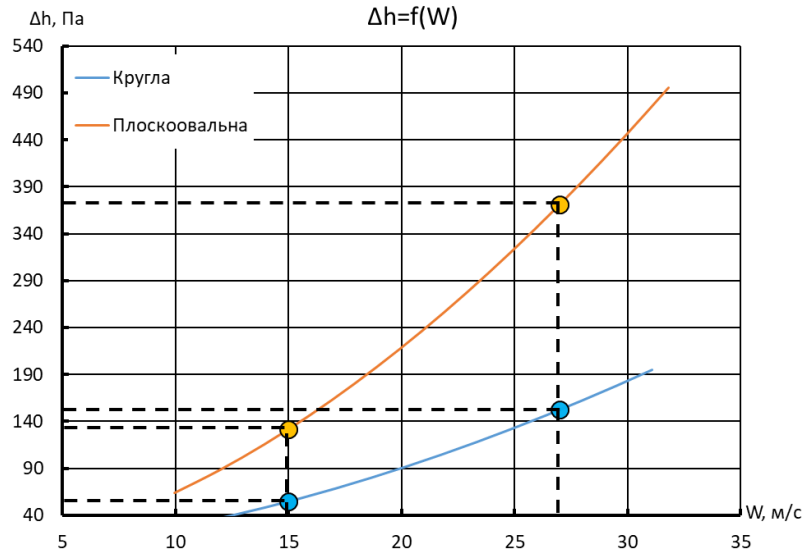


Рисунок 4. Аеродинамічний опір труби в залежності від швидкості повітря

На рис.5 представлені результати дослідження теплообміну в логарифмічних координатах $Nu - Re_e$ для плоскої і круглої труб. За визначальні геометричні розміри в числах подібності приймаються еквівалентні діаметри труб.

Для круглої труби інтенсивність середньої тепловіддачі для повітря і коротких труб при турбулентному режимі течії (лінія 3) описується формулою [18]:

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot \varepsilon_l \quad (1)$$

де ε_l - поправка на початкову ділянку, залежить від довжини труби та числа Рейнольдса, в даних дослідженнях значення поправки змінювалися в діапазоні (1,13 – 1,08).

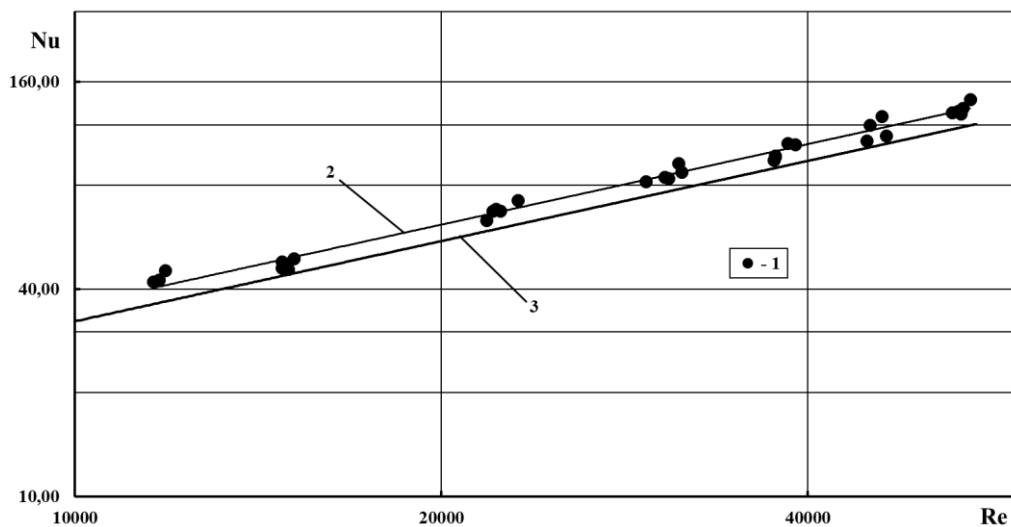


Рисунок 5. Узагальнення дослідних даних з теплообміну в плоскій трубі: 1 – експериментальні дані; 2 – апроксимаційна лінія за формулою (2); 3 – розрахункова лінія для круглої труби за формулою (1).

Експериментальні дані для плоскої труби апроксимовані формулою з похибкою $\pm 5\%$:

$$Nu = 0,028 \cdot Re_{de}^{0,78} \quad (2)$$

Порівняльний аналіз отриманих результатів (рис.5) показав, інтенсивність тепловіддачі в плоскій трубі у (1,1 – 1,2) рази вище, ніж для гладкої круглої труби.

На рис.6 приведені узагальнені дані у вигляді графічних залежностей в логарифмічних координатах $\xi - Re_e$. Емпірична формула Blasius для круглих труб при турбулентному режимі течії справедлива до $Re = 10^5$ і на графіку відповідає лінії 3.

$$\xi = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (3)$$

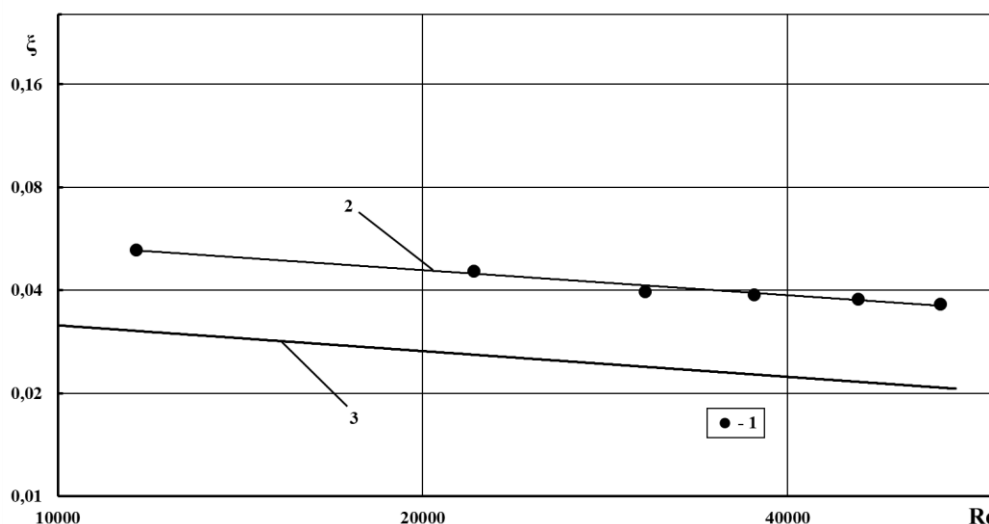


Рисунок 6. Узагальнення дослідних даних з аеродинамічного опору в плоскій трубі: 1 – експериментальні дані; 2 – апроксимаційна лінія за формулою (4); 3 – розрахункова лінія для круглої труби за формулою (3).

Експериментальні дані з аеродинамічного опору для плоскої труби апроксимовані формулою з похибкою $\pm 5\%$

$$\xi = 0,512 \text{Re}_{d_e}^{-0,244} \quad (4)$$

Порівняльний аналіз отриманих результатів (рис.6) показав, що коефіцієнт аеродинамічного опору плоскої труби у (1,4 – 1,7) рази вище, ніж для гладкої круглої труби.

Висновки. Розроблені і створені експериментальний стенд, методика та постановка досліджень інтенсивності теплообміну і аеродинамічного опору всередині плоскої труби.

Отримані нові експериментальні дані з теплообміну і аеродинамічного опору для плоскої гладкої труби. Показана перевага в теплообміні плоскої труби порівняно з круглою у інтенсивності теплообміну в 1,1 – 1,2 рази, але, при цьому, зростання інтенсивності теплообміну супроводжується підвищенням сумарних втрат тиску в плоскій трубі в 1,4 – 1,7 рази. Інтерпретація результатів досліджень та їх похибки не суперечать ступені адекватності існуючим законам і моделям теплообміну та аеродинаміки в трубах.

Запропоновані експериментальний стенд та методика є науково-технічною основою для перспективного розвитку досліджень теплообміну та аеродинамічного опору плоских труб з інтенсифікаторами у вигляді дротових пружин і виявлення нових закономірностей досліджуваного процесу.

Список використаної літератури

1. Burtsev S.A., Vasil'ev V.K., Burtsev S.A., Vasil'ev V.K., Vinogradov Yu.A., Kiselev N.A., Titov A.A. Experimental study of parameters of surfaces coated with regular relief. *Science and education. Scientific periodical of the Bauman MSTU*. 2013, January. No.1. P. 1-23.
2. Eiamsa-ard S., Somkleang P., Nuntadusit, C. and Thianpong C. Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/non-uniform twisted-tapes with alternate axes: Effect of rotated-axis length. *Applied Thermal Engineering*. 2013, 14 May. Vol. 54, Iss. 1. P. 289–309.
3. Chang S.W., Yang T.L., Liou J.S. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2007, November. Vol. 32, Iss. 2. P. 489–501.
4. Eiamsa-ard S., Promvong P. Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators. *Solar Energy*. 2005, April. Vol. 78, Iss. 4. P. 483–494.
5. Keklikcioglu O., Ozceyhan V. Experimental investigation on heat transfer enhancement in a circular tube with equilateral triangle cross sectioned coiled-wire inserts. *Applied Thermal Engineering*. 2018, 25 February. Vol.131, P. 686–695.
6. Chang S. W., Gao J.Y., Shih H.L. Thermal performances of turbulent tubular flows enhanced by ribbed and grooved wire coils. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015, November. Vol.90, P. 1109–1124.
7. Promvong P. Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires. *Energy Conversion Management*. 2008, May. Vol. 49, Iss. 5. P. 980–987.

8.Promvong P., Koolnapadol N., Pimsar M., Thianpong C. Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings. *Applied Thermal Engineering*. 2014, 10 January Vol. 62, Iss. 1. P.285–292.

9.Acir A., Ata I., Canli M.E. Investigation of effect of the circular ring turbulators on heat transfer augmentation and fluid flow characteristic of solar air heater. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2016, October. Vol. 77. P. 45–54.

10.Chingtuaythong W., Chokphoemphun S. Thermal performance augmentation in heat exchanger tube with oval-pentagon rings. *Transactions of the TSME. Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*. 2018, 25 July. Vol. 6, No. 1, P. 50–62.

11.Рогачев В. А., Терех А. М., Бурлей В. Д., Семеняко А. В. Интенсификация теплообмена в круглой трубе. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2008, №1(22). С.36–42.

12.Демчук В., Рогачов В. А., Терех О. М., Руденко О. І. Теплоаеродинамічна ефективність гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2007. Т53, №5/8. С.26-30.

13.Рева С. А. CFD – моделювання течії всередині гвинтоподібних труб. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017, №4 (50). С.119-125.

14. Abdolbaqi M. Kh., Azmi W. H., Mamat Rizalman, Mohamed N. M. Z. N., Najafi G. Experimental investigation of turbulent heat transfer by counter and coswirling flow in a flat tube fitted with twin twisted tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2016, July. Vol. 75. P. 295–302.

15. Pourdel H., Afrouzi H. H., Akbari O. A., Miansari M., Toghraie D., Marzban A., Koveiti A. Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in flat tube. Effect of dimples with operational goals. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2018, July. P. 3471–3483.

16. Pis'mennyi E. N. Ways for improving the tubular heaters used in gas turbine units. *Thermal Engineering*. 2012, Vol. 59, No. 6, P. 485–490.

17. Кулинич В.С., Рогачов В.А., Терех О.М. Методика експериментального дослідження теплообміну та аеродинамічного опору в плоскоовальному каналі з інтенсифікаторами. *Теплова енергетика: шляхи реєновачії та розвитку: зб. наук. праць XVIII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2022 С.239 – 243.*

18. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. *Теплопередача: учебник для вузов*. М. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

V. Kulynych¹, PhD student, ORCID 0000-0002-5934-6423

V. Rohachov¹, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof, ORCID 0000-0001-5489-874X

O. Terekh¹, Cand. Sc. (Eng.), sen. res. assoc., ORCID 0000-0002-1320-8594

¹**National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"**

THE STUDY OF HEAT TRANSFER INTENSITY AND AERODYNAMIC DRAG INSIDE A FLAT PIPE

It is known that a heat exchange tube with a flat-oval profile has excellent thermal and aerodynamic characteristics in contrast to a round tube. Thus, with the same planes, a flat tube has a significant increase in thermal and aerodynamic efficiency compared to a round tube, which is widely used in industry. However, at present, there are a limited number of publications on the study of heat transfer and aerodynamics inside a flat pipe.

In this paper, we present the methodology and results of the study of heat transfer and aerodynamic drag in a pipe, and describe the experimental stand for such studies.

The experiments performed in a flowing wind tunnel with an internal diameter of 36 mm, operating in an open-loop circuit. The working medium is air drawn from the laboratory room. The prototype was a steel pipe with a flat-oval profile, 320 mm long, 30x15 mm cross section, and 2 mm wall thickness.

The created experimental stand allows us to study the heat transfer and aerodynamic drag of a flat pipe under the boundary condition $q = \text{const}$. An electric heater ensured this condition, which is a nichrome wire with a diameter of 0.6 mm wound along the entire length of the pipe and insulated from the external environment.

The experiments were carried out in the range of Reynolds numbers (10.5 - 55.0) 10^3 and dissipated powers (50 - 150) W. The average air temperature in the pipe was set in the range (20 - 55) °C, and the average temperature of the pipe wall was set in the range (24 - 140) °C in accordance with the electric power supplied to the heater.

Empirical correlations proposed for determining the intensity of heat transfer and aerodynamic drag inside a flat pipe. The data had compared with a round tube. The results had analyzed, and it had shown for the first time that the intensity of heat transfer and aerodynamic drag in a flat-oval pipe is 1.1 to 1.2 times and 1.4 to 1.7 times higher, respectively.

Keywords: flat tube, heat transfer intensity, aerodynamic drag, intensifier.

References

1. S.A. Burtsev, V.K. Vasil'ev, S.A. Burtsev, V.K. Vasil'ev, Yu.A. Vinogradov, N.A. Kiselev and A.A. Titov, "Experimental study of parameters of surfaces coated with regular relief," *Scienc and educacion. Scientific periodical of the Bauman MSTU*, no.1, pp. 1-23, Jan. 2013.
2. S. Eiamsa-ard, P. Somkleang, C. Nuntadusit and C. Thianpong, "Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/non-uniform twisted-tapes with alternate axes: Effect of rotated-axis length," *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, iss. 1, pp. 289–309, May 2013.
3. S.W. Chang, T.L. Yang and J.S. Liou, "Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, iss. 2, pp. 489–501, Nov. 2017.
4. S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators," *Solar Energy*, vol. 78, iss. 4, pp. 483–494, Apr. 2005.
5. O. Keklikcioglu and V. Ozceyhan, "Experimental investigation on heat transfer enhancement in a circular tube with equilateral triangle cross sectioned coiled-wire inserts," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 686–695, Fed. 2018.
6. S.W. Chang, J.Y. Gao and H.L. Shih, "Thermal performances of turbulent tubular flows enhanced by ribbed and grooved wire coils," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 90, pp. 1109–1124, Nov., 2015.
7. P. Promvonge, "Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires," *Energy Conversion Management*, vol. 49, iss. 5, pp. 980–987, May 2008.
8. P. Promvonge, N. Koolnapadol, M. Pimsar and C. Thianpong, "Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings," *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, iss. 1, pp. 285–292, Jan. 2014.
9. A. Acir, I. Ata and M.E. Canli, "Investigation of effect of the circular ring turbulators on heat transfer augmentation and fluid flow characteristic of solar air heater," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 77, pp. 45–54, Oct. 2016.
10. W. Chingtuaythong and S. Chokphoemphun, "Thermal performance augmentation in heat exchanger tube with oval-pentagon rings," *Transactions of the TSME. Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*, vol. 6, no. 1, pp. 50–62, Jul. 2018.
11. V. A. Rogachev, A. M. Terekh, V. D. Burley and A. V. Semenyako, "Intensification of heat exchange in a round tube," *Energy: economy, technology, ecology*, no. 1(22), pp. 36-42, 2008.
12. V. Demchuk, V.A. Rogachev, O.M. Terekh and O.I. Rudenko, "Thermal and aerodynamic efficiency of helical tubes with equidistant surface," *East European Journal of Advanced Technologies*, vol. 53, no. 5/8, pp. 26-30, 2007.
13. S.A. Reva, "CFD modeling of flow inside helical pipes," *Energy: economy, technology, ecology*, no. 4(50), pp. 119-125, 2017.
14. M. Kh. Abdolbaqi, W. H. Azmi, Mamat Rizalman, N. M. Z. N. Mohamed, G. Najafi, "Experimental investigation of turbulent heat transfer by counter and coswirling flow in a flat tube fitted with twin twisted tapes," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 75, pp. 295–302, Jul. 2016.
15. H. Pourdel, H. H. Afrouzi, O. A. Akbari, M. Miansari, D. Toghraie, A. Marzban and A. Koveiti, "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in flat tube. Effect of dimples with operational goals," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, pp. 3471 – 83, Jul. 2018.
16. E. N. Pis'mennyi, "Ways for improving the tubular heaters used in gas turbine units," *Thermal Engineering*, vol. 59, no. 6, pp. 485–490, 2012.
17. V.S. Kulynych, V.A. Rogachev and O.M. Terekh, "Methods of experimental study of heat transfer and aerodynamic drag in a flat-oval channel with intensifiers," In *Thermal power engineering: ways of renovation and development: collection of scientific works of the XVIII international scientific and practical conference*. Kyiv, 2022, pp. 239 – 243.
18. V.P. Isachenko, Ed., *Heat transfer: textbook for universities*. M: Energoizdat, 1981.

Надійшла: 28.03.2023

Received: 28.03.2023