



ХІІ Міжнародна он-лайн конференція
«Проблеми теплофізики та теплоенергетики»
26-27 жовтня 2021 р.

АЕРОДИНАМІКА ТА ТЕПЛООБМІН ПРИ СКЛАДНІЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТА ЗМІШАНОМУ РУСІ ПОВІТРЯ В ПЛОСКОМУ КАНАЛІ

**Доповідач – пров. наук. співроб. лаб. ТМО ПУ відділу ТМПТ
зав. лаб. ТМО ПУ відділу ТМПТ
зав. відділом ТОЕТ
доц. кафедри КН КиМУ**

**Тимощенко А.В.
Кремньов В.О.
Басок Б.І.
Тимощенко О.Б.**

Мета дослідження полягає в вивченні процесу складної теплопередачі в плоскому каналі при змішаному русі повітря та одержанні кількісних показників для розрахунку середніх температурних напорів, коефіцієнтів опору тертя та теплопередачі. Для цього визначено:

- а) середні температури на поверхнях каналу;
- б) розподіл температури повітря по довжині каналу;
- в) місцеві та середньоінтегральні температурні напори по довжині каналу;
- г) місцеві та середньоінтегральні густини теплового потоку на поверхнях каналу;
- д) місцеві та середньоінтегральні коефіцієнти тепловіддачі та числа Нуссельта на поверхнях каналу;
- е) розподіл тиску по довжині та повний перепад тиску в каналі.

Складний теплообмін в повітряному каналі визначається дією радіаційного та конвективного механізмів перенесення. Сумарний тепловий потік визначається при сумісному розгляді рівнянь променевого та конвективного теплообміну. Умови, що визначають особливості складного теплообміну в каналі: а) критерій Больцмана набагато більше одиниці, $Bo \in (10^2; 3 \cdot 10^3)$, механізм, який є визначальним при перенесенні між поверхнями каналу та повітряним потоком – конвекція; б) висока температура нагрітої поверхні каналу, до $700 \text{ }^\circ\text{C}$; в) наявність різниці температур між поверхнями каналу; г) радіаційне перенесення теплоти від нагрітої стінки каналу до холодної; д) турбулентний режим течії в каналі, $Re \in (4 \cdot 10^3; 10^4)$; е) сумісний вплив вільної та примусової конвекції на теплообмін в каналі, $Ra \in (10^5; 6 \cdot 10^6)$.

Метод дослідження базується на проведенні математичного та фізичного моделювання процесів. Математичний експеримент проводиться на тривимірній моделі, що уточнює, наведені вище, особливості задачі. Фізичне моделювання роботи системи повітряного охолодження проводиться на зразках устаткування, виготовлених в натуральну величину, в період дослідно-промислових випробувань.

Результати

Дослідження проводилось з використанням CFD пакета в 3D постановці. Зокрема, для опису радіаційного теплообміну в каналі використовувалась Surface-to-Surface (S2S) модель радіаційного теплообміну. S2S модель використовується для розрахунків радіаційного теплообміну в просторі, обмеженому сірими дифузними поверхнями. Моделювалася неізотермічна течія, розглядався турбулентний режим течії, повітря вважалось ньютонівською рідиною, враховувалася залежність теплофізичних властивостей повітря від температури.

Модель конвективного теплообміну основана на сумісному розв'язанні рівнянь нерозривності, переносу імпульсу, енергії, кінетичної енергії (k) та швидкості дисипації кінетичної енергії (ϵ). Для замикання системи рівнянь приймалася «зв'язка» Прандтля-Колмогорова, основана на локальній аналогії з теорією однорідної та ізотропної турбулентності.

Граничні умови:

$$1) \quad x = -\frac{a}{2}; y \in \left[-\frac{b}{2}; \frac{b}{2}\right]; z \in [0; c] \quad q_0 = -\lambda_{air} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=-\frac{a}{2}} + q_{rad, -\frac{a}{2}}$$

$$2) \quad x = \frac{a}{2}; y \in \left[-\frac{b}{2}; \frac{b}{2}\right]; z \in [0; c] \quad 0 = -\lambda_{air} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=\frac{a}{2}} - q_{rad, \frac{a}{2}}$$

$$3) \quad x \in \left[-\frac{a}{2}; \frac{a}{2}\right]; y = \frac{b}{2}; z \in [0; c] \quad 0 = -\lambda_{air} \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=\frac{b}{2}} - q_{rad, \frac{b}{2}}$$

$$4) \quad x \in \left[-\frac{a}{2}; \frac{a}{2}\right]; y = -\frac{b}{2}; z \in [0; c] \quad 0 = -\lambda_{air} \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=-\frac{b}{2}} - q_{rad, -\frac{b}{2}}$$

$$5) \quad x \in \left[-\frac{a}{2}; \frac{a}{2}\right]; y \in \left[-\frac{b}{2}; \frac{b}{2}\right]; z = 0; \quad G_{inlet} = G_0; T = T_{inlet}; u = v = 0;$$

$$6) \quad x \in \left[-\frac{a}{2}; \frac{a}{2}\right]; y \in \left[-\frac{b}{2}; \frac{b}{2}\right]; z = c; \quad p = 0; G_{outlet} = G_{inlet}; u = v = 0; \\ \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=c} = 0.$$

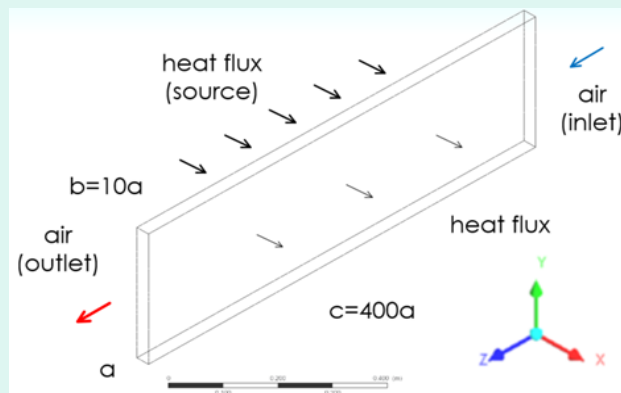
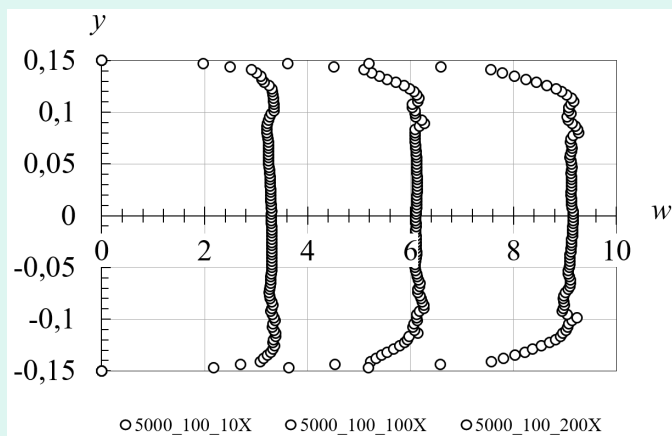


Рис. 1. Схема розрахункової області

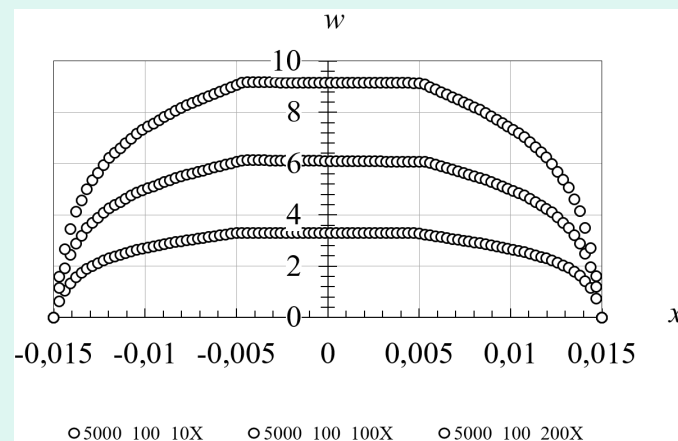
Верифікація адекватності побудованої моделі проводилась через тестове дослідження, в якому для описаної геометрії каналу визначалася інтенсивність конвективного теплообміну в каналі при турбулентній течії потоку, двобічному підведенні теплоти та граничних умовах 2-го роду. Радіаційний теплообмін в каналі не враховувався. Інші характеристики моделі тестового дослідження відповідали величинам, прийнятим для основного дослідження. Густина теплового потоку для двобічного підведення теплоти вибиралася за умовою $q_1 = 0,5q_0$, де q_0 – густина теплового потоку для одnobічного підведення теплоти.

Умовні позначення експериментів

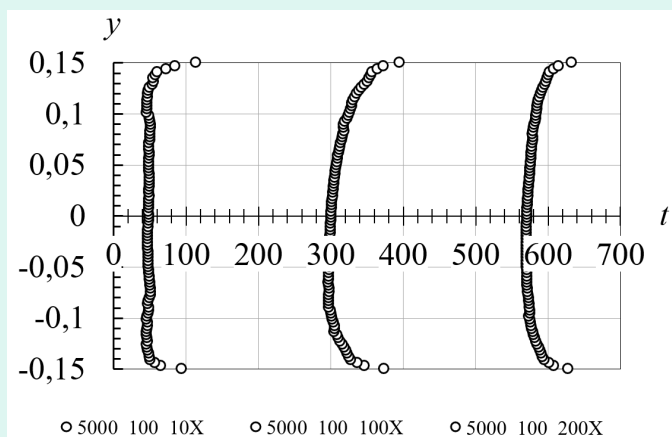
Густина теплового потоку, Вт/м ²	Масова витрата повітря, кг/год			Примітка
	100	150	200	
Одnobічне підведення теплоти				
5000	5000_100_1	5000_150_1	5000_200_1	1
	5000_100_2	5000_150_2	5000_200_2	2
5500	5500_100_1	5500_150_1	5500_200_1	1
	5500_100_2	5500_150_2	5500_200_2	2
6000	6000_100_1	6000_150_1	6000_200_1	1
	6000_100_2	6000_150_2	6000_200_2	2
1 - гаряча поверхня; 2 - поверхня, що не обігривається				



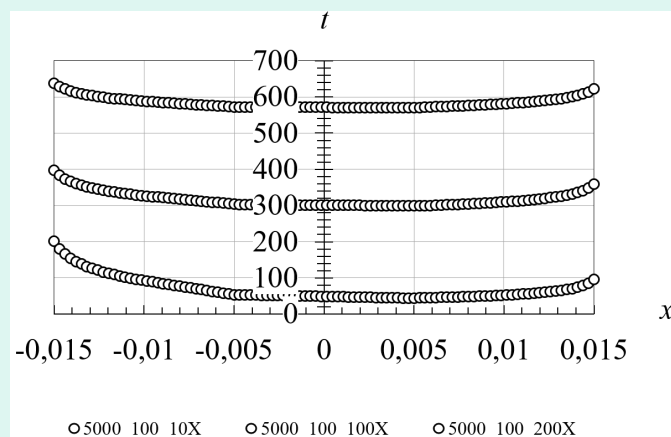
а)



б)

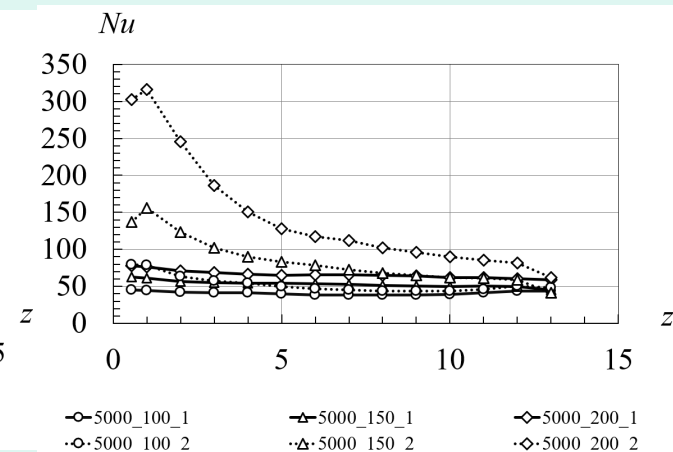
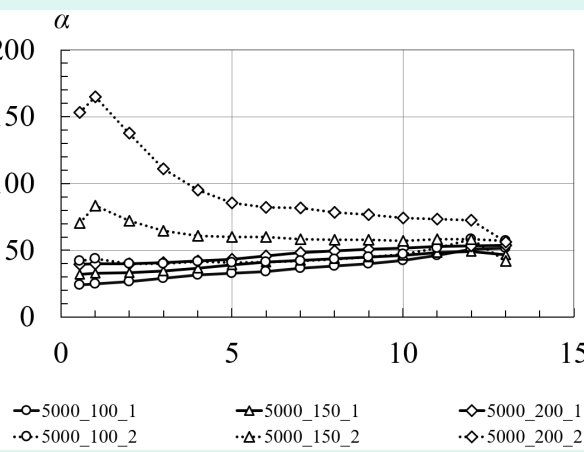
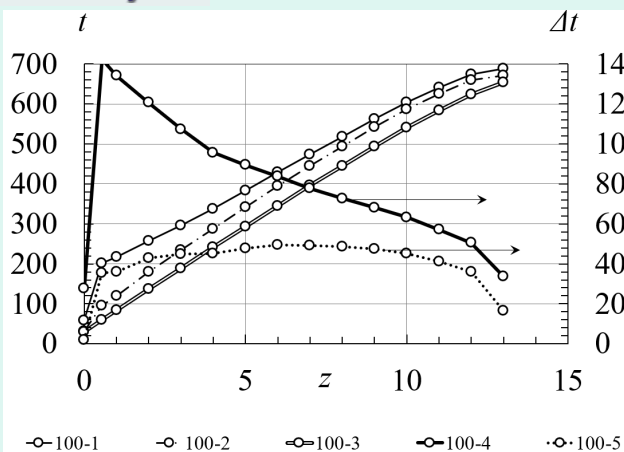


в)



г)

Рис. 2. Профілі швидкостей та температур повітря: (а), (в) в вертикальній центральній площині (ZOY); (б), (г) в горизонтальній центральній площині (ZOX).

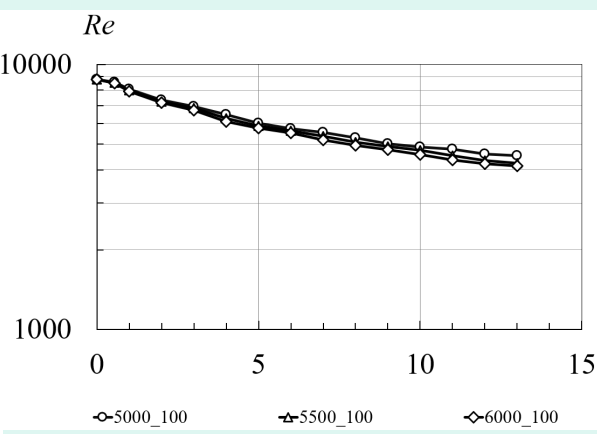
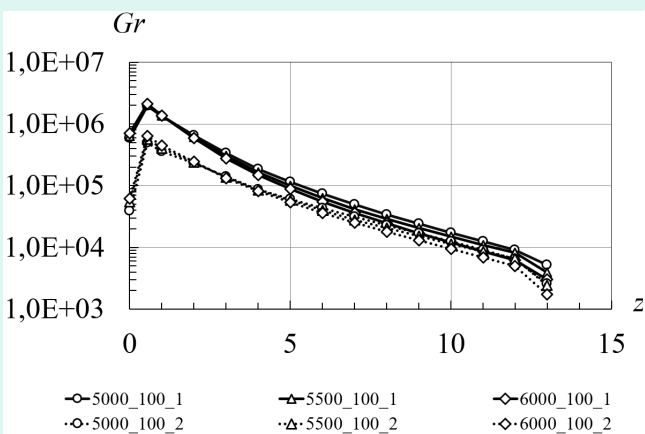


а)

б)

Рис. 4. Зміна локального коефіцієнту тепловіддачі (а) та числа Нуссельта (б) по довжині каналу.

Рис. 3. Зміна температури та температурного напору по довжині каналу ($G = 100$ кг/год, $q_0 = 5000$ Вт/м²).



а)

б)

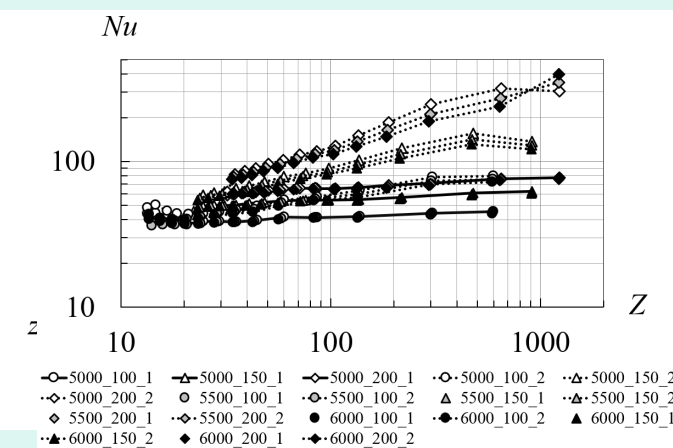
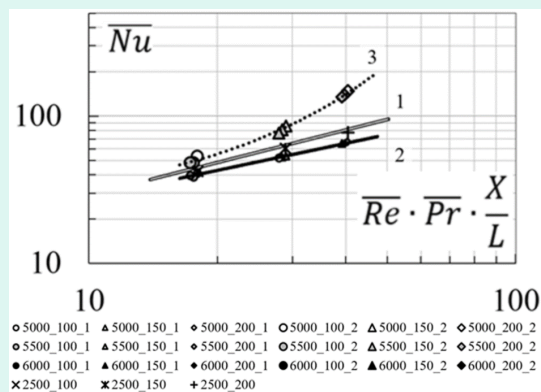
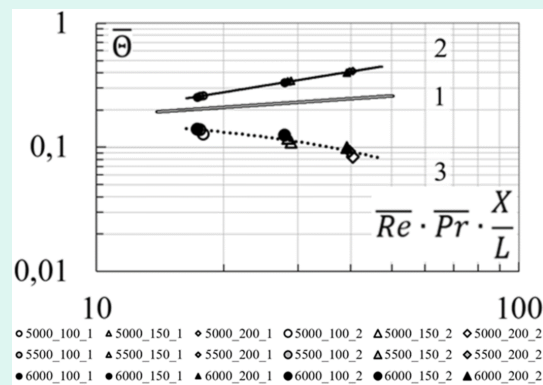


Рис. 6. Залежність локального числа Нуссельта від величини безрозмірної координати.

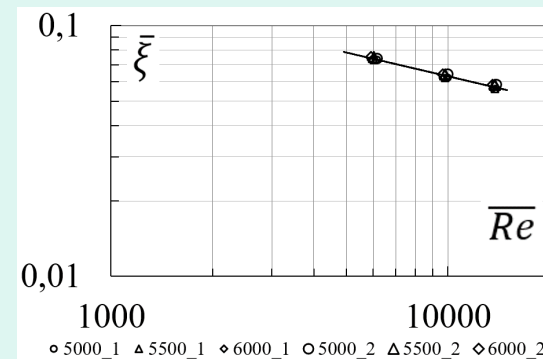
Рис. 5. Зміна числа Грасгофа (а) та Рейнольдса (б) по довжині каналу.



а)



б)



в)

Рис. 7. Залежність середнього числа Нуссельта (а), безрозмірного середнього інтегрального температурного напору (б) та середнього коефіцієнту опору тертя (в) від безрозмірної координати: (1) симетричний обігрів; (2) однобічний обігрів, гаряча поверхня; (3) однобічний обігрів, поверхня, що не обігрівається.

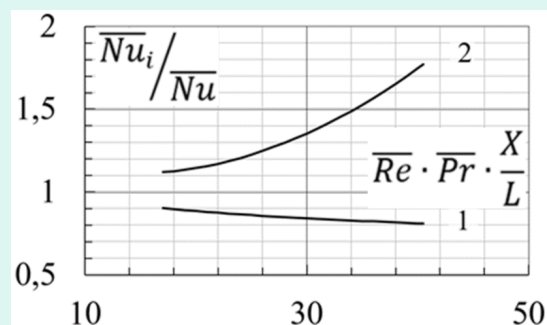


Рис. 8. Залежність відносного числа Нуссельта від безрозмірної координати: (1) гаряча поверхня; (2) поверхня, що не обігрівається.

ВИСНОВОК

Встановлено, що в розглянутому діапазоні величин густини теплового потоку та масової витрати повітря, домінуючим теплообміном між стінками каналу та повітрям, є складний конвективний теплообмін, при якому на примусову конвекцію ($Re > 4000$) впливає вільна конвекція ($10^3 < Gr < 10^7$). Спостерігається відмінність в величинах інтенсивності конвективного теплообміну на гарячій поверхні, та поверхні, що не обігривається. Відмінність в величинах густини теплового потоку сягає 1,5-2,0 разів. Одержано узагальнюючі залежності, які дозволяють обчислити середні числа Нуссельта та середні температурні напори, на поверхнях каналу. Одержано узагальнюючу залежність величини коефіцієнту опору тертя, як функції від величини безрозмірної координати.