

ТЕПЛОБМІН ШАХОВИХ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ В ПОПЕРЕЧНОМУ ПОТОЦІ

В. А. Кондратюк

Молодший науковий співробітник*

E-mail: teram57@meta.ua

О. М. Терех

Кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник*

E-mail: teram57@meta.ua

О. В. Баранюк

Кандидат технічних наук,
старший викладач*

E-mail: teram57@meta.ua

Є. М. Письменний

Доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри*

E-mail: evgnik@i.com.ua

*Кафедра атомних електростанцій і
інженерної теплофізики

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Приведені результати експериментальних та числових досліджень теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб. Вивчено вплив режимних і геометричних факторів на інтенсивність теплообміну пакетів плоскоовальних труб. Встановлено, що при фіксованій геометрії труб ($d_2/d_1 = \text{const}$) варіювання крокових характеристик пакетів в межах $S_1/d_1 = 2 \dots 3,5$ та $S_2/d_1 = 2,4 \dots 5,3$ змінює інтенсивність теплообміну на (8...12) %, а варіювання d_2/d_1 від 2 до 5,0 при фіксованих крокових характеристиках на (10...25) %

Ключові слова: пакети труб, профіль, плоскоовальна, потік, інтенсивність теплообміну, числові, обтікання

Приведены результаты экспериментальных и численных исследований теплообмена шахматных пакетов плоскоовальных труб. Изучено влияние режимных и геометрических факторов на интенсивность теплообмена пакетов плоскоовальных труб. Установлено, что при фиксированной геометрии труб ($d_2/d_1 = \text{const}$) варьирование шаговых характеристик пакетов в пределах $S_1/d_1 = 2 \dots 3,5$ и $S_2/d_1 = 2,4 \dots 5,3$ изменяет интенсивность теплообмена на (8...12) %, а варьирование d_2/d_1 от 2 до 5,0 при фиксированных шаговых характеристиках на (10...25) %

Ключевые слова: пакеты труб, профиль, плоскоовальный, поток, интенсивность теплообмена, численные, обтекание

1. Вступ

Актуальним завданням енергомашинобудування є створення нових теплообмінних апаратів з поліпшеними теплоаеродинамічними характеристиками. Цього результату можна досягти, використовуючи в якості конвективних поверхонь нагріву труби плоскоовальної форми, так як круглі труби, як елемент теплообмінної поверхні, у зазначеному сенсі на сьогоднішній день себе вичерпали. Труби зручнообтічної форми [1–7], мають ряд суттєвих переваг перед трубами круглого профілю і насамперед значно менший аеродинамічний опір при близьких тепловіддаючих характеристиках [2, 4, 8].

2. Аналіз літературних джерел

Дослідженню теплообміну плоскоовальних труб присвячено відносно невелика кількість робіт [1–3, 8]. Проведені дослідження в основному виконані на поодиноких трубах і направлені на з'ясування питання впливу форми профілю на їх теплоаеродинамічну ефективність.

Автори публікації [9] провели експериментальні дослідження теплових характеристик поодинокого еліптичного циліндра з відношенням поздовжнього і поперечного розмірів $d_2/d_1 = 2$ в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (5000 \dots 90000)$ при зміні кута атаки потоку від 0° до 90° . При обтіканні труби повітряним потоком вздовж великої осі еліпса та при обтіканні еліпса під різними кутами атаки встановлено, що числа Нусельта для еліптичної труби вищі, ніж для круглої труби.

В дослідженнях [10] автори вивчали вплив ступеню турбулентності Tu набігаючого потоку на теплообмін круглого і овального циліндрів при зміні числа Рейнольдса від 3000 до 40000. Ступінь турбулентності потоку змінювалася від 1,5 % до 40 %. Отримані результати свідчать про те, що числа Нусельта для овального циліндра з $d_2/d_1 = 4,0$ приблизно на 14 % нижче, ніж для еквівалентної труби круглого профілю.

В роботах [2, 11, 12] виконане порівняння теплоаеродинамічних характеристик пакетів труб різної форми перетину (овальних, плоскоовальних, краплеподібних). З наведених в [2, 11] результатів порівняння видно, що поверхні із труб плоскооваль-

ного профілю мають кращі теплоаеродинамічні характеристики, ніж круглотрубні пакети. Коефіцієнти тепловіддачі при тих самих питомих витратах потужності на прокачування теплоносія в середньому на (10–20) % вище ніж для найбільш ефективного шахового пакета круглих труб.

Із вищесказаного слідує, що системних досліджень впливу режимних та геометричних параметрів труб і кроків між ними на теплоаеродинамічні характеристики теплообмінників з плоскоовальних труб при поперечному їх омиванні у широкому діапазоні змінення чисел Рейнольдса, не проводились. Слід також зазначити, що до теперішнього часу немає надійних розрахункових залежностей для обчислення значень коефіцієнтів тепловіддачі і втрат тиску, а також даних для вибору оптимальних геометричних параметрів пакетів з плоскоовальних труб, що практично ускладнює їх використання як елемента теплообмінної поверхні.

В НТУУ „КПІ” з метою заповнення пробілу в дослідних даних проведені експериментальні дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб, для визначення впливу на інтенсивність теплообміну їх основних геометричних характеристик: поперечного та повздовжнього $S_1=(30...52,5)$ мм; $S_2=(40...90)$ мм кроків між трубами, відношення повздовжнього та поперечного розмірів труб (відносно подовження профілю) $d_2/d_1=(2,0...5,0)$.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є експериментальне дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб.

Для досягнення поставленої мети було визначено вплив на інтенсивність теплообміну швидкості потоку W , геометричних факторів: поперечного S_1 та повздовжнього кроків S_2 між трубами, відношення повздовжнього до поперечного розміру труби (відносно подовження профілю) d_2/d_1 .

4. Результати досліджень теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб та їх аналіз

Дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб при поперечному їх обтіканні повітряним потоком здійснювалися на експериментальній установці, яка представляє собою аеродинамічну трубу розіркненого

типу прямокутного перерізу, за методикою, що детально описана в роботах [13, 14].

Дослідження виконані для чотирьох типів труб ($d_2/d_1=2; 2,5; 3,4; 5,0$) в області змін чисел Рейнольдса $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$ методом повного теплового моделювання. Результати досліджень, частина з яких представлена на рис. 1, 2 свідчать, що експериментальні дані достатньо добре узагальнюються степеневу залежністю виду:

$$Nu = C_q \cdot Re_{d_1}^m \tag{1}$$

Загалом експериментами охоплено 49 пакетів труб. Результати експериментів у вигляді значень показника степені m та коефіцієнта C_q в формулі (1) для досліджених пакетів плоскоовальних труб, наведені в табл. 1–4.

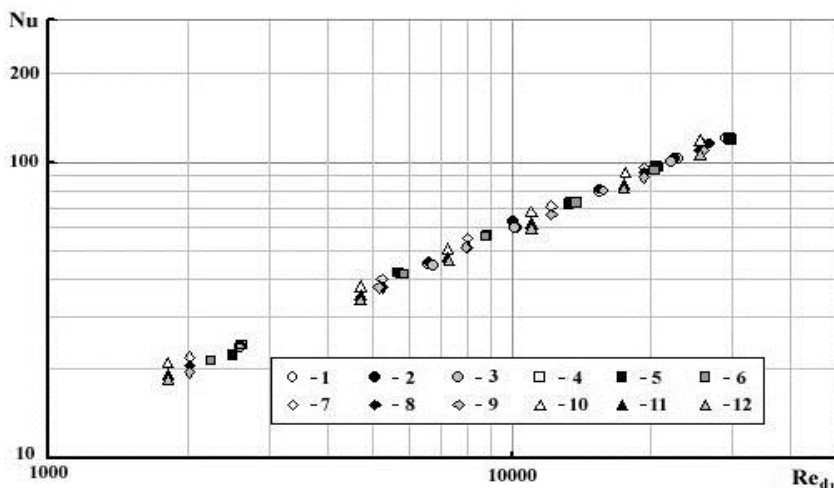


Рис. 1. Результати дослідження тепловіддачі пакетів труб типу 1: 1 – пакет № 101; 2 – № 102; 3 – № 103; 4 – № 104; 5 – № 105; 6 – 107; 7 – № 108; 8 – № 109; 9 – № 111; 10 – № 112; 11 – № 113; 12 – № 115

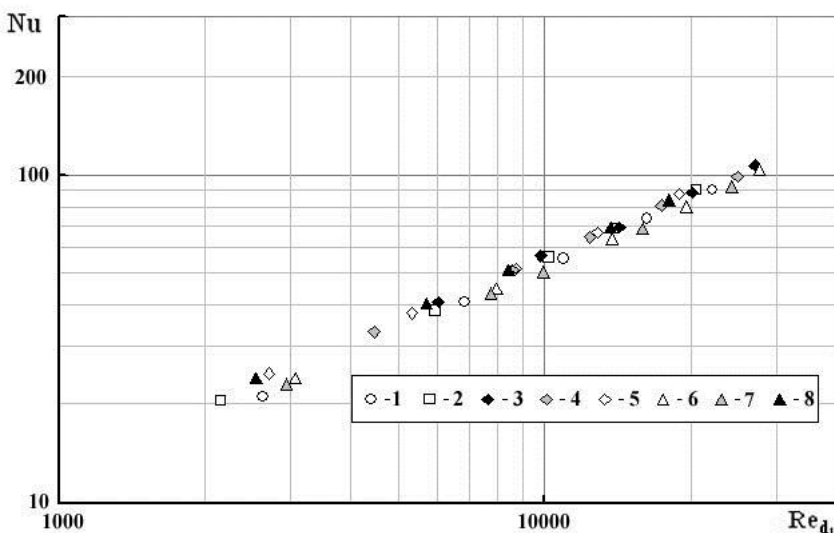


Рис. 2. Результати дослідження тепловіддачі пакетів труб типу 4: 1 – пакет № 401; 2 – № 402; 3 – № 403; 4 – № 404; 5 – № 405; 6 – 406; 7 – № 408; 8 – № 409

Таблиця 1

Дослідні значення величин m, C_q в формулі (1) пакетів труб типу 1 ($d_2/d_1=2,0$)

Номер розміщ.	$S_1, \text{мм}$	$S_2, \text{мм}$	S_1/d_1	S_2/d_1	S_1/S_2	m	C_q
101	30	45,0	2,0	3,00	0,667	0,665	0,1290
102	30	55,5	2,0	3,70	0,541	0,673	0,1227
103	30	70,0	2,0	4,667	0,428	0,678	0,1142
104	35	36,5	2,33	2,43	0,959	0,665	0,1350
105	35	45,0	2,33	3,00	0,777	0,664	0,1293
106	35	55,5	2,33	3,70	0,631	0,679	0,1126
107	35	70,0	2,33	4,667	0,500	0,671	0,1200
108	42,0	36,5	2,80	2,43	1,151	0,650	0,1573
109	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	0,663	0,1304
110	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	0,670	0,1250
111	42,0	70,0	2,80	4,667	0,60	0,670	0,1216
112	52,5	36,5	3,50	2,43	1,438	0,650	0,1650
113	52,5	45,0	3,50	3,00	1,167	0,647	0,1508
114	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	0,654	0,1419
115	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,662	0,1272

Таблиця 4

Дослідні значення величин m, C_q в формулі (1) пакетів труб типу 4 ($d_2/d_1=5,0$)

Номер розміщ.	$S_1, \text{мм}$	$S_2, \text{мм}$..	S_2/d_1	S_1/S_2	m	C_q
401	30	80,0	2,0	5,333	0,375	0,657	0,1250
402	35	80,0	2,33	5,333	0,437	0,648	0,132
403	42,0	55,5	2,80	3,700	0,757	0,632	0,1671
404	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	0,636	0,1603
405	42,0	80,0	2,80	5,333	0,525	0,647	0,1479
406	52,5	45,0	3,50	3,000	1,167	0,615	0,1900
407	52,5	55,5	3,50	3,700	0,946	0,619	0,1800
408	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,625	0,1650
409	52,5	80,0	3,50	5,333	0,656	0,634	0,1650

Таблиця 2

Дослідні значення величин m, C_q в формулі (1) пакетів труб типу 2 ($d_2/d_1=2,5$)

Номер розміщ.	$S_1, \text{мм}$	$S_2, \text{мм}$	S_1/d_1	S_2/d_1	S_1/S_2	m	C_q
201	30	45,0	2,0	3,00	0,667	0,680	0,1200
202	30	55,5	2,0	3,70	0,540	0,685	0,1113
203	30	70,0	2,0	4,667	0,428	0,685	0,1050
204	35	45,0	2,33	3,00	0,777	0,675	0,1255
205	35	55,5	2,33	3,70	0,631	0,683	0,1147
206	35	70,0	2,33	4,667	0,500	0,692	0,1028
207	42,0	36,5	2,80	2,433	1,151	0,660	0,1500
208	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	0,671	0,1312
209	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	0,679	0,1146
210	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	0,685	0,1097
211	52,5	36,5	3,50	2,433	1,438	0,655	0,1500
212	52,5	45,0	3,50	3,00	1,167	0,669	0,1364
213	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	0,674	0,1194
214	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,681	0,1124

Таблиця 3

Дослідні значення величин m, C_q в формулі (1) пакетів труб типу 3 ($d_2/d_1=3,4$)

Номер розміщ.	$S_1, \text{мм}$	$S_2, \text{мм}$	S_1/d_1	S_2/d_1	S_1/S_2	m	C_q
301	30	70,0	2,0	4,667	0,428	0,655	0,1443
302	35	55,5	2,33	3,70	0,631	0,641	0,1793
303	35	70,0	2,33	4,667	0,500	0,645	0,1554
304	42,0	36,5	2,80	2,433	1,151	0,618	0,2130
305	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	0,621	0,2091
306	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	0,637	0,1869
307	42,0	62,5	2,80	4,167	0,672	0,643	0,1749
308	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	0,635	0,1697
309	42,0	80,0	2,80	5,333	0,525	0,654	0,1516
310	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	0,625	0,2081
311*	52,5	62,5	3,50	4,167	0,840	-	-
312	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,634	0,1819

Примітка: * – проведені тільки дослідження аеродинамічного опору

Аналіз експериментальних даних (табл. 1–4) показав відносно невелику зміну значень показника степені m при числі Рейнольдса у рівнянні (1) як у межах окремого типу пакетів із постійною геометрією труб d_2/d_1 , так і для пакетів з однаковими параметрами розміщення S_1/S_2 ($\Delta m=0,03...0,04$). Збільшення значення параметра розміщення труб в пакеті S_1/S_2 та відносного подовження профілю d_2/d_1 супроводжується зменшенням значень показника степені m . Загалом в охоплених вимірами діапазонах геометричних і режимних характеристик показник степені m у формулі (1) змінюється в межах від 0,62 до 0,69.

Для виявлення впливу на теплообмін крокових характеристик пакетів на рис. 3 та 4 приведені залежності чисел Нуссельта від поперечного та повздовжнього кроків труб при фіксованому значенні відношення d_2/d_1 . Наведені на рисунках дані показують, що збільшення поперечного кроку S_1 при постійному S_2 призводить до зростання інтенсивності теплообміну на (8–12) % і навпаки збільшення повздовжнього кроку S_2 при незмінному поперечному зменшує інтенсивність в середньому на (10–13) %.

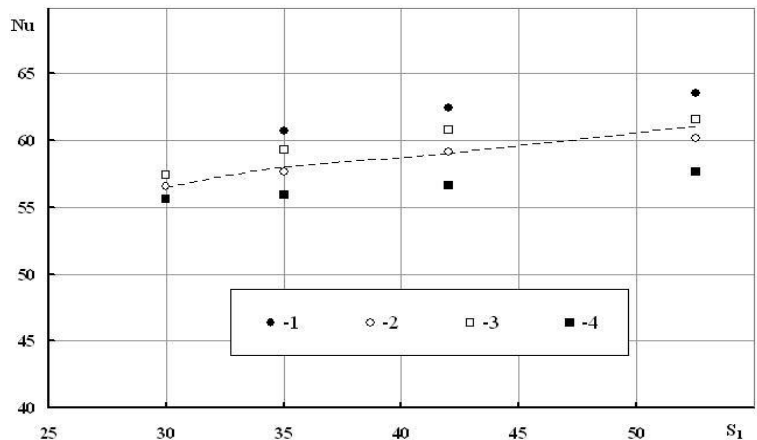


Рис. 3. Залежність чисел Нуссельта від поперечного кроку S_1 при постійному повздовжньому кроці S_2 при $Re_{d1}=10000$: 1 – $S_2=36,5 \text{ мм}$, $d_2/d_1=2,0$; 2 – $S_2=45 \text{ мм}$, $d_2/d_1=2,0$; 3 – $S_2=55,5 \text{ мм}$, $d_2/d_1=2,0$; 4 – $S_2=70 \text{ мм}$, $d_2/d_1=2,0$

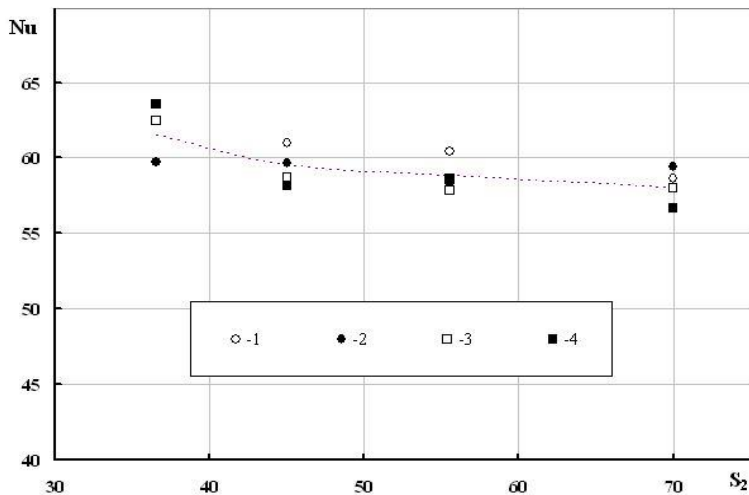


Рис. 4. Залежність чисел Нуссельта від позаддовжнього кроку S_2 при постійному поперечному кроці S_1 при $Re_{d1}=10000$: 1 – $S_1=30$ мм, $d_2/d_1=2,0$; 2 – $S_1=35$ мм, $d_2/d_1=2,0$; 3 – $S_1=42$ мм, $d_2/d_1=2,0$; 4 – $S_1=52,5$ мм, $d_2/d_1=2,0$

Певний інтерес представляють дані з залежності чисел Нуссельта від параметра S_1/S_2 (рис. 5), що найчастіше використовується в якості узагальненого параметра, який характеризує особливості розміщення труб у шахових пакетах. Як свідчать дані рис. 5 при зростанні параметра S_1/S_2 від 0,4 до 1,4 інтенсивність тепловіддачі збільшується на (15–25) %. Простежується також розшарування даних за параметром d_2/d_1 . Таким чином тепловіддача пакетів плоскоовальних труб залежить як від геометрії досліджуваних труб d_2/d_1 , так і від параметрів їх розміщення S_1/S_2 . В межах одного типу труб ($d_2/d_1=const$) зростання чисел Нуссельта становить (8–12) %, а із збільшенням відношення d_2/d_1 від 2 до 5,0 інтенсивність теплообміну змінюється на (10–25) %. Узагальнений параметр S_1/S_2 достатньо повно враховує вплив на теплообмін особливості розташування труб в пакеті і може використовуватись при отриманні узагальнених рівнянь подібності конвективного теплообміну пакетів плоскоовальних труб.

На рис. 6 представлені експериментальні дані для пакетів плоскоовальних труб з різним подовженням профілю d_2/d_1 , віднесені до розрахункових даних для відповідних за кроковими характеристиками пакетів круглих труб, які мають такий самий міделевий переріз [2]. Аналіз представлених даних свідчить, що залежності $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1, S_1, S_2=const)$ є неоднозначними: на інтервалі $1,0 < d_2/d_1 < 2,0$ відносна інтенсивність теплообміну зменшується, на інтервалі $2,0 < d_2/d_1 < 3,0$ – зростає, а на інтервалі $d_2/d_1 > 3,0$ – знову зменшується. Такий характер залежностей, що розглядаються, можна пояснити результатами числового дослідження картини поперечного обтікання циліндру при

різних значеннях d_2/d_1 (рис. 7), виконаних за методикою [15]. Зниження значення $Nu/Nu_{кр}$ на першому інтервалі пояснюється збільшенням, по мірі росту відношення d_2/d_1 , частини поверхні циліндра, що знаходиться в області зворотних течій, які утворюються внаслідок відриву потоку від передньої частини циліндру та характеризуються відносно низькими локальними швидкостями (рис. 7, а, б). Перехід до зростання інтенсивності теплообміну на наступному інтервалі d_2/d_1 пов'язаний з тим, що при збільшенні ступеня витягнутості профілю відбувається приєднання потоку, який відірвався від передньої частини профілю, до плоских бокових поверхонь циліндра (рис. 7, в) і зростанням у межах $d_2/d_1=2,0...3,0$ зони цього приєднання. Таким чином, для профілів, які характеризуються значеннями $d_2/d_1 > 2,0$, на відміну від картини обтікання круглого ($d_2/d_1=1,0$) і близьких до нього ($d_2/d_1 < 2,0$) циліндрів, мають місце два види відриву потоку – в лобовій та кормовій їх частинах. При $d_2/d_1 > 3,0$ (рис. 7, з) характер зміни інтенсивності тепловіддачі в значній мірі обумовлений розвитком течії на бокових плоских частинах профілю: зі збільшенням їх розмірів відповідно зростає товщина пограничного шару на них при фіксованих розмірах зони приєднання за першим відривом, що у підсумку диктує тенденцію падіння величини $Nu/Nu_{кр}$ при збільшенні ступеня витягнутості профілю d_2/d_1 .

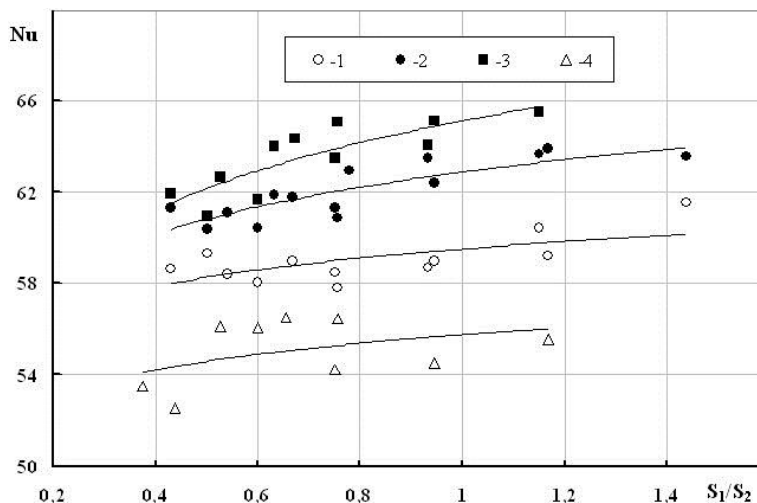


Рис. 5. Залежність $Nu=f(S_1/S_2)$ при $Re_{d1}=10000$: 1 – $d_2/d_1=2,0$; 2 – $d_2/d_1=2,5$; 3 – $d_2/d_1=3,4$; 4 – $d_2/d_1=5,0$

З проведеного аналізу впливових геометричних факторів для узагальнених співвідношень щодо розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі пакетів труб плоскоовальної форми в широкому діапазоні змінення режимних параметрів рекомендується використовувати відношення кроків S_1/S_2 , як ідентифікатор розміщення труб в пакеті та відносне подовження профілю труб d_2/d_1 .

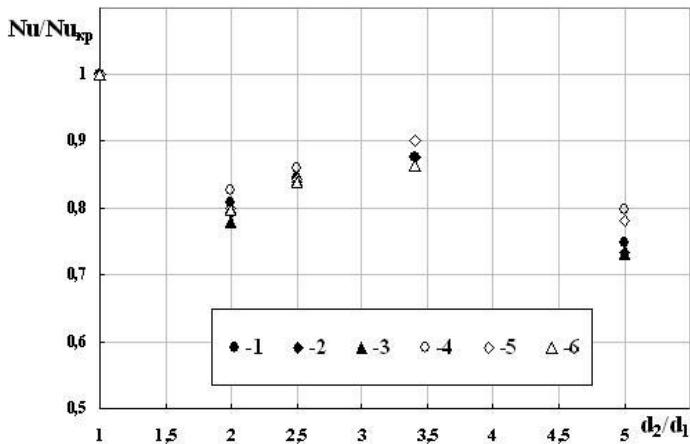


Рис. 6. Залежність $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$ при $Re_{d_1} = 1000$: 1 – $S_1 = 52.5$ мм, $S_2 = 70$ мм; 2 – $S_1 = 52.5$ мм, $S_2 = 55.5$ мм; 3 – $S_1 = 52.5$ мм, $S_2 = 45$ мм; 4 – $S_1 = 42$ мм, $S_2 = 70$ мм; 5 – $S_1 = 42$ мм, $S_2 = 55.5$ мм; 6 – $S_1 = 42$ мм, $S_2 = 36.5$ мм

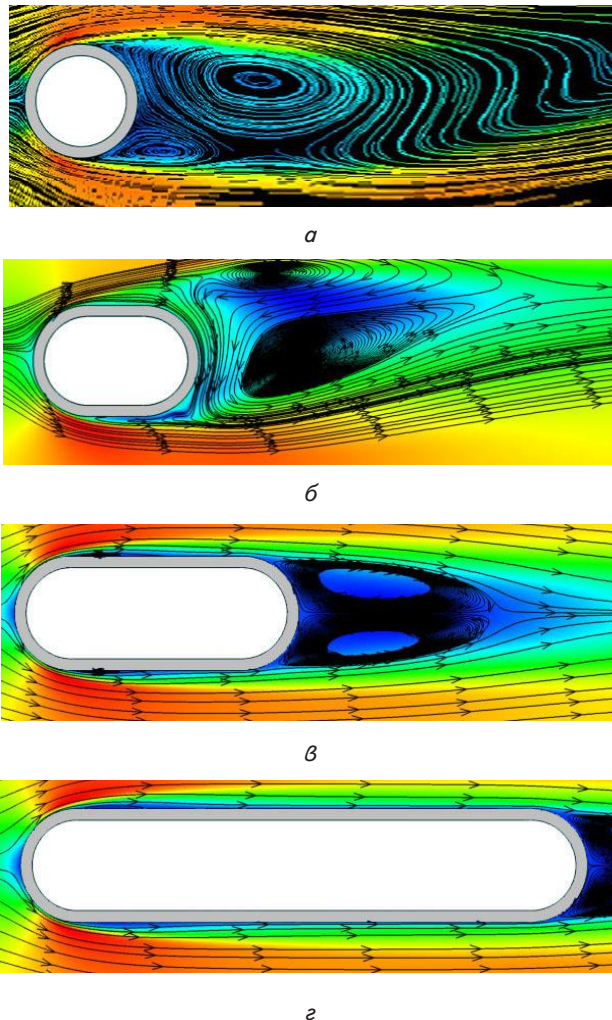


Рис. 7. Обтікання циліндрів (числове моделювання): а – кругла форма; б, в, г – плоскоовальна форма: $d_2/d_1 = 1,5; 2,5; 5,0$

5. Висновки

За результатами досліджень конвективного теплообміну пакетів плоскоовальних труб при $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$, $d_2/d_1 = 2 \dots 5,0$, $S_1/d_1 = 2 \dots 3,5$ та $S_2/d_1 = 2,4 \dots 5,3$, можна зробити наступні висновки:

1. Інтенсивність тепловіддачі залежить від геометрії труб і при варіюванні подовження профілю в межах d_2/d_1 від 2 до 5 змінюється на (10...25) %, а при варіюванні крокових характеристик при $(d_2/d_1 = \text{const})$ на (8–12) %.

2. Показник степені m і C_q в формулі (1) слабо залежать від геометричних характеристик труб та пакетів.

3. Узагальнені рівняння для розрахунку теплообміну плоскоовальних труб слід будувати на основі використання двох безрозмірних геометричних параметрів: відносного подовження профілю d_2/d_1 та відношення кроків S_1/S_2 .

Література

1. Кэйс, В. М. Компактные теплообменники [Текст] / В. М. Кэйс, А. Л. Лондон. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
2. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев. – М. Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
3. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст]: справ. пос. / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 368 с.
4. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст] / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
5. Hasan, A. A. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air [Text] / A. A. Hasan // Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission, 2004. – P. 1–32.
6. Ota, T. Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2 [Text] / T. Ota, S. Aiba, T. Tsuruta, M. Kaga // Bulletin of JSME. – 1983. – V. 26, Issue 212. – P. 262–267. doi: 10.1299/jsme1958.26.262
7. Ota, T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder [Text] / T. Ota, H. Nishiyama, Y. Taoka // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1984. – Vol. 27, Issue 10. – P. 1771–1779. doi: 10.1016/0017-9310(84)90159-5
8. Бурков, В. К. Исследование теплообмена и аэродинамики пучков из овальных труб [Текст] / В. К. Бурков, В. П. Медведский, И. Ю. Кочегарова, Ю. И. Лафа // Теплоэнергетика. – 2010. – № 3. – С. 42–45.
9. Ota, T. Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2 [Text] / T. Ota, S. Aiba, T. Tsuruta, M. Kaga // Bulletin of JSME. – 1983. – V. 26, Issue 212. – P. 262–267. doi: 10.1299/jsme1958.26.262
10. Kondjoyan, A. Effects of free stream turbulence intensity on heat and mass transfer at the surface of a circular cylinder and an elliptical cylinder axis ratio 4 [Text] / A. Kondjoyan, J. D. Daudin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1995. – Vol. 38, Issue 10. – P. 1735–1749. doi: 10.1016/0017-9310(94)00338-v

11. Антуфьев, В. М. Теплоотдача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоку/ конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев, Г. С. Белецкий. – М. – Л.: Машгиз, 1948. – 119 с.
12. Brauer, H. Mitt. Verein Grosskesselbesitzer [Text] / H Brauer – 1961. – Vol. 73. – P. 260–276.
13. Письменный, Е. Н. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоскооальных труб [Текст] / Е. Н. Письменный, В. А. Кондратюк, Ю. В. Жукова, А. М. Терех // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 2/8 (50). – С. 4–8. – Режим доступа: <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/1829/1725>.
14. Письменный, Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оробренных труб [Текст] / Е. Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.
15. Письменный, Е. Н. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением [Текст] / Е. Н. Письменный, В. А. Рогачов, А. В. Баранюк, А. В. Семеняко, М. М. Вознюк // Международный научно-исследовательский журнал. – 2014. – № 1 (20). – С. 30–36.

У роботі викладена сутність процесу охолодження теплого повітря більшою холодною крапельною водою в спеціальному пристрої на основі ежектора з дифузорними та конфузорними проточними частинами. Розроблено фізико-математичну модель та обґрунтовані параметри пристрою для ефективного охолодження повітря в процесі теплообміну, як в ежекторі, так і в профільованому двофазному повітряно-крапельному потоці

Ключові слова: охолодження повітря, краплі води, ежектор, дифузор, конфузор, повітряно-крапельний потік

В работе изложена сущность процесса охлаждения теплого воздуха более холодной капельной водой в специальном устройстве на основе эжектора с диффузорными и конфузорными проточными частями. Разработана физико-математическая модель и обоснованы параметры устройства для эффективного охлаждения воздуха в процессе теплообмена, как в эжекторе, так и профилированном двухфазном воздушно-капельном потоке

Ключевые слова: охлаждение воздуха, капли воды, эжектор, диффузор, конфузор, воздушно-капельный поток

УДК 622.8.7:502

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.36472

РАЗРАБОТКА ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА КАПЕЛЬНОЙ ВОДОЙ

Р. А. Тишин

Аспирант

Макеевский НИИ по безопасности работ в горной промышленности
ул. Лихачева, 60, г. Макеевка, Украина, 86108
E-mail: tishin311210@bigmir.net

И. А. Толкунов

Кандидат технических наук,
начальник кафедры

Кафедра пиротехнической и специальной подготовки факультета гражданской защиты
Харьковский национальный университет

гражданской защиты Украины
ул. Чернышевская, 94, г. Харьков, Украина, 61023
E-mail: tolkunov_ia@mail.ru; psp@nuczu.edu.ua

1. Введение

Для обеспечения нормативных условий труда по факторам качества воздуха во многих отраслях промышленности Украины (металлургической, горной, химической и т. д.) актуальной проблемой является устранение негативных влияний высоких температур (более 26 °С) на рабочих местах, что связано с угрозой заболеваний от перегрева органов дыхания, обезвоживания организма, влияний на сердечнососудистую систему и др. Как показывает практика, в частности в угольной промышленности, для местного охлаждения воздуха без применения специальных кондиционеров наибольший

эффект достигается в процессах гидродинамического орошения теплого воздуха (температурой более 26 °С) капельной водой (температурой порядка 20 °С) [1]. Например, в комплексах мероприятий, направленных на снижение температуры воздуха в рабочих зонах горных выработок, охлаждение рудничного воздуха происходит при диспергировании воды (орошении) в забоях при механическом разрушении горных пород, которые нагреты недрами Земли до температуры (30–40) °С. Для повышения эффекта охлаждения рудничного воздуха на основе воздействия капель воды, актуальным является решение научной задачи повышения энергетической эффективности процесса, что требует разработки фи-