

УДК 524.34

Северин Є.О., Задвернюк В.В., Лохманець Ю.В.

Національний Технічний Університет України
«Київський Політехнічний Інститут»

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО- ТА МАСООБМІНУ ДВОФАЗНОЇ ПРОТИТОКОВОЇ ТЕЧІЇ В КАНАЛАХ ПРЯМОКУТНОГО ПЕРЕРІЗУ

Анотація: *В роботі розглядається числове моделювання процесів взаємодії рідкої та газової фаз в протитечійному теплообміннику контактного типу. Проведена оцінка ефективності теплообміну при різних витратних характеристиках газу та рідини.*

Severin E.O., Zadverniuk V.V., Lokhmanets Yu.V.

National Technical University of Ukraine
«Kyiv Polytechnic Institute»

THE HEAT AND MASS TRANSFER PROCESS SIMULATION OF TWO-PHASE COUNTERCURRENT FLOW IN CHANNELS OF THE RECTANGULAR SECTION

Annotation: *This paper considers with the numerical simulation of the liquid and gas phases interaction in the countercurrent heat exchanger of the contact type. The efficiency of heat transfer at the different gas and liquid flow characteristics is estimated.*

Северин В.А., Задвернюк В.В., Лохманець Ю.В.

Национальный Технический Университет Украины
«Киевский Политехнический Институт»

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАСООБМЕНА ДВУХФАЗНО ПРОТИВОТОКОВОГО ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

Аннотация: *В работе рассматривается численное моделирование процессов взаимодействия жидкой и газовой фаз в противоточном теплообменнике контактного типа. Проведена оценка эффективности теплообмена при разных расходных характеристиках газа и жидкости.*

Одним з шляхів інтенсифікації тепломасообмінних процесів в різних апаратах енергетики та теплотехнології є застосування апаратів і пристроїв, в яких процеси теплообміну в газорідних системах відбуваються в умовах безпосереднього контакту газової та рідкої фаз. В останній час такі апарати та пристрої широко застосовуються в якості контактних випарників різних розчинів і водонагрівачів, контактних утилізаторів теплоти відхідних виробничих газів та парогазових сумішей з конденсацією пара, що міститься в них, плівкових охолоджувачів води (градирнях), плівкових охолоджувачів та осушувачів повітря (кондиціонерах) і т. д.

При проектуванні технологічного обладнання часто виникають задачі, в яких течія втрачає стійкість, або існують можливість реалізації декількох режимів течії при одному і тому ж набору критеріальних параметрів. В умовах скорочення фінансування наукових досліджень і фондів розвитку виробництва, експериментальні роботи по створенню нових технологій майже нездійсненні. В зв'язку з цим задача розвитку та вдосконалення числових методів дослідження мультифазної течії стає особливо актуальною.

Для дослідження процесу двофазної течії було розроблено дві числові моделі нестационарного теплообміну у прямокутному каналі (з плоскою та хвилеподібною

стінками), які дозволяють досліджувати режими течії та процеси теплообміну при різних вихідних умовах і спостерігати результати як в статиці, так і в динаміці.

Методика чисельного розрахунку використовує метод скінченних об'ємів [1] та протитоккову схему QUICK. Мультифазність течії враховується за допомогою підходу Ейлера, згідно якого для кожної фази вводиться поняття фазової об'ємної долі. Для відстеження форми міжфазної поверхні між не змішуваними рідинами застосована модель VOF (Volume Of Fluid) [2]. Розрахунки виконано в програмному CFD-пакеті Fluent.

Розглядається задача нестационарної мультифазної течії з урахуванням конвективного теплообміну в каналі при протитокковому русі двох фаз. Чисельна реалізація моделі розглядає ділянку каналу висотою 10 мм та перерізом 5x5 мм. Оскільки модель є симетричною відносно двох взаємоперпендикулярних площин, то для зменшення розмірності моделі і прискорення розрахунків розглядалась тільки одна четверта частина каналу.

На рис. 1 представлені моделі з хвилеподібною (а) та пласкою (б) стінками. На рис. 1 а) вказані геометричні розміри та граничні умови моделі з хвилеподібною стінкою. Дискретизація розрахункової області виконана за допомогою нерівномірної розрахункової сітки з шестиграних елементів, з ущільненням в пристінному шарі для більш точного розрахунку. Загальна кількість елементів цієї чисельної моделі становила 232560. Модель з пласкою стінкою складалася з 112000 елементів, що пояснюється більш простішою геометрією каналу.

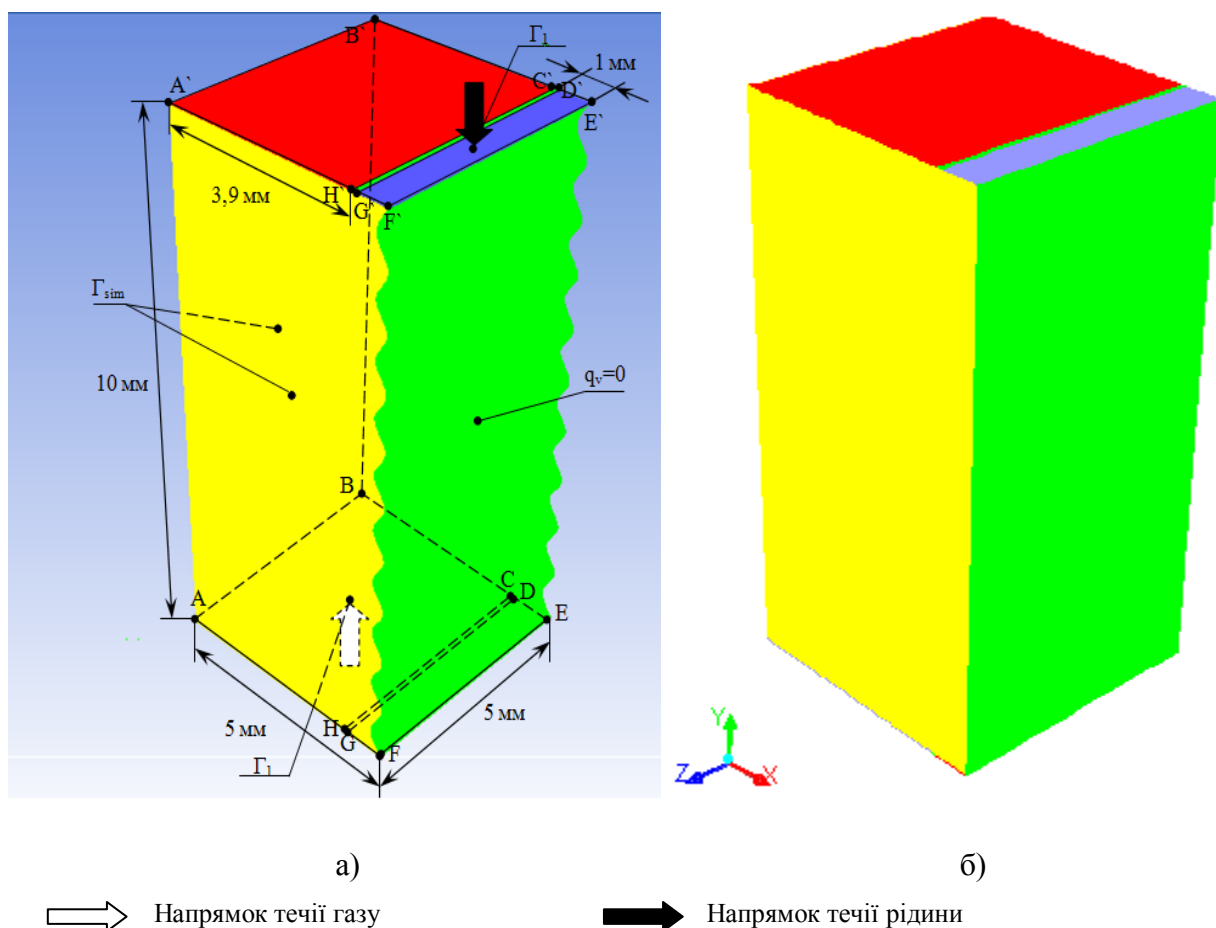


Рис. 1 Геометрія моделі каналу з хвилеподібною (а) та пласкою (б) бічною стінкою.

На входах рідкої та газової фаз задавалися граничні умови першого роду, а саме температура рідини (води) дорівнювала 300 К, а газу (повітря) – 373 К. Було прийнято, що теплопередача до стінок каналу відсутня, тобто задавалися умови адиабатності. Інші теплофізичні властивості досліджуваних фаз (властивості яких близькі до води та повітря відповідно) наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Матеріал	Рідина	Газ
Густина ρ , кг/м ³	998,2	1,225
Питома теплоємність c_p , Дж/(кг·К)	4182	1006,43
Теплопровідність λ , Вт/(м·К)	0,6	0,0242
Коефіцієнт динамічної в'язкості μ , кг/(м·с)	$1,003 \cdot 10^{-3}$	$1,7894 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , м ² /с	$1,0048 \cdot 10^{-6}$	$1,4607 \cdot 10^{-5}$
Температура середовища T , К	300	373

Результатами числових розрахунків є векторні поля швидкостей, границя розподілу фаз, контури статичного тиску та температурні поля.

Були проведені дослідження зміни форми поверхні взаємодії фаз, розрахунки картини двофазної течії полів швидкостей, тисків, температур для каналу з гладкою стінкою і хвилеподібною стінкою при різних об'ємних витратах рідини та зміні швидкостях газу від 1 до 10 м/с. Обробка результатів дозволила визначити режими руху та гідродинамічні характеристики досліджуваного протитечійного процесу в каналі, які представлені у табл. 2.

Так як моделювалася тільки одна четверта частина каналу, то еквівалентний діаметр всього каналу дорівнюватиме:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4F}{p} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{4 \cdot (7,8 \cdot 10^{-3}) \cdot (10 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot (7,8 \cdot 10^{-3} + 10 \cdot 10^{-3})} = 8,764 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad (1)$$

де F – площа поперечного перерізу (для потоку газу);
 p – периметр поперечного перерізу;
 a, b – відповідно ширина та глибина каналу.
 Критерій Рейнольдса знаходиться, як:

$$\text{Re} = \frac{W_{\text{кр}} d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (2)$$

де $W_{\text{кр}}$ – критична швидкість течії для газової фази відповідних режимів, м/с;
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

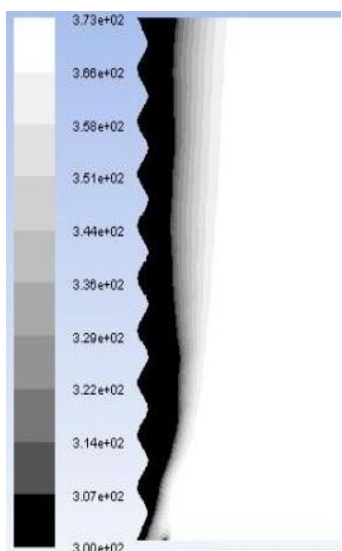
За формулою 2 розраховувались критерії Рейнольдса для всіх режимів протитечійної системи при різних об'ємних витратах рідини та були занесені до табл. 2.

Запропонована модель дає уявлення про миттєві зміни параметрів, геометричної форми границі фазного розподілу. Приклад візуалізації цієї зміни у вертикальному перерізі

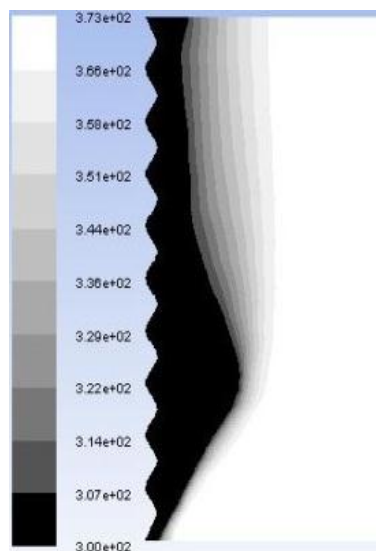
Таблиця 2

Гідродинамічні характеристики двофазного протитечійного процесу в прямокутному каналі з $d_{\text{екв}} = 8,764 \cdot 10^{-3}$ м

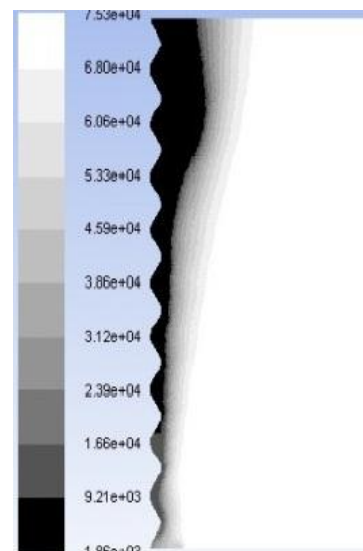
Режим течії	Об'ємна витрата рідини, V , м ³ /с	$W_{\text{кр}}$, м/с	ΔP , Па	$Re = W_{\text{кр}} \cdot d/\nu$
1.	2.	3.	4.	5.
Канал з пласкою стінкою				
1. Плівковий 2. Захлинання 3. Уносу	1,2 · 10 ⁻⁶	7,2..7,5	15	до 4500
		9,5..9,6	23	4500
				5700
1. Плівковий 2. Захлинання 3. Уносу	2 · 10 ⁻⁶	5,5..5,6	22	до 3300
		8,5	30	3300
				5100
1. Плівковий 2. Захлинання 3. Уносу	3 · 10 ⁻⁶	4,0..4,1	28	до 2400
		7,5..7,6	38	2400
				4500
1.	2.	3.	4.	5.
Канал з хвилеподібною стінкою				
1. Плівковий 2. Захлинання 3. Уносу	1,2 · 10 ⁻⁶	8,0	9,8	до 4800
		10,0..10,2	17,5	4800
				6000
1. Плівковий 2. Захлинання 3. Уносу	2 · 10 ⁻⁶	7,4..7,5	12,5	до 4500
		8,9..9,1	22,5	4500
				5400
1. Плівковий 2. Захлинання 3. Уносу	3 · 10 ⁻⁶	7,2..7,3	15,5	до 4400
		8,0..8,1	28,1	4400
				4800



а)



б)



в)

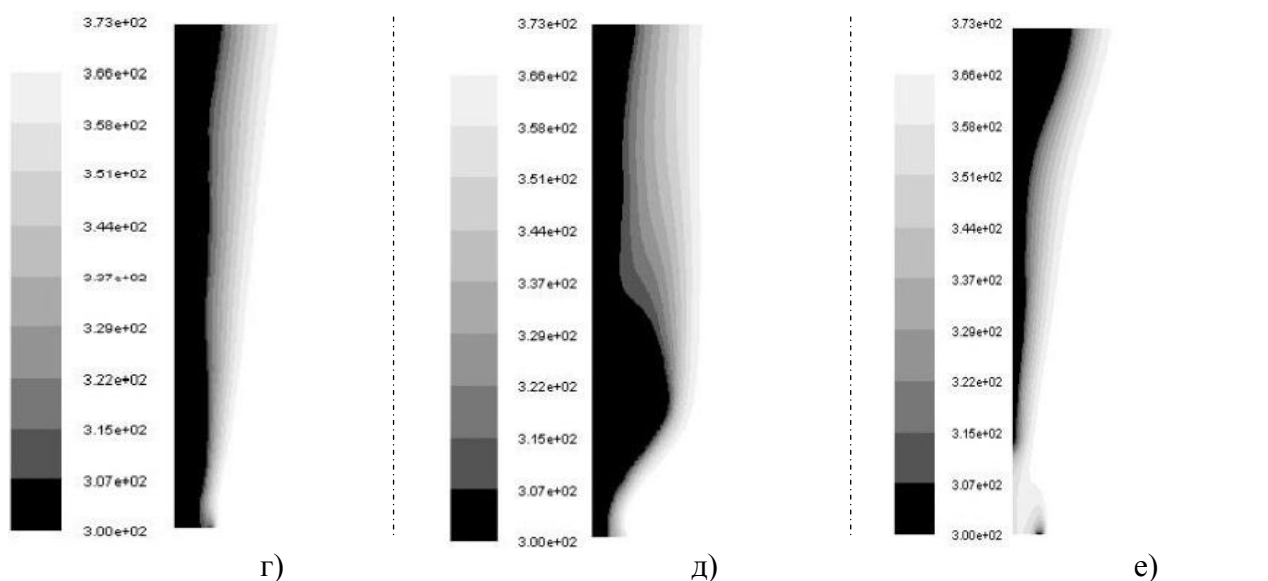


Рис. 3 Температурні поля при різних режимах течії в каналах з хвилеподібною (а, б, в) та пласкою поверхнею (г, д, е):

а), г) – плівковий режим течії ; б), д) – режим захлинання; в), е) – режим уносу.

Поступове збільшення витрати рідини викликає звуження прохідного перерізу для газового потоку, що рухається протитечійно, внаслідок чого, гідравлічний тиск в каналі збільшується. Значення критичної швидкості газу (див. табл. 2) визначають початок зміни плівкового режиму на режим захлинання та переходу до режиму уносу. Порядок чисел Re_c , розрахованих на базі критичних значень швидкості газу і які характеризують перехід режиму руху, наведені в табл. 2. Збільшення значення числа Re при збільшенні об'ємної витрати рідини на хвилеподібній стінці узгоджуються з результатами експерименту в каналі з поверхнею, екранованою сіткою [3]. Наявність канавок у хвилеподібній стінці значно покращує розподіл рідкої плівки по бічній поверхні каналу. Канавки виконують роль накопичувачів і розподільвачів рідини, що навіть при великих числах Re_c дозволяє підтримувати поверхню змоченою.

Отримані в результаті розрахунку температурні поля (рис. 3) дозволяють визначати границі зон з найбільшими та найменшими температурними градієнтами в будь-якій точці досліджуваного каналу. Густина ізотерм (рис. 3) поблизу плівки рідини при плівковому режимі течії значно більша в порівнянні з режимом захлинання. Найгіршим, з точки зору теплообміну між рідиною і газом, є режим уносу, так як контакт між фазами в границях робочої зони каналу практично відсутній – рідина виноситься потужним газовим потоком за межі каналу.

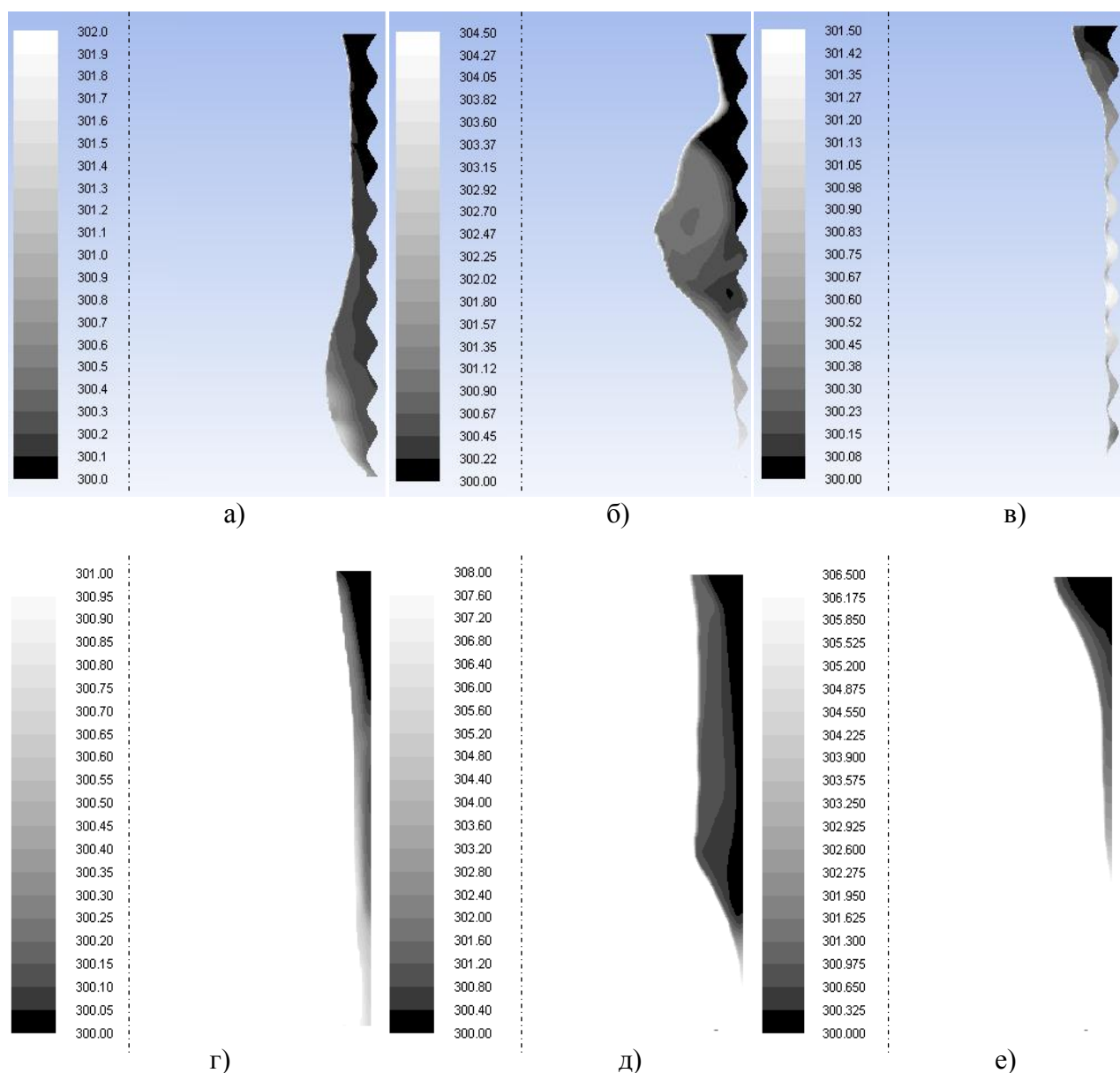


Рис. 4 Температурні поля рідкої фази при різних режимах течії в каналах з хвилеподібною (а, б, в) та пласкою поверхнею (г, д, е): а), г) – плівковий режим течії ; б), д) – режим захлинання; в), е) – режим уносу.

Температурні поля рідкої фази показують, що температура рідини для каналу з пласкою стінкою має більше значення в приграничному шарі (рис. 4), але в каналі з хвилеподібною стінкою рідина є більш прогрітою по всьому шару, тому при цьому теплообмін є більш інтенсивним. Це пояснюється тим, що у каналі з хвилеподібною стінкою площа теплообміну є більшою, ніж у каналі з пласкою стінкою, що викликано більшими збуреннями по всьому каналі.

Розроблена модель дозволяє визначати граничні умови використання апарата, інтенсивність теплообміну, ступінь нагріву рідини та охолодження газу при різних витратах, режимах течії, параметрах потоків, геометричних характеристиках каналу, зокрема, поверхні теплообміну.

Для визначення ефективності теплообміну необхідно скласти масові та теплові баланси при різних витратних характеристиках.

Масовий баланс для газової фази (повітря):

$$m_{\text{ВХ}}^{\text{ПОВ}} = m_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ПОВ}} + m_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ПОВ}} \quad (3)$$

та аналогічно для рідини (води):

$$m_{\text{ВХ}}^{\text{ВОД}} = m_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ВОД}} + m_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ВОД}} \quad (4)$$

де $m_{\text{ВХ}}^{\text{ПОВ}}$, $m_{\text{ВХ}}^{\text{ВОД}}$ – масова витрата на вході повітря та води відповідно, кг/с;

$m_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ПОВ}}$, $m_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ВОД}}$ – масова витрата на виході через верхню частину каналу повітря та води відповідно, кг/с;

$m_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ПОВ}}$, $m_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ВОД}}$ – масова витрата на виході через нижню частину каналу повітря та води відповідно, кг/с.

При цьому тепловий баланс матиме такий вигляд (для повітря):

$$\Delta Q_{\text{ПОВ}} = c_p^{\text{ПОВ}} \cdot \left(m_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ПОВ}} \cdot (T_{\text{ВХ}}^{\text{ПОВ}} - \bar{T}_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ПОВ}}) + m_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ПОВ}} \cdot (T_{\text{ВХ}}^{\text{ПОВ}} - \bar{T}_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ПОВ}}) \right) \quad (5)$$

та аналогічним чином для рідини (води):

$$\Delta Q_{\text{ВОД}} = c_p^{\text{ВОД}} \cdot \left(m_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ВОД}} \cdot (T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОД}} - \bar{T}_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ВОД}}) + m_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ВОД}} \cdot (T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОД}} - \bar{T}_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ВОД}}) \right), \quad (6)$$

де $c_p^{\text{ПОВ}}$, $c_p^{\text{ВОД}}$ – питома теплоємність повітря та води відповідно, Дж/(кг·К);

$T_{\text{ВХ}}^{\text{ПОВ}}$, $T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОД}}$ – задана температура на вході повітря та води відповідно, К;

$\bar{T}_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ПОВ}}$, $\bar{T}_{\text{ВИХ.Н.}}^{\text{ВОД}}$ – середня температура на виході через нижню частину каналу повітря та води відповідно, К;

$\bar{T}_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ПОВ}}$, $\bar{T}_{\text{ВИХ.В.}}^{\text{ВОД}}$ – середня температура на виході через верхню частину каналу повітря та води відповідно, К.

Складання масових балансів показало велике розбіжність, що обумовлено нестационарністю процесів. Тобто значення витрат на вході та виходах з каналу не співпадали у відповідний момент часу. У зв'язку з цим складання теплових балансів за цим методом (рівняння 3-6) не є досить коректним.

Тому для визначення теплового потоку від газу до рідини були розроблені функції поля (*Custom Field Functions*) при використанні програмного пакету ANSYS Fluent:

$$Q_{\text{ПОВ}} = c_p^{\text{ПОВ}} \cdot \rho^{\text{ПОВ}} \cdot V_Y \cdot T_{\text{stat}} \cdot \alpha^{\text{ПОВ}} \quad (7)$$

де $\rho^{\text{ПОВ}}$ – густина повітря, кг/м³;

V_Y – швидкість руху повітря вздовж осі Y, м/с;

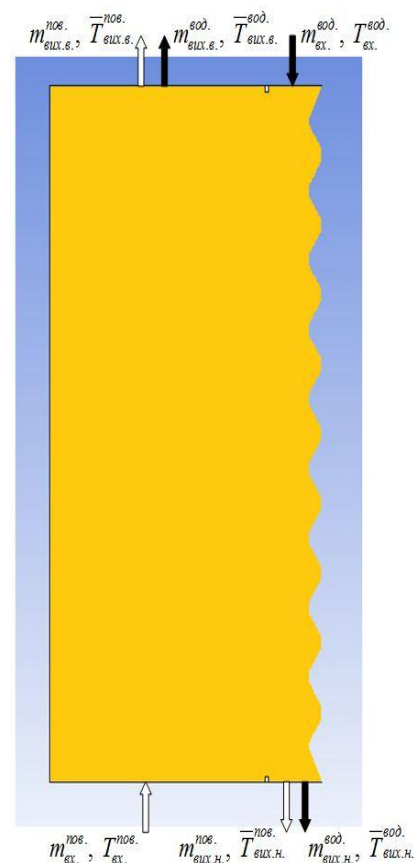


Рис. 5 Визначення масового та теплового балансів

T_{stat} – статична температура суміші, К;

$\alpha^{пов}$ – об’ємна частка повітря в суміші, у. о.;

Проінтегрувавши даний вираз (7) для всіх комірок на вході та виходах з каналу можна отримати теплові потоки повітря. Занесемо у табл. 3, 4 розраховані за даною функцією (7) теплові потоки при різних витратах води та повітря та побудуємо відповідні графіки залежностей для каналу з плоскою (рис. 6) та хвилеподібною (рис.7) стінкою.

Таблиця 3

Тепловий потік при різних витратних характеристиках для каналу з плоскою стінкою

Об’ємна витрата рідини, $V, \text{ м}^3/\text{с}$	Швидкість потоку газу $W, \text{ м/с}$								
	1	3	4	5	6	7	8	9	10
1,2	0,4265	0,5422	0,7136	0,8153	0,9841	1,3024	1,4004	0,9558	0,5583
2	0,4512	0,61187	0,7556	0,8673	1,0234	1,1729	1,18543	0,8544	0,6433
3	0,4853	0,6381	0,80647	0,9274	1,0485	1,1523	0,82354	0,7003	0,7536

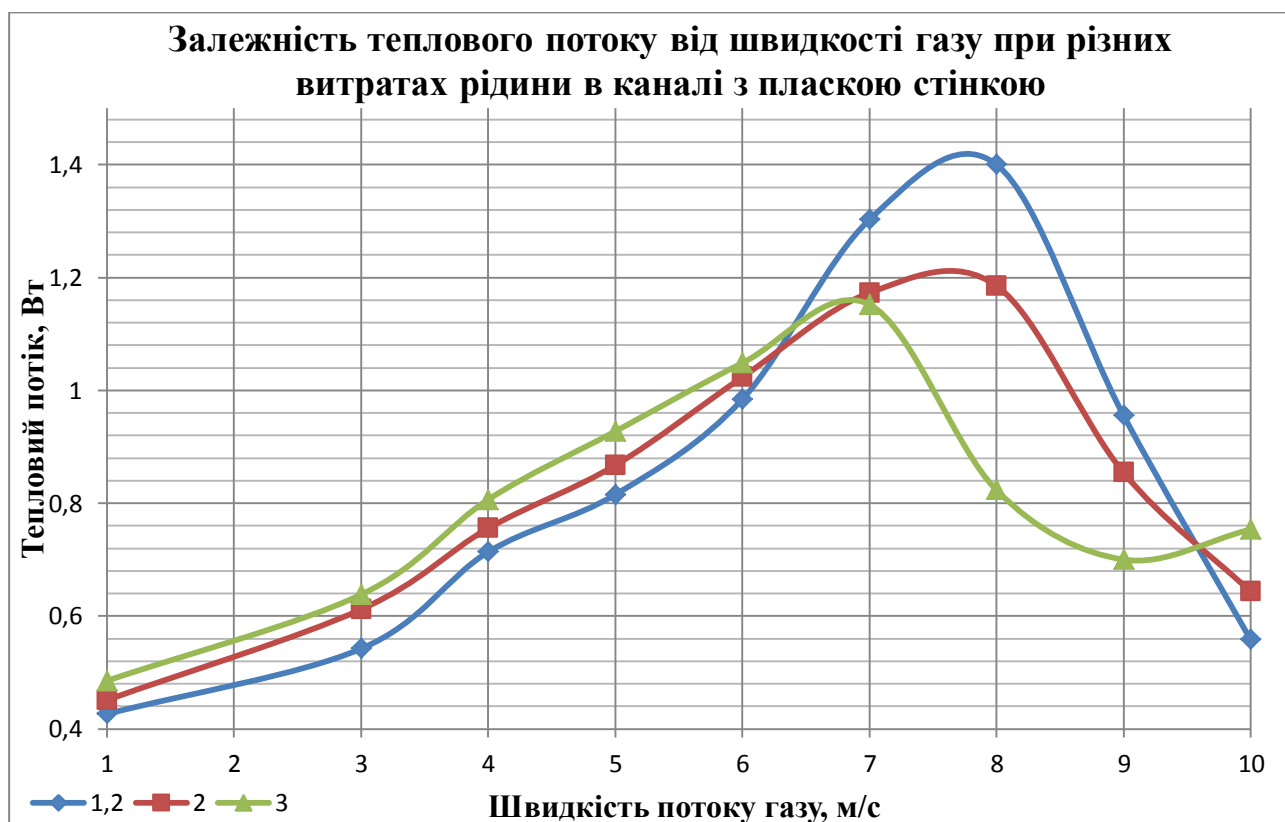


Рис. 6

Таблиця 4

Тепловий потік при різних витратних характеристиках для каналу з хвилеподібною стінкою

Об'ємна витрата рідини, $V, \text{ м}^3/\text{с}$	Швидкість потоку газу $W, \text{ м/с}$								
	1	3	4	5	6	7	8	9	10
1,2	0,5966	0,8854	1,1885	2,1567	3,7584	5,367	6,2635	6,5488	3,1657
2	0,6216	1,0682	1,53	2,564	4,1465	5,83976	6,0468	4,4368	3,5486
3	0,65323	1,1235	1,7557	2,7032	4,3647	5,9484	5,6729	4,2354	3,7465

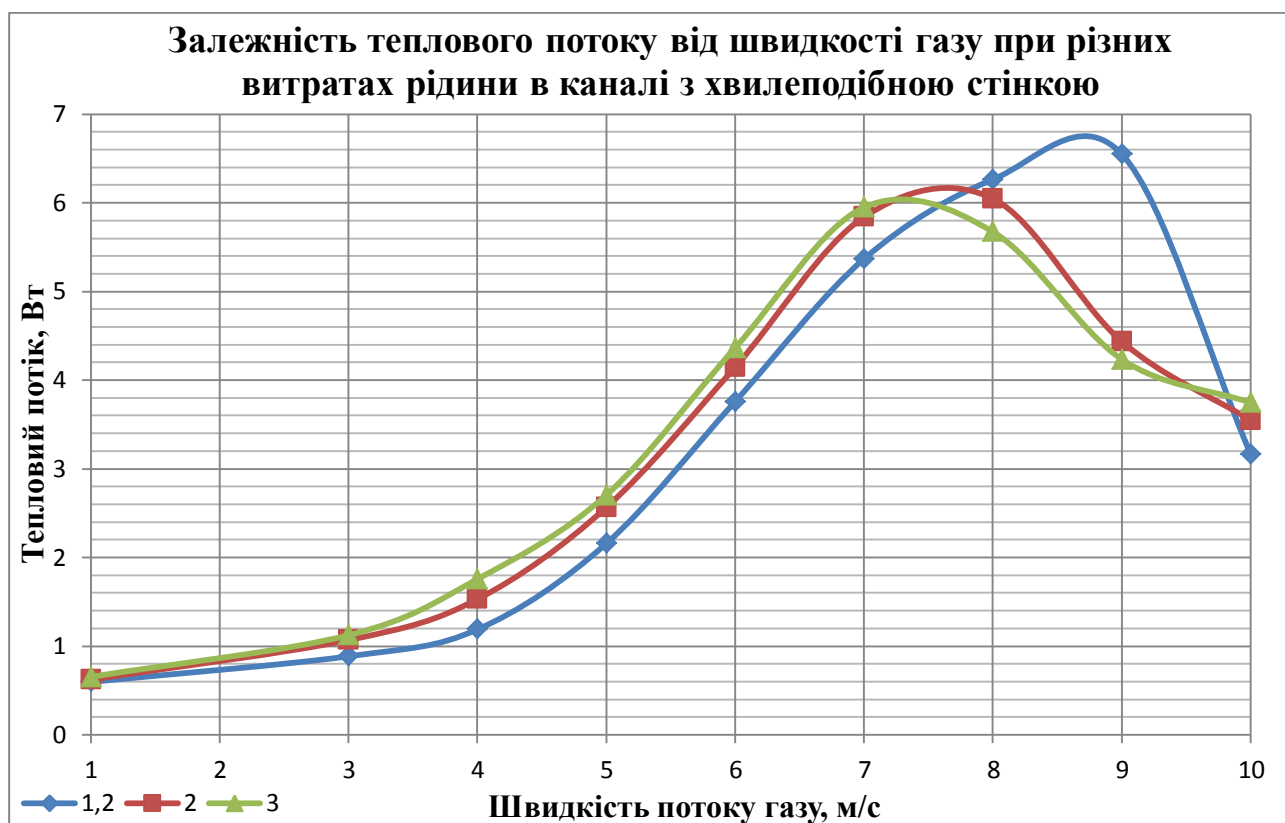


Рис. 7

Розрахунки показали, що тепловий потік збільшується при підвищенні швидкості газу при плівковому режимі та режимі захлинання. При подальшому збільшенні швидкості газу тепловий потік різко зменшується, що пояснюється уносом води за межі каналу та зменшенню площі теплообміну. При чому теплообмін краще при більшій об'ємній витраті рідини.

Якщо порівнювати дві моделі, то для канал з хвилеподібною стінкою показав значно більшу ефективність теплообміну, ніж канал з пласкою стінкою.

Так як при меншій об'ємній витраті режим уносу настає при більшій швидкості руху газу, то найбільш ефективний теплообмін спостерігається саме при витраті рідини 1,2 м³/с при граничній швидкості газу (до режиму уноса).

ВИСНОВКИ

- Розроблено математичну модель нестационарного теплообміну в мультифазній системі, яка дозволяє досліджувати режими течії та процеси теплообміну при різних вихідних умовах і спостерігати як миттєві їх характеристики, так і їх динаміку.
- Виконано числову реалізацію моделі за допомогою методу скінчених об'ємів, та адаптовано для розрахунків стандартне програмне забезпечення. Проведено ряд числових розрахунків та отримано розподіл температурних полів та характер розподілу полів швидкостей в прямокутному каналі.
- Розроблена чисельна модель дозволила визначити перехідні режими руху фаз. Візуалізація результатів розрахунків значно доповнює результати натурних експериментів, покращує деталізацію загальної картини процесу та допомагає у визначенні локальних характеристик процесу. В кінцевому рахунку, модель дозволяє прискорити і уточнити дослідження, підвищити ефективність використання теплової енергії.
- З точки зору енергоефективності модель з хвилеподібною стінкою є кращою, ніж модель з хвилеподібною стінкою. А найбільш ефективний теплообмін спостерігається при більшій швидкості газу в такому діапазоні, що відповідає режиму захлинання.
- Заплановано подальший розвиток моделі в напрямку дослідження двофазних протічійних процесів з врахуванням масообміну при конденсації чи випаровуванні на границі розподілу фаз, а також дослідження течії при типах стінок каналу.

Перелік використаних джерел:

1. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / Патанкар С.; [пер. с англ. В. Д. Виленского] – М: Энергоатомиздат, 1984. – 153 с.
2. C. W. Hirt and, V. D. Nichols. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. Journal of Computational Physics, 1981. – pp:201–225.
3. Задвернюк, В. В. Дослідження характеристик роботи контактної конденсатора з насадкою, екранованою сітчастою поверхнею з метою підвищення його енергоефективності. / В. В. Задвернюк, В. І. Шкляр // Екологія. Економіка. Енергозбереження: матеріали V Міжнародної ювілейної науково-практичної конференції (14-16 травня 2009 р.) / О. Г. Гусак. – Суми : СумДУ, 2009. – С. 80-82.