

## ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.565.93/95

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.105.0.52

## ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ТА ОПОРУ ПОВІТРЯ ДЛЯ ТЕПЛОБМІННИКІВ ІЗ ТРУБЧАСТО-ПЛАСТИНЧАТОЇ ПОВЕРХНІ ТЕПЛОБМІНУ

Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А., Немченко А. В.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

**Анотація.** Запропоновано нові залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та коефіцієнтів опору повітря для трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну. Досліджено їх точність і ефективність у широкому діапазоні режимів. Установлено, що максимальна похибка визначення температури повітря за запропонованою залежністю не перевищує  $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  для всього досліджуваного діапазону, похибка визначення аеродинамічного опору не перевищує  $8\%$ , що свідчить про високу точність моделювання. Така точність гарантує можливість застосування запропонованих залежностей для інженерних розрахунків.

**Ключові слова:** коефіцієнт тепловіддачі, охолоджувач наддувального повітря, поверхня теплообміну, повітряний опір, радіатор, теплообмін.

## Вступ

У створенні нових енергетичних установок із ДВЗ значна увага приділяється їх систематичному охолодженню. Для раціонального проектування таких систем необхідно проаналізувати доцільність використання тієї чи іншої схеми системи охолодження. Крім аналізу схеми системи вивчається доцільність застосування в цих схемах різних теплообмінних апаратів. Зокрема потрібні розрахунки охолоджувачів наддувального повітря (ОНП) і радіаторів. Для виготовлення цих теплообмінників досить часто використовують трубчасто-пластинчасті поверхні теплообміну (ПТ). Необхідно визначити коефіцієнти тепловіддачі та коефіцієнти опору за повітрям для зазначених ПТ. Існують узагальнені залежності для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі таких ПТ, запропоновані різними авторами. Проте практичне використання таких залежностей іноді пов'язане із суттєвими похибками, що виникають під час експериментальних перевірок.

У зв'язку з цим необхідно коригувати такі залежності для коридорних пучків плоско-овальних труб із поперечним груповим оребренням плоскими ребрами.

## Аналіз публікацій

Трубчасто-пластинчасті поверхні теплообміну з коридорним розташуванням трубок (рис. 1, 2) широко використовуються для виробництва сучасних ОНП та радіаторів [1–3].

Цьому типу поверхні теплообміну власти-

ва висока компактність та ефективність, що робить його зручним для застосування в сучасних теплообмінних апаратах.

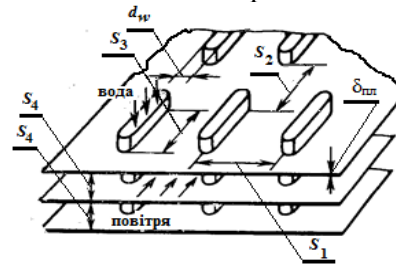


Рис. 1. Акснометричне зображення ПТ на основі пучка плоско-овальних труб коридорного розташування, оребрених поперечними плоскими колективними пластинами

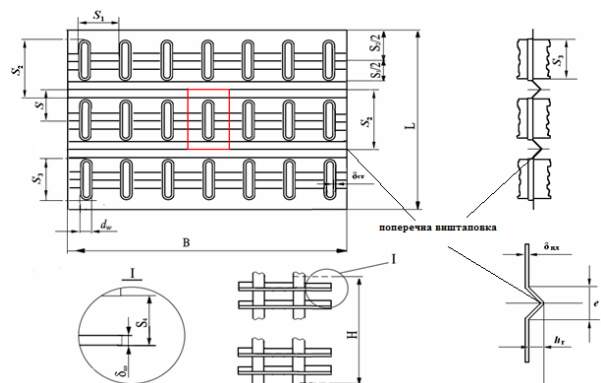


Рис. 2. Детальна схема ПТ на основі пучка з коридорним розташуванням плоско-овальних труб, оребрених поперечними колективними плоскими ребрами з поперечними гофрами (виштампівками) на них

Узагальнена залежність для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі,  $\alpha_k$ , за умови коридорного розташування трубок для чисел  $Re_{dw} = 400 \dots 20000$  [4]:

$$Nu_{kd_w} = 0,0512 \cdot \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(1 + 1,9 \frac{h_1 e}{S^2}\right) \quad (1)$$

Узагальнена залежність для визначення опору за повітрям для тієї самої ПТ [4]:  
для чисел  $Re_{de} = 400 \dots 2000$

$$Eu \cdot Re^2 = 2,754 \cdot \left(\frac{d_w}{d_e}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \cdot Re_{de}^{1,3} \cdot \left(1 + 1,9 \frac{h_1 e}{S^2}\right) \cdot 1,65^{\lg Re_{de} - 2,53} \quad (2)$$

для чисел  $Re_{de} = 2000 \dots 20000$

$$Eu \cdot Re^2 = 0,062108 \cdot \left(\frac{d_w}{d_e}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \cdot Re_{de}^{1,85} \cdot \left(1 + 1,9 \frac{h_1 e}{S^2}\right) \quad (3)$$

Вигляд формул (2) і (3) змінено без зміни їх числового значення у зв'язку з іншим підходом авторів до їх отримання та використання.

Формули (1)–(3) відповідають таким особливостям ПТ: коридорне розташування трубок, групові поперечні плоскі ребра з поперечними гофрами (виштамповками);  $d_w/S_4 = 0,55 \dots 1,20$ ;  $(S_2 - S_3) \cdot S_4 = 1,30 \dots 1,85$ ;  $Z_2 \geq 4$ ; визначальний розмір для (1) –  $d_w$ ; для (2) і (3) – еквівалентний діаметр,  $d_e$ ; визначальна температура – середня логарифмічна,  $T_f$ ; похибка узагальнення становить 15 %.

Інформація про залежності, подібні до (1)–(3), не публікується і не оприлюднюється в сучасних друкованих джерелах, мабуть, через те, що вона розробляється комерційними компаніями [1–3], які не бажають надавати такі відомості в загальнодоступних виданнях, вважаючи їх своєю конфіденційною та цінною власністю. Відсутність або неповна інформація про узагальнені залежності для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі та опору для широкого кола вчених та інженерів негативно впливає на

якість моделювання теплообмінних апаратів і на розроблення нових технологій. Без доступу до цієї інформації наукова спільнота обмежена в можливості спрямовувати дослідження в потрібному напрямі та виконувати практичні завдання з виробництва теплообмінних апаратів.

### Мета та постановка завдання

Мета цього дослідження полягає в корекції експериментальних залежностей з теплообміну (1) та опору (2) і (3).

Для досягнення поставленої мети передбачається коригування зазначених залежностей експериментальним способом. На цій підставі змінюються чисельні коефіцієнти, у цьому разі структура формул залишається незмінною. Водночас дослідження спрямоване на подальше вдосконалення методики отримання подібних залежностей.

### Виклад основного матеріалу

Залежності вказаного виду необхідні для розрахунків, де вони використовуються у складі розроблених алгоритмів [5]. Проте, якщо таке використання експериментальних залежностей не гарантує отримання параметрів, що підтверджуються (зазвичай експериментально), то такі залежності не потрібні. В отриманні залежностей необхідно зважати, що вони мають бути сумісними з алгоритмами розрахунку, які використовує замовник експериментальних залежностей. Тобто в процесі отримання залежностей важливо постійно усвідомлювати, чи будуть вони працювати правильно в складі конкретних алгоритмів.

Також важливо зазначити, що залежності для визначення теплообміну й опору для однієї і тієї самої ПТ мають фізичний зв'язок. Це підтверджено в різних джерелах, зокрема [6, 7]. Між цими залежностями існує однозначний зв'язок, і їх необхідно визначати та надавати разом. Нормальне отримання однієї із цих залежностей неможливе без одночасного отримання іншої – обидві залежності під час визначення взаємно (одна зважає на параметри іншої) коригуються для забезпечення правильності цих залежностей у процесі отримання.

У цьому дослідженні для перевірки експериментальних залежностей використовується простий метод: на основі цих залежностей розв'язуються прямі задачі з визначення розмірів експериментального теплообмінника, у цьому разі застосовуються параметри

експериментальних режимів. Ці задачі розв'язуються з використанням методів розрахунків теплообмінників, якими володіє замовник. Отримані залежності пройшли перевірку. Для порівняння така сама перевірка була здійснена для залежностей (1)–(3). Виявлено, що вони не забезпечили отримання бажаних розмірів експериментального теплообмінника.

Маючи первісні значення експериментально отриманих параметрів і беручи до уваги зазначене вище, автори сформулювали низку припущень, якими користувалися під час створення експериментальних залежностей. Наведемо ці припущення.

1. За допомогою точок отриманих параметрів можна побудувати різні лінії тренду, оскільки їх розміщення може бути змінено з огляду на ймовірні похибки. У нашому випадку тренди формуються на основі лінеаризованих залежностей. Це означає, що модель залежності є лінійною. Такий засіб забезпечує відносне спрощення і водночас уточнення отриманих коефіцієнтів.

2. Корекція залежностей (і відповідного положення експериментальних точок) має проводитися одночасно як для  $\alpha$ , так і для  $\Delta p$ . Це пов'язано з тим, що поверхня теплообміну має єдину властивість, яка залежить і від опору, і від тепловіддачі.

3. Коригування положення експериментальних кривих або уточнення експериментальних залежностей забезпечується в межах двох можливостей, описаних нижче.

- Визначення опору стінки ПТ досить умовне. Для розрахунку термічного опору зазвичай використовуються залежності:

для плоских стінок

$$\sigma R_{\text{ст}} = \sigma \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{м}}};$$

для циліндричних стінок

$$\sigma R_{\text{ст}} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_{\text{м}}} \sigma$$

Насправді плоско-овальна трубка не є ні плоскою, ні циліндричною. Проте значення термічного опору, що обчислюється за поданими двома різними формулами, відрізняється майже удвічі.

Існують методики розрахунків, що застосовують обидві формули у своїх алгоритмах. Утім, відомі формули є неправильними, і не існує простих формул, які були б придатни-

ми для інженерних розрахунків плоско-овальних трубок.

Отже, не використовуючи жодну із зазначених вище формул, можна обрати значення опору в межах найбільшої та найменшої величин, які вони дають. Це досить примітивний підхід, але водночас це логічний підхід, який може бути застосований для коригування залежностей.

- Кожен параметр має похибки. У їх межах можна коригувати експериментальні показники й, відповідно, змінювати залежності для визначення тепловіддачі та опору. Це стосується як параметрів тепловіддачі, так і параметрів опору. Корекція має здійснюватися для того, щоб залежності максимально сприяли отриманню розрахункових величин, які можна достовірно підтвердити за допомогою методів обчислення, якими володіє замовник.

Дослідження для отримання залежностей проводилося методом теплообмінника. За умови цього методу параметри вимірювалися лише на потоках теплоносіїв до та після теплообмінника. Цей метод дає змогу визначити всі невідомі параметри щодо теплопередачі [8]. Зокрема можна визначити параметри тепловіддачі щодо води та термічний опір стінки. Для цього було б необхідно підготувати випробування на кількох спеціальних режимах, які б відрізнялись витратами теплоносіїв. Проте набагато простіше та дешевше досліджувати на меншій кількості режимів, а деякі параметри визначати за допомогою обчислення. Це стосується тепловіддачі щодо води та термічного опору стінки трубки. Зазначені параметри за правильно організованих режимів майже не впливають на тепловіддачу та опір ПТ, що досліджуються. Крім того, нині їх можна достатньо точно обчислити за допомогою загальновідомих формул, що застосовуються в розрахункових методиках замовника. Необхідно зауважити, що вплив цих параметрів можна відкоригувати з огляду на сказане. Отже, експериментальне визначення всіх невідомих параметрів можливе, але не доцільне, зважаючи на багато чинників. Саме тому це дослідження зосереджене лише на отриманні залежностей з теплообміну та опору певної ПТ у повітряному потоці.

Для коригування залежностей був застосований дослідний стенд (рис. 3).

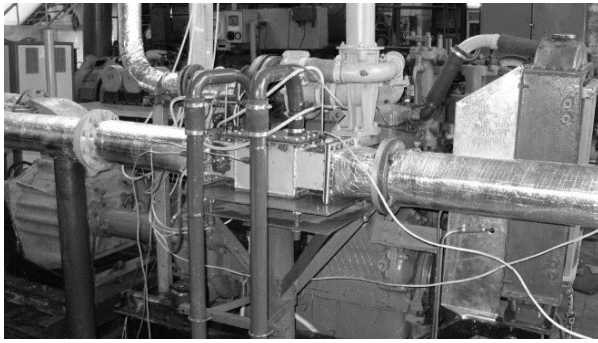


Рис. 3. Загальний вигляд дослідного стенда для випробувань ОНП

Для випробувань на дослідному стенді було виготовлено три різних за геометричними параметрами ПТ зразки теплообмінників (рис. 4). Повітря для дослідних теплообмінників подається роторно-лопатевим компресором, що приводиться в рух від дизельного двигуна. Вода подається відцентровим насосом. Максимальна витрата повітря становить 0,5 кг/с за умови максимального ступеня підвищення тиску 1,6. Максимальна витрата води становить 4 кг/с. Стенд обладнаний рухомими термопарами для вимірювання температур теплоносіїв і датчиками статичного тиску повітря. Параметри теплоносіїв фіксуються та записуються комп'ютером.



Рис. 4. Загальний вигляд експериментальних пучків ОНП

Геометричні параметри експериментальних пучків наведені в табл. 1.

Дослідження теплообмінника I використовувалося для отримання показників щодо теплообміну та опору для поверхні вказаного типу. Теплообмінники II та III досліджувалися для перевірки можливості узагальнення залежностей щодо теплообміну та опору для різних розмірів ПТ обраного типу на основі запропонованих у роботі [4] виразів, створених із розмірів основних елементів ПТ. Експеримент проводився на різних режимах. Параметри режимів та отримані параметри внаслідок випробування зразків I...III подано в табл. 2.

Таблиця 1 – Геометричні параметри експериментальних пучків

Параметр	Од. виміру	Значення		
		Номер пучка теплообмінника		
		I	II	III
$L_{п}$	мм	184		
$B_{п}$	мм	80		
$H_{п}$	мм	110		
$b_{вт}$	шт.	4		
$b_{вг}$	шт.	1		
$d_w$	мм	2,5		
$S_1$	мм	10	8	8
$S_2$	мм	23		
$S_3$	мм	17		
$S_4$	мм	2,05	2,54	1,91
$\delta_{ст}$	мм	0,25		
$\delta_{пл}$	мм	0,08		
$h_r$	мм	2,5		
$e$	мм	4		
$S$	мм	23		
$Z_{2'г}$	шт.	2		
$Z_1$	шт.	10		
$Z_2$	шт.	8		
$Z$	шт.	80		
Схема		3		
$F$	м <sup>2</sup>	2,34	1,57	1,98

Таблиця 2 – Режими випробування I, II, III теплообмінників та отримані параметри

Параметр	Од. виміру	Теплообмінник	Номер режиму				
			1	2	3	4	5
$G_B$	кг/с	I	0,105	0,199	0,299	0,392	0,505
		II	0,092	0,202	0,300	0,385	0,520
		III	0,088	0,180	0,310	0,402	0,510
$G_W$	кг/с	I, II, III	2,26				
$t_{B1}$	°C	I	104,0	115,0	120,6	117,5	118,9
		II	108,3	109,6	113,9	112,3	117,6
		III	108,7	110,4	117,9	114,4	120,1
$t_{B2}$	°C	I	33,8	43,2	50,7	55,4	61,0
		II	43,9	55,2	63,4	67,5	75,0
		III	39,4	49,6	61,5	65,1	72,5
$t_{W1}$	°C	I	31,5	32,6	34,1	35,3	37,0
		II	34,1	35,6	37,1	38,5	40,6
		III	31,5	32,6	34,1	35,3	37,0
$t_{W2}$	°C	I	32,3	34,1	36,3	37,9	40,1
$T_{wf}$	К	I	304,9	306,4	308,2	309,6	311,6
$T_{bf}$	К	I	325,0	340,9	349,8	352,7	357,5
$P_1$	кПа	I	153,836	152,268	156,188	151,484	154,620
		II	153,231	152,310	154,170	152,388	155,500
		III	153,500	152,937	157,150	153,934	157,335
$R_\Sigma$	(м <sup>2</sup> ·К)/Вт	I, II, III	2,2 · 10 <sup>-06</sup>				
$w_w$	м/с	I, II, III	3,52				
$Re_w$	–	I	15587,59	16067,25	16681,63	17147,33	17817,27
$Re_{dw}$	–	I	1679,6	3066,1	4515,3	5881,4	7498,2
$Nu_{kdw}$	–	I	15,36	16,89	20,55	23,29	26,43
$lg Re_{dw}$	–	I	3,23	3,49	3,65	3,77	3,87
$lg Nu_{kdw}$	–	I	1,1	1,22752	1,312863	1,367099	1,422121
$k$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	I	156,96	177,61	215,82	242,29	273,15
$\alpha_n$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	I	167,12	190,46	234,65	265,92	302,89
$\alpha_k$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	I	174,23	199,65	248,51	283,62	325,74
$\eta$	–	I	0,968	0,871	0,808	0,755	0,707
		II	0,865	0,733	0,657	0,607	0,548
		III	0,881	0,768	0,667	0,614	0,568
$Eu$	–	I	–	4,673	4,170	4,144	4,165
$Eu \cdot Re^2$	–	I	–	43928552,6	85025759,3	143355485,6	234173388,3
$lg Eu$	–	I	–	0,670	0,620	0,617	0,620
$lg Re$	–	I	–	3,487	3,655	3,769	3,875
$lg(Eu \cdot Re^2)$	–	I	–	7,643	7,930	8,156	8,370
$\Delta p$	мм вод. ст.	I	–	205	420	760	1290
		II	107	468	1022	1702	3026
		III	110	402	1165	1996	3218

Оброблення результатів випробування ґрунтується на використанні комп'ютерних програм, якими володіє замовник. Для визначення залежності з опору в повітрі брався до уваги лише опір тертя. Усі інші складники загального падіння тиску (падіння тиску від зміни температури; падіння, пов'язане із входом потоку в пучок; падіння, пов'язане з виходом потоку з пучка) віднімалися від встановленого загально-

го падіння тиску і враховувалися розрахунковим способом на основі джерела [9].

У процесі встановлення залежності з теплообміну за результатами експерименту побудовано лінію тренду (рис. 5).

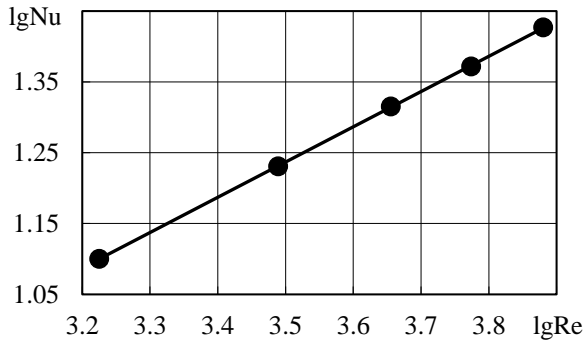


Рис. 5. Експериментальні точки та лінія тренду для визначення залежності з тепловіддачі

Отримана залежність з теплообміну справедлива для чисел  $Re_{dw} \approx 400 \dots 9000$  і має вигляд

$$Nu_{kdw} = 0,39 \cdot \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \cdot \left(1 + 1,9 \frac{h_{re}}{S^2}\right) \cdot Re_{dw}^{0,495}$$

Коефіцієнт 0,39 та степінь 0,495 різняться від наведених у (1) і встановлені в цій роботі. Вирази у формулі, побудовані на основі розмірів ПТ, дають змогу використовувати залежність для ПТ такого самого типу, але зі зміною основних розмірів. З огляду на це, залежність можна вважати узагальненою. Все, що стосується узагальнення, було запозичено з роботи [4]. Узагальнення перевірялося на основі експериментального дослідження пучків II та III, що відрізняються між собою, а також від пучка I кроком між ребрами та кроком між трубками в поперечному ряді (див. табл. 1). Згідно з перевіркою узагальнення є коректним.

У процесі встановлення залежності з опору за повітрям відповідно до показників експерименту побудовано лінії тренду (рис. 6).

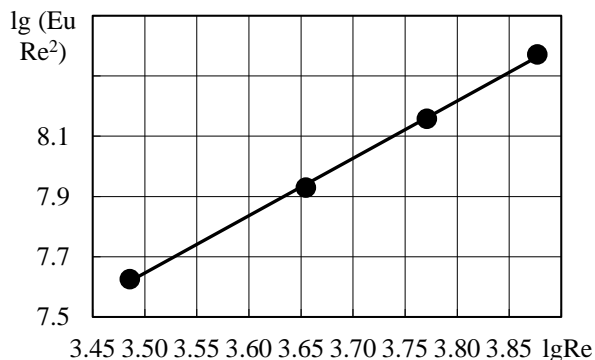


Рис. 6. Експериментальні точки та лінія тренду для визначення залежності з опору за повітрям

На основі графічної залежності встановлені значення коефіцієнтів  $\Phi_{1dw}$  та  $m$  у формулі

$$Eu \cdot Re_{dw}^2 = \Phi_{1dw} \cdot Re_{dw}^m \cdot Z_2,$$

якщо  $Re_{dw} > 2000$ ,

$$\Phi_{1dw} = 0,535 \cdot \left(\frac{dw}{d_3}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \cdot \left(1 + 1,9 \frac{h_{re}}{S^2}\right)$$

Якщо припустити, що для менших значень чисел Рейнольдса залежність відповідатиме тому, про що зазначено в праці [4], тобто з іншим показником  $m$ , то важливо зауважити, що лінія, описана цією залежністю, обов'язково перетне попередню. У точці перетину обидві залежності даватимуть однаковий результат. Зважаючи на це, для  $Re_{dw} < 2000$

$$\Phi_{1dw} = 41,114 \cdot \left(\frac{d_w}{d_3}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \cdot \left(1 + 1,9 \frac{h_{re}}{S^2}\right) \cdot 1,65^{lg Re - 2,53} \quad (4)$$

У цьому разі значення коефіцієнта  $m = 1,3$ .

Залежність (4) була отримана аналогічним методом, як і наведені вище, проте для менших значень числа Рейнольдса. Оскільки методи дослідження були однаковими, автори не подають у статті відповідні графіки й таблиці.

Основна перевірка отриманих залежностей для пучків I, II та III проводилася двома способами:

- порівнянням розрахункових та експериментальних параметрів на п'яти режимах;
- визначенням габаритних розмірів експериментального пучка на цих режимах за допомогою отриманих залежностей з теплообміну та опору.

Перевірка отриманих залежностей подана в табл. 3. Із таблиці видно, що відхилення для запропонованих залежностей з температури повітря на виході з ОНП не перевищує  $0,3^\circ\text{C}$ , а з опору становить майже 8% для режиму із найбільшою витратою повітря.

Таблиця 3 – Порівняння показників експерименту й основних розрахункових параметрів

Найменування параметра, од. виміру	Теплообмін- ник	Номер режиму				
		1	2	3	4	5
Опір за повітрям, $\Delta p$ , мм вод. ст.	Показники експерименту					
	I	–	205	420	760	1290
	II	107	468	1022	1702	3026
	III	110	402	1165	1996	3218
	Показники розрахунку					
	I	–	193,7	398,2	714,7	1185,9
	II	102,6	444,5	966,1	1602,4	2785,9
	III	105,8	383,7	1106,9	1887,5	2979,8
	Відхилення $\delta \Delta p$	I	–	0,055	0,052	0,060
II		0,041	0,050	0,055	0,059	0,079
III		0,038	0,045	0,050	0,054	0,074
Температура повітря на виході з ОНП, $t_{\theta 2}$ , °C	Показники експерименту					
	I	33,8	43,2	50,7	55,4	61,0
	II	43,9	55,2	63,4	67,5	75,0
	III	39,4	49,6	61,5	65,1	72,5
	Показники розрахунку					
	I	33,98	43,40	50,69	55,45	61,29
	II	44,11	55,33	63,41	67,56	75,27
	III	39,65	49,75	61,51	65,12	72,75
	Відхилення $\Delta t_{\theta 2}$ , °C	I	0,18	0,20	0,01	0,05
II		0,21	0,13	0,01	0,06	0,27
III		0,25	0,15	0,01	0,02	0,25

Для звичайних швидкостей повітря (див. табл. 3, номер режиму 3) відхилення менше ніж 6 %. За результатами всіх режимів випробування прямим розрахунком для цих режимів отримані габаритні розміри експериментального пучка:

$$L \times B \times H = 184 \times 100 \times 110 \text{ мм.}$$

У табл. 4 подано результати розрахунку опору та кінцевої температури повітря відповідно до джерела [4] і порівняно їх з експериментальними показниками для режиму 3 (див. табл. 3).

Таблиця 4 – Зіставлення показників розрахунку та експерименту за температурою та опором

Найменування параметра, од. виміру	Значення	
	експ.	розрах.
Опір за повітрям, $\Delta p$ , мм вод. ст.	420	362,9
Відхилення $\delta \Delta p$	0,136	
Температура повітря на виході з ОНП, $t_{\theta 2}$ , °C	50,7	55,31
Відхилення $\Delta t_{\theta 2}$ , °C	4,61	

Видно, що відхилення за опором,  $\delta \Delta p$ , дуже велике. Щодо температури, то відхилення,  $\Delta t_{\theta 2}$ , можна вважати помірним, але воно

також значно більше, ніж унаслідок розрахунку на основі отриманих залежностей.

Якщо використати елементи критеріальних залежностей (1)–(3) у програмі для прямого розрахунку теплообмінника, то отримані значення габаритів пучка не відповідатимуть дійсним параметрам. Зокрема для режиму 3 отримані такі габарити:  $L \times B \times H = 345 \times 68 \times 50$  мм.

### Висновки

У процесі дослідження отримано коефіцієнти та степені критеріальних рівнянь, що дали змогу здійснити корекцію відомих експериментальних залежностей з теплообміну та опору.

Отримані залежності дозволяють коректно розраховувати теплообмінники, сердцевини яких виготовлені із сучасної поверхні теплообміну. Можливість використання цих залежностей підтверджена серією досліджень.

На відміну від відомих залежностей подібного характеру, запропоновані залежності надаються в єдиному комплексі, який варто використовувати в сучасних методиках розрахунку теплообмінників, щоб забезпечити правильність інженерних обчислень. Особливості отримання таких залежностей подані з огляду на сучасні можливості проведення експериментів.

## Література

1. Aluminium & copper core pattern. Dolphin Manufacturing LLC [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://dolphincatalogue.com>, 26/02/2024.
2. CuproBrazе brazing handbook. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://cuprobrazе.com/overview/cuprobrazе-brazing-handbook>, 26/02/2024.
3. Diesel & Natural Gas Engine Cooling. Kelvion Holding GmbH [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.kelvion.com/us/products/category/diesel-natural-gas-engine>, 26/02/2024.
4. Hesselgreaves J.E. Compact heat exchangers: selection, design and operation. – Pergamon, 2001. – 398 p.
5. Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А., Мінчев Д.С. Системи охолодження і теплообмінні апарати двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник. – Миколаїв: Видавець Торубара В.В., 2020. – 234 с.
6. Kuppan T. Heat Exchanger Design Handbook. Second Ed. CRC Press, 2013. – 1186 p.
7. Annaratone D. Handbook for Heat Exchangers and Tube Banks Design. Springer, 2010. – 176 p. Doi: 10.1007/978-3-642-13309-1.
8. Гогоренко О.А. Вдосконалення систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів: дис. на здобуття наукового ступеня к.т.н., 2012. – 235 с.
9. Kays W.M., Crawford M.E. Convective heat and mass transfer. – 3<sup>rd</sup> ed., 1993. – 601 p.

## References

1. Aluminium & copper core pattern. Dolphin Manufacturing LLC. <https://dolphincatalogue.com> (accessed: 26.02.2024).
2. CuproBrazе brazing handbook. <https://cuprobrazе.com/overview/cuprobrazе-brazing-handbook> (accessed: 26.02.2024).
3. Diesel & Natural Gas Engine Cooling. Kelvion Holding GmbH. <https://www.kelvion.com/us/products/category/diesel-natural-gas-engine> (accessed: 26.02.2024).
4. Hesselgreaves J.E. Compact heat exchangers: selection, design and operation (2001). Pergamon. – 398 p.
5. Moshentsev, Yu.L., Gogorenko, O.A., Minchev, D.S. (2020). Systemy okholodzhennja i teploobminni aparaty dvyghuniv vnutrishnjogho zghorjannja: Navchalnyj posibnyk [Cooling Systems and Heat Exchange Devices of Internal Combustion Engines: Educational Handbook]. Mykolajiv: vydavecj Torubara V.V. – 234 p. [in Ukrainian].
6. Kuppan, T. Heat Exchanger Design Handbook (2013). Second Ed. CRC Press. – 1186 p.
7. Annaratone, D. Handbook for Heat Exchangers and Tube Banks Design (2010). Springer. – 176 p. Doi: 10.1007/978-3-642-13309-1

8. Gogorenko, O.A. (2012). Vdoskonalennia system okholodzhennia dyzelnykh dvyhuniv mahistralnykh teplovoziv [Improvement of Cooling Systems for Mainline Diesel Locomotive Engines]. Dys. na zdobuttia naukovooho stupenia k.t.n. – 235 p. [in Ukrainian].
9. Kays, W.M., Crawford M.E. (1993). Convective heat and mass transfer. 3<sup>rd</sup> ed. – 601 p.

**Мошенцев Юрій Леонідович**, к.т.н., проф. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, yurimosh@gmail.com, тел. +38 (096) 571-97-15, ORCID: 0000-0002-1377-7498.

**Гогоренко Олексій Анатолійович**, к.т.н., в.о. зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, тел. +38 (097) 466-66-62, oleksiy.gogorenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9157-6659.

**Немченко Андрій Володимирович**, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, тел. +38 (093) 143-10-05, andrii.nemchenko@nuos.edu.ua, ORCID: 0009-0005-0650-3949.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, пр-т Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54007, Україна.

### Dependencies for determining heat transfer coefficients and air resistance for heat exchangers with tubular-plate heat exchange surface

**Problem.** The article analyzes existing generalized dependencies for determining convective heat transfer coefficients and air resistance coefficients for tubular-plate surfaces widely used in the production of modern charge air coolers and radiators. It is established that practical application of such dependencies, in some cases, is associated with significant errors revealed during experimental checks. Consequently, there is a need to adjust such dependencies for corridor bundles of flat-oval tubes with transverse grouped finning by flat fins. **Goal.** The aim of this study is to correct experimental dependencies for heat exchange and resistance. Numerical coefficients are adjusted on this basis, while the structure of dimensional dependencies remains unchanged. Simultaneously, the study is conducted for further improvement of the methodology for obtaining similar dependencies. **Methodology.** Adjustment of generalized dependencies for determining convective heat transfer coefficients and air resistance coefficients for tubular-plate heat exchange surfaces is carried out experimentally. **Results.** New dependencies are proposed for determining heat transfer coefficients and air resistance coefficients for tubular-plate heat exchange surfaces. Their accuracy and efficiency are investigated over a wide range of regimes. **Originality and practical value.** Unlike known dependencies of a similar nature, the proposed dependencies are provided in a single complex that



*should be used in modern heat exchanger calculation methods. It is established that the maximum error in determining air temperature according to the proposed dependence does not exceed 0.3 °C for the entire investigated range, and the error in determining aerodynamic resistance does not exceed 8 %, indicating high accuracy of modeling. Such accuracy ensures the possibility of applying the proposed dependencies for engineering calculations.*

**Key words:** *air cooler, air resistance, heat exchange surface, heat exchange, heat transfer coefficient, radiator.*

**Yuryi Moshentsev**, Candidate of Technical Sciences, Professor at the Department of Internal Combustion Engines, Installations and Technical Operation, tel. +38 (096) 571-97-15,

[yuriimosh@gmail.com](mailto:yuriimosh@gmail.com),

ORCID: 0000-0002-1377-7498.

**Oleksiy Gogorenko**, Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Internal Combustion Engines, Installations, and Technical Operation, [oleksiy.gogorenko@gmail.com](mailto:oleksiy.gogorenko@gmail.com),

tel. +38 (097) 466-66-62,

ORCID: 0000-0002-9157-6659.

**Andrii Nemchenko**, Postgraduate Student at the Department of Internal Combustion Engines, Installations and Technical Operation,

tel. +38 (093) 143-10-05,

[andrii.nemchenko@nuos.edu.ua](mailto:andrii.nemchenko@nuos.edu.ua),

ORCID: 0009-0005-0650-3949.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, 9, Heroiv Ukraine Ave., Mykolaiv, 54007, Ukraine.

---

---