

Література

1. Бондарь, Е. С. Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха. [Текст] / Е. С. Бондарь, П. В. Калугин // Тепловые насосы – 2011. – №2. – С. 25–30.
2. Безродний, М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем кондиціювання повітря. [Текст] / М.К. Безродний, Т.В. Дранік // Наукові вісті КПІ – 2012. – № 6. – С.23–28.
3. Безродний, М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми кондиціювання повітря з рекуператором холоду. [Текст] / М.К. Безродний, Т.В. Дранік // Зб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника» – 2012. – Вип. 4. – С. 5–16.
4. Колесниченко, Н.В. Оценка целесообразности использования тепловых насосов в Украине. [Текст] / Н.В. Колесниченко, Г.Е. Константинов, М.А. Дмитренко // Промышленная теплотехника. – 2011. – №5. – С. 67–73.
5. Ефимов, Н.Н. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий. [Текст] / Н.Н. Ефимов, П.А. Малышев // Теплоэнергетика. – 2009. – №11. – С. 30–33.
6. Мацевитый, Ю.М. Внедрение теплонасосных технологий / Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.
7. Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах. Нормы проектирования. [Текст] – М.: Авок-пресс, 2012. – 18 с.
8. Морозюк, Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. [Текст] / Т.В. Морозюк – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
9. Bernier J. La pompe de chaleur. Mode d'emploi. [Текст] Т. 2 / J. Bernier – Рус edition, 1981. – 372 с.
10. Безродний, М. К. Эффективность применения тепло-вых насосов в установках сушки древесины: моногр. [Текст] / М. К., Безродний, Д. С. Кутра – К.: НТУУ «КПИ», 2011. – 240с.

Приведені результати експериментального дослідження конвективного теплообміну поодиноких труб плоскоовальної і круглої форми в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від 3000 до 25000. Показано, що інтенсивність теплообміну залежить від відносного подовження профілю плоскоовальної труби. Запропонована залежність для розрахунку тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб для $d_2/d_1 = 1.425-2.625$, яка враховує вплив на теплообмін подовження профілю

Ключові слова: теплообмін, обтікання, поперечний, циліндр, труба, плоскоовальний

Приведены результаты экспериментального исследования конвективного теплообмена одиночных труб плоскоовальной и круглой формы в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 3000 до 25000. Показано, что интенсивность теплообмена зависит от относительного удлинения профиля плоскоовальной трубы. Предложена зависимость для расчета теплоотдачи одиночных плоскоовальных труб для $d_2/d_1 = 1.425-2.625$, учитывающая влияние на теплообмен удлинения профиля

Ключевые слова: теплообмен, обтекание, поперечный, цилиндр, труба, плоскоовальный

УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛООБМІН ЦИЛІНДРІВ ПЛОСКООВАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ЇХ ОБТІКАННІ

О. М. Терех

Кандидат технічних наук, старший науковий співробітник*

E-mail: teram57@meta.ua

О. В. Семеняко

Асистент *

E-mail: infinitum@lan.com.ua

В. О. Туз

Доктор технічних наук, професор*

E-mail: valeriy_tuz@list.ru

О. І. Руденко

Кандидат технічних наук, доцент

Кафедра економіки і підприємництва**

E-mail: teram57@meta.ua

В. А. Кондратюк

Аспірант*

E-mail: teram57@meta.ua

*Кафедра атомних електричних станцій

і інженерної теплофізики

**Національний технічний університет України «Київський

політехнічний інститут»

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

1. Вступ

Для створення компактних, ефективних трубчастих теплообмінних пристроїв, виконаних зі складно профільованих труб, на першому етапі розробки необхідно вивчити закономірності впливу геометричних характеристик труб, режимних параметрів на теплообмін насамперед поодиноких труб.

Відмітною особливістю складно профільованих труб від традиційних круглих труб є те, що за рахунок зручного з точки зору омивання профілю труби суттєво зменшується аеродинамічний опір [1-5]. Тому такі поверхні все більше привертають увагу конструкторів і розробників.

2. Актуальність

Для використання складно профільованих труб в якості теплообмінних поверхонь необхідно мати розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі, вплив на нього форми труби, її подовження і ін. До сьогодення часу не існує надійних співвідношень для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, наприклад, для плоскоовальних, каплеподібних труб і їх масивів в широкому діапазоні зміни їх геометричних характеристик та режимних параметрів. З цього випливає актуальність проведених досліджень теплообміну поодиноких труб плоскоовального перерізу в широкому діапазоні змінення подовження профіля.

3. Мета

Встановити вплив відносного подовження профілю d_2/d_1 на інтенсивність теплообміну поодиноких труб плоскоовального перерізу, отримати узагальнену залежність для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі, яка враховує змінення подовження профіля.

4. Методика досліджень

Дослідження конвективного теплообміну плоскоовальних труб та труб круглого профілю при поперечному обтіканні повітряним потоком здійснювалися на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу прямокутного перетину [1]. В робочу ділянку стенда встановлювалися дві бокові плавно профільовані вставки, які забезпечували максимальну швидкість у „живому” перетині робочої ділянки 15 – 16 м/с та захарщення поперечного перетину каналу 0.22 ($k_q = 0.22$). Геометричні характеристики труб плоскоовального і круглого профілю типів 1 – 4 наведені у табл. 1.

Всередину труби встановлювався електронагрівач. В зазори між стінкою труби і нагрівачем засипався порошок корунду. Таким чином на внутрішній поверхні труб забезпечувалися умови $q_w = \text{const}$. Для вимірювання температурного поля поверхні труб на її зовнішній стороні зроблені канавки, в які зачеканювалися мідь-константанові термопари (рис. 1).

Таблиця 1

Геометричні характеристики труб

Найменування величини	Позначення	Труба тип 1	Труба тип 2	Труба тип 3	Труба тип 4
Поперечний розмір плоскоовальної труби	d_1 , мм	20.0	20.0	20.0	20.0
Подовжній розмір плоскоовальної труби	d_2 , мм	28.5	41.5	52.5	20.0
Відношення діаметрів	d_2/d_1	1.425	2.075	2.625	1.0
Довжина труб	h , мм	71	71	71	71
Відношення площі поверхні	$H/H_{кр}$	1.27	1.69	2.03	1.0

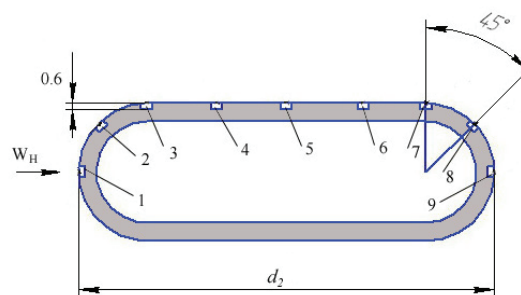


Рис. 1. Розташування термопар на трубі: 1-9 – місця встановлення термопар

Крім досліджень конвективного теплообміну труби круглого профілю в умовах $q_w = \text{const}$, використовувався метод регулярного режиму I роду, який детально описан в [6].

В процесі проведення експериментів визначалися середні конвективні коефіцієнти тепловіддачі безпосередньо за результатами вимірювання температурного поля стінки труби.

Фізичні константи, що входять у вирази для чисел Nu і Re (коефіцієнт теплопровідності та коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря), відносилися до середньої балансової температури потоку. За визначальну швидкість приймалася швидкість потоку в найвужчому перетині робочій ділянці (з урахуванням захарщення каналу трубою), за визначальний розмір – d_1 .

5. Результати досліджень

Дослідження конвективного теплообміну циліндрів проведені в діапазоні зміни чисел Рейнольдса Re_{d_1} від 3000 до 25000 при степені турбулентності потоку що набігає Tu_∞ (3.8 - 4)%.

Розподіли локальних коефіцієнтів тепловіддачі і тиску по периметру круглого циліндра, показують, що в діапазоні зміни турбулентності набігаючого потоку Tu_∞ від 0.3% до 27% і числах Рейнольдса Re_d від 2000 до 80000 зберігається докритичний характер обтікання [2, 3, 7]. При всіх досліджених Re_d і Tu_∞ ці розподіли характеризуються зменшенням коефіцієнтів тепловіддачі в області розвитку ламінарного пограничного шару (від лобової критичної точки вниз по потоку) з подальшим зростанням за точкою відриву у напрямку

до кормової критичної точки. Криві $Nu_{loc} = f(\varphi)$ мають дві точки максимуму при куті 0° і 180° і одну точку мінімуму поблизу точки відриву ламінарного пограничного шару, співвідношення між якими залежить від комбінації значень Re_d і Tu_∞ [7]. Крім цих параметрів на інтенсивність теплообміну поодинокого циліндра впливає і довжина самого циліндра [8, 9]. Пристрої з малими довжинами труб та штирів також зустрічаються в техніці, наприклад, в трубчато-пластинчастих теплообмінниках, пристроях з короткими штирьовими ребрами для охолодження лопаток турбін.

На рис. 2 представлено поле температур в залежності від центрального кута плоскоовального циліндра (по півпериметру) з $d_2/d_1 = 52.5/20$ і $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^4$.

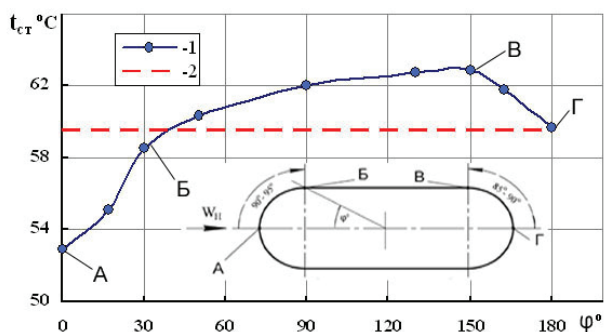


Рис. 2. Залежність розподілу температури по зовнішньому периметру плоскоовального циліндра типу 3 від кута при $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^4$: 1 - експериментальні значення температур; 2 - середня температура поверхні циліндра

Представлена картина розподілів температури на поверхні більш згладжена, без явних екстремумів на відмінність від даних [2, 3] з двох причин: через розтікання теплоти по периметру сталевого циліндра умова $q_w = const$ не зовсім справедлива на зовнішній поверхні циліндра і неможливістю точного визначення місць відриву пограничного шару і його приєднання. Але для якісного аналізу отримані розподіли температур (рис. 2) і локальних коефіцієнтів тепловіддачі (рис. 3) по периметру цілком узгоджуються з розподілами тиску, а також з фізичною картиною обтікання плоскоовального циліндра [10].

У лобовій критичній точці (А) до точки (Б) через утворення ламінарного пограничного шару і зростання його товщини по твірній спостерігається збільшення температури поверхні і відповідно зменшення коефіцієнта тепловіддачі (рис. 2, 3). Поблизу точки (Б) криві $t^* = f(\varphi)$, $\alpha_{лок} / \alpha_{ср} = f(\varphi)$ мають невеликий злом, темп зростання температури і зниження тепловіддачі помітно падає, що побічно підтверджує наявність відриву пограничного шару і приєднання потоку до бічної поверхні плоскоовального циліндра.

На ділянці (Б-В) відбувається нарощування турбулентного пограничного шару на бічній поверхні циліндра, що приводить в свою чергу до зростання температури на бічній поверхні і зменшення інтенсивності теплообміну в цій області. У точці (В), в місці вторинного відриву турбулентного пограничного шару при куті ($85^\circ - 90^\circ$), який відлічується від кормо-

вої критичної точки (Г), спостерігаються максимальна температура і мінімальний коефіцієнт тепловіддачі.

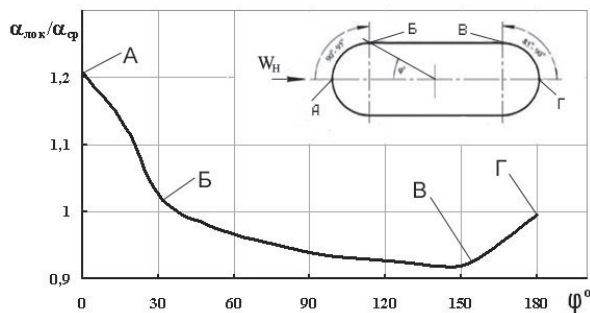


Рис. 3. Залежність відношення коефіцієнтів тепловіддачі по периметру плоскоовального циліндра типу 3 від кута при $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^4$

На ділянці (В-Г) поверхня омивається тривимірним сильно збуреним вихровим потоком для якого характерне зростання інтенсивності теплообміну і зниження температури поверхні тіла.

Отриманий розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі в кормовій області плоскоовального циліндра підтверджуються словами авторів [7], що в кормовій зоні поблизу критичної точки утворення вихорів відбувається в умовах течії з підвищеною турбулентною в'язкістю. У цій області інтенсивність теплообміну визначається відношенням вихрової в'язкості в процесі природного вихроутворення поблизу поверхні тіла і турбулентної в'язкості зовнішнього потоку.

На рис. 4 наведено дані по середньому теплообміну поодиноких труб плоскоовального і круглого профілю. Для круглих труб, як сказано вище, використовувалося два методи визначення коефіцієнтів тепловіддачі: за допомогою електрокалориметрування (точки 4, діаметр циліндра $d=20$ мм) і використання методу регулярного режиму охолодження тіл простої геометричної форми І-го роду (точки 5, діаметр циліндра $d=16$ мм). Різниця в значеннях α , отриманих двома методами, становить (10 - 18)%. У разі електрокалориметрування реалізуються граничні умови $q_w = const$. У разі методу регулярного режиму І роду завдяки розтіканню теплоти в тілі циліндра, реалізуються граничні умови $t_w = const$. Цим можна пояснити відмінність отриманих результатів по двох методах та похибками методики вимірювань. Порівняння даних, отриманих методом регулярного режиму І-го роду і розрахункової залежністю [3, 7] (прямі 7, 8) показало хорошу збіжність дослідних і розрахункових даних.

Аналіз отриманих дослідних даних свідчить про те, що інтенсивність теплообміну циліндрів круглого профілю вище ніж у циліндрів плоскоовального профілю в середньому на 16.5% для плоскоовальної труби типу 1, на 28% для труби типу 2 та на 35% для труби типу 3. В той же час площа поверхні цих труб більше ніж у круглих в 1.27 разів, в 1.69 і більше ніж в 2 рази відповідних круглих труб. Простежується вплив подовження профілю плоскоовального циліндра на інтенсивність теплообміну (на рис. 4 спостерігається розширення дослідних даних за параметром d_2/d_1). Зі збільшенням d_2/d_1 інтенсивність теплообміну знижується (рис. 5).

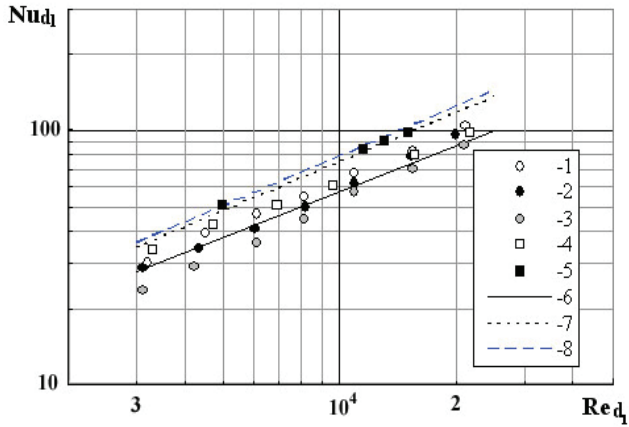


Рис. 4. Залежність $Nu_{d_1}=f(Re_{d_1})$: 1 – $d_2/d_1=1.46$; 2 – $d_2/d_1=2.075$; 3 – $d_2/d_1=2.625$; 4 – $d_2/d_1=1$, $d=20$ мм; 5 – $d_2/d_1=1$, $d=16$ мм; 6 - круглий циліндр, розрахунок по [3], $Tu=0\%$; 7 - круглий циліндр, розрахунок по [3, 7], $Tu=4\%$; 8 - круглий циліндр, розрахунок по [3, 7, 8], $Tu=4\%$, $h/d=3.5$

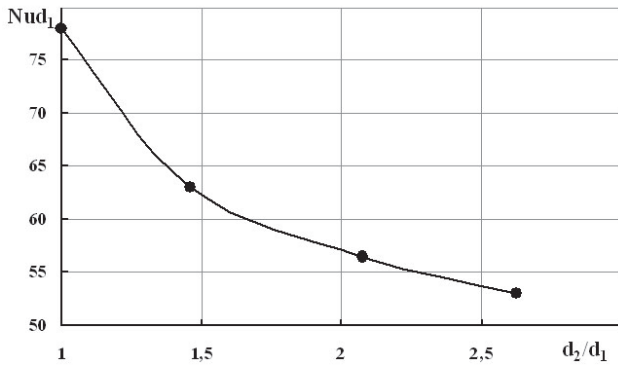


Рис. 5. Залежність чисел Нуссельта від подовження профілю d_2/d_1 при $Re_{d_1}=10^4$

Отримані результати узагальнені у вигляді степеневих залежностей

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

Для розширення області застосування залежності (1) на інші види теплоносіїв в неї вводиться критерій Прандтля в степені 0.37 [3]

$$Nu_{d_1} = 1.136 C_q Re_{d_1}^m Pr^{0.37} \tag{2}$$

При $Tu_{\infty} \sim 0\%$, розрахункове співвідношення для визначення середнього конвективного теплообміну круглого циліндра (пряма 6, рис. 4) виглядає наступним чином [3]

$$Nu_{d_1} = 0.26 Re_{d_1}^{0.6} Pr^{0.37} \tag{3}$$

Степень турбулентності істотно впливає на інтенсивність теплообміну поодиноких труб, інтенсифікація

при цьому може досягати (40 - 60)% [3]. Турбулентність впливає на величину показника степені при числі Рейнольдса в рівнянні подібності (1) (показник степені зростає). Вплив турбулентності враховується введенням в (3) поправочного коефіцієнта [3, 7]

$$C_{Tu} = 1 + 0.09(Re_d Tu)^{0.2} \tag{4}$$

Вплив висоти циліндрів на інтенсивність теплообміну враховується співвідношенням, отриманим в [8]. Інтенсивність теплообміну циліндрів кінцевої довжини збільшується зі зменшенням висоти циліндра. Інтенсифікація теплообміну відбувається за рахунок виникнення на торцях циліндра так званих кінцевих ефектів – підковоподібних вихорів. В нашому випадку при $h/d = 3.5$ поправка, що враховує вплив висоти циліндра становить (1.045-1.05) [8]. Співвідношення для її розрахунку виглядає наступним чином [8]

$$C_{h/d} = 1 + 0.175(h/d)^{-0.9} \tag{5}$$

Таким чином, залежність для розрахунку середнього теплообміну одиночного круглого циліндра можна записати наступним виразом

$$Nu = Nu_0 C_{Tu} C_{h/d} \tag{6}$$

або

$$Nu_{d_1} = 0.26 Re_{d_1}^{0.6} Pr^{0.37} \times [1 + 0.09(Re_d Tu)^{0.2}] [1 + 0.175(h/d)^{-0.9}] \tag{7}$$

При дослідженні теплообміну круглого циліндра при степені турбулентності набігаючого потоку (3.8-4)% значення показника степені при числі Рейнольдса в рівнянні (1) отримано 0.64.

Для циліндрів плоскоовального профілю показник степені при числі Re_{d_1} в рівнянні подібності (1) не залишається величиною постійною - при збільшенні відносного подовження профілю d_2/d_1 величина m зростає (рис. 6).

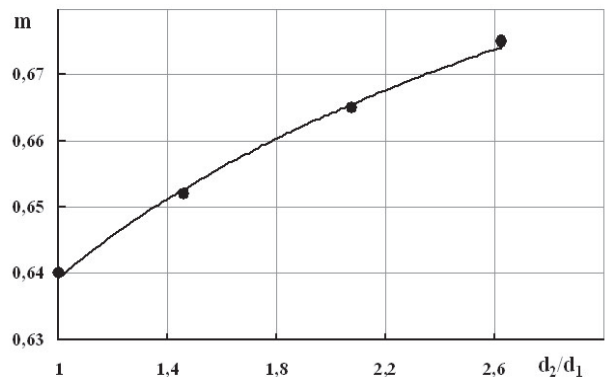


Рис. 6. Залежність показника степені m від d_2/d_1

Крива залежності $m = f(d_2/d_1)$ описується степеневою функцією при середньоквадратичному відхиленні даних $R^2 = 0.997$

$$m = 0.64(d_2/d_1)^{0.055} \tag{8}$$

Крива залежності $C_q = f(d_2/d_1)$ також добре описується степеневою функцією при середньоквадратичному відхиленні даних $R^2 = 1$ (рис. 7)

$$C_q = 0.215(d_2/d_1)^{-0.74} \tag{9}$$

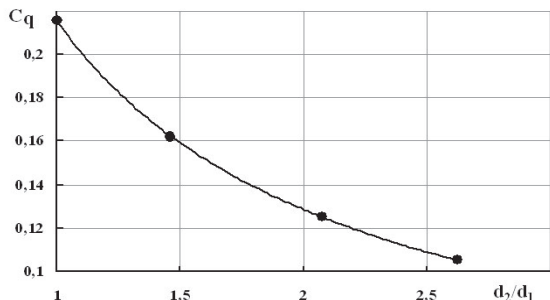


Рис. 7. Залежність коефіцієнта C_q від d_2/d_1

Дослідні значення величин m і C_q представлені в табл. 2.

Таблиця 2

Дослідні значення величин m і C_q в залежності (1)

№ п/п	d_2/d_1	m	C_q
1	1.46	0.652	0.162
2	2.075	0.665	0.125
3	2.625	0.675	0.105
4	1	0.640	0.216

Кінцеве співвідношення для розрахунку середнього, конвективного теплообміну поодиноких плоскоовальних циліндрів ґрунтується на формулах подібності (1), (2). Значення m і C_q розраховуються по залежностям (8), (9) для співвідношення $d_2/d_1 = (1.46 - 2.625)$ в діапазоні змін чисел Рейнольдса від 3000 до 25000 при степені турбулентності потоку що набігає на циліндр $Tu_\infty = 4\%$ і $h/d = 3.5$. Для розрахунку середнього теплообміну круглих циліндрів в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса від 3000 до 25000 при степені турбулентності потоку що набігає Tu від 0% до 20% і зміни h/d від 0 до ∞ пропонується використовувати надійні, апробовані часом залежності (3) – (7) з [2, 3, 7, 8].

Запропоновані узагальнені співвідношення (8), (9) в формулах подібності (1), (2) в явному вигляді враховують вплив на конвективний теплообмін при поперечному обтіканні поодиноких плоскоовальних труб відносного подовження профілю циліндра d_2/d_1 . Точність узагальнених залежностей складає $\pm(5 - 6)\%$.

6. Висновки

1. Інтенсивність тепловіддачі поодиноких труб плоскоовального профілю залежить від відношення d_2/d_1 . При зростанні цього показника інтенсивність теплообміну знижується на (18-22)%.
2. Для реалізованих умов експериментальних досліджень рівень тепловіддачі поодиноких труб плоскоовального поперечного перерізу в залежності від d_2/d_1 на (15-35)% менше, ніж для поодиноких труб круглого профілю.
3. Запропонована узагальнена залежність розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі поодиноких труб плоскоовального профілю для відношень d_2/d_1 , які змінюються від 1.46 до 2.625 при $Tu_\infty = (3.8-4)\%$.

Література

1. Жукова, Ю.В. Аэродинамика и теплообмен плоскоовального цилиндра при вынужденной конвекции [Текст]/ Ю.В. Жукова, А.М. Терех, А.В. Семеняко. Труды V Российской Национальной конференции по теплообмену. – 25-29 октября. – г. Москва. – 2010. – Т.2. – С. 126-128.
2. Жукаускас, А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости [Текст]/ А. Жукаускас, И. Жюгжда. – Вильнюс: Мокслас, 1979. – 240 с.
3. Zhukauskas, A. Heat Transfer of a Cylinder in Cross Flow [Текст] / A. Zhukauskas, Hemisphere Publishing Corporation, 1985.
4. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев – М. Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
5. Кондратюк, В.А. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб [Текст]/ В.А. Кондратюк, В.Е. Туз, А.М. Терех, Ю.В. Жукова, А.Ж. Мейрис//Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №3/8 (57). – С. 39-42.
6. Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст]/ В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
7. Дыбан, Е.П. Теплообмен и гидродинамика турбулизованных потоков [Текст]/Е.П. Дыбан, Э. Я Эпик. – Киев: Наукова думка, 1985. – 296 с.
8. Дыбан, Е.П. Теплообмен цилиндра конечной длины [Текст]/ Е.П. Дыбан, Л.Е. Юшина// Промышленная теплотехника. – 1982. – Т.4. - №5. – С.3-8.
9. Quarmby, A. Effect of finite length on forced convection heat transfer from cylinders [Текст]/ A. Quarmby, A.A.M. Al-Fakhri// Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1980. – V. 23. - № 4. – P. 463-469.
10. Терех, О.М. Обтікання поодиноких циліндрів в поперечному потоці [Текст]/О.М. Терех, О.В. Семеняко, В.О. Туз, В.А. Кондратюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – №2/8 (62). – С. 23-26.