

УДК 536.24

**ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ
ЧИСЕЛЬНОМУ МОДЕЛЮВАННІ ТРУБНОГО ПУЧКА****Троханяк В.І., аспірант****Національний університет біоресурсів і природокористування України*
Тел/факс (044) 527-8097

Анотація – проведено моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах кожухотрубного теплообмінника з шаховим розміщенням пучків труб. Отримано поля швидкостей, температур і тисків у каналі теплообмінника. Проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та процесів переносу теплоти в цих каналах. В статті запропоновано методику виведення коефіцієнта тепловіддачі на поверхнях трубного пучка використовуючи пакет прикладних програм ANSYS Fluent.

Ключові слова: Математичне моделювання, процеси тепло- і масопереносу, експеримент, методика, коефіцієнт теплообміну.

Постановка проблеми. В літературі розглянуто багато робіт із визначенням коефіцієнта тепловіддачі. Однак надзвичайно мало робіт, де вивчалось комп'ютерне математичне моделювання трубного пучка перехресного току та виведення коефіцієнта тепловіддачі із результатів розрахунку при математичному моделюванні.

Аналіз останніх досліджень. Для визначення теплового стану трубного пучка теплообмінного апарата необхідно знання температур і коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні пучка. Дані результати можна отримати в ході експериментальних досліджень. Однак підготовка експерименту та обробка результатів досить трудомісткий процес. Другий спосіб – отримання розподіл параметрів для реальної конструкції за допомогою комп'ютерного математичного моделювання. Дане моделювання допомагає в ході процесу вдосконалювати конструкцію з метою отримання бажаних результатів.

Дана робота представляє результати комп'ютерного математичного моделювання процесів тепло- масообміну трубного пучка кожухотрубного теплообмінника за допомогою ANSYS Fluent. Дано рекомендації по проведенню гідро газодинамічних розрахунків для отримання значення середнього коефіцієнта тепловіддачі на поверхні

трубного пучка. Модель була побудована в CAD програмі Solid Works і з наступним експортом в програму для побудови сітки в ANSYS Meshing.

Експериментальні дані по визначенню тепловіддачі шахових пучків труб з конфігурацією розташування 1,5x1,5 в кінцевій обробці представлені в [1]. Зв'язок між гідродинамікою і тепловіддачею виражається показником степені при числу Re_f , який для всіх пучків рівний 0,6. Детальний аналіз [2] та обробка інформації показала кінцеву узагальнену формулу визначення числа Нуссельта в глибинних рядах різних шахових пучків при $a/b < 2$

$$Nu_f = 0.35(a/b)^{0.2} Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (1)$$

де a – поперечний крок, м;
 b – поздовжній крок, м;
 Re – число Рейнольдса;
 Pr – число Прандтля.

Звідси

$$a = Nu_f \cdot \lambda / d_3 \quad (2)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
 d_3 – зовнішній діаметр труби, м.

Множник $(Pr_f/Pr_w)^{0.25}$ рівний 1, лише для повітря, і в даному випадку ним можна знехтувати.

Також визначивши величину теплового потоку Q при конвективному теплообміні за законом Ньютона-Ріхмана [3] ми отримаємо коефіцієнт тепловіддачі за виразом

$$a = Q / F(t_{нов} - t_{ст}) \quad (3)$$

де F – загальна площа трубного пучка, м².
 $t_{нов}$ - температура повітря, °С;
 $t_{ст}$ - температура стінки, °С.

Слід підкреслити, що числове значення коефіцієнта тепловіддачі α не можна розглядати як просту функцію величин Q , F , $t_{нов}$ і $t_{ст}$, як це видно з виразу (3). Це означає, що коефіцієнт α при однакових значеннях наведених величин може бути різний, значення якого залежать від умов передачі теплоти.

Методи розрахунку коефіцієнта тепловіддачі (Surface Heat Transfer Coef.) в ANSYS Fluent відповідно [4] загальновідомі. Вказаний коефіцієнт розраховується по формулі

$$a = q_w / (T_{WALL} - T_{REFF}) \quad (4)$$

де q_w – тепловий потік, Вт/м²;
 T_{WALL} – температура потоку на стінці, °С;
 T_{REFF} – середня температура пристіночного контрольного об'єму або задана температура на вході, °С.

Формула (4) враховує як конвективний теплообмін, так і променистий теплообмін (якщо останній входить в фізичну модель).

Однак при використанні даного способу існує проблема, а саме, значно підвищений коефіцієнт теплообміну, оскільки використовується задана постійна температура на вході в теплообмінник. Тому результати, отримані згідно (4) не можна вважати адекватними.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах кожухотрубного теплообмінника з шаховим розміщенням пучків труб. Визначення коефіцієнта теплообміну на поверхнях трубного пучка використовуючи пакет прикладних програм ANSYS Fluent.

Основні матеріали досліджень. Найпоширенішими конструкціями теплообмінників, які переважно використовуються в енергетичному устаткуванні, є рекуперативні теплообмінники. За своїми конструктивними відмінностями ці теплообмінники розділяються на кожухотрубні та пластинчасті. Кожна з цих конструкцій має свої переваги та недоліки і залежно від гідродинамічних та температурних режимів роботи цих теплообмінників вибирається певний тип теплообмінника.

Розглянемо кожухотрубний теплообмінник із кожухом прямокутного перерізу, в якому розміщені пучки труб в шаховій конфігурації при поперечному їх обтіканні. Пучки труб розділені на три секції, так як він триходовий.

Масова витрата повітря (G_{Inlet}) на вході в теплообмінний апарат становить 1,25 кг/с з початковою температурою $T_{\text{Inlet}}=40$ °С. Висота труб – 1 м, їх зовнішній діаметр 10 мм. Товщина стінки 1 мм. Температура на внутрішній поверхні труб в першій секції починаючи від входу трубного пучка 11,46 °С, другої та третьої секції 10,88 °С і 10,3 °С відповідно. Загальна кількість труб в теплообміннику становить 150 шт. Проведено інженерний розрахунок даного теплообмінного апарату, результати якого співпадають з експериментальними даними [1] з точністю до 3 %. Таким чином ми можемо повністю опиратись на наш розрахунок і брати його за основу.

Проведено чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника шахової конфігурації, використовуючи пакет прикладних програм САПР ANSYS Fluent.

В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса та рівняння конвективного переносу енергії. У розглянутому випадку вибрано стандартну k-ε модель турбулентності.

Для отримання адекватних результатів, які б відповідали експериментальним даним використовуючи формулу (3) рекомендуємо наступний метод визначення коефіцієнта теплообміну

$$a = Q / F \cdot \Delta T \quad (5)$$

Для розрахунку теплового потоку Q складаються рівняння теплового балансу, які базуються на законі збереження енергії. Тепловий баланс [3] виражається рівністю

$$Q = G_{inlet} \cdot c_p \cdot (T_{inlet} - T_{outlet}) \quad (6)$$

де c_p – теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К);

T_{inlet} – задана температура на вході в теплообмінник, °С;

T_{outlet} – розрахункова температура на виході з теплообмінника, °С;

Різниця температур між стінкою та повітрям, визначається за формулою

$$\Delta T = \left(\frac{T_{inlet} + T_{outlet}}{2} \right) - T_{w.t.} \quad (7)$$

де $T_{w.t.}$ – розрахункова температура на зовнішній стінці труби, (T_{WALL TEMP. (OUTER SURFACE)}), °С.

Таким чином, з розрахунків комп'ютерного математичного моделювання отримані результати, які наведені в табл. 1.

Таблиця 1 - Результати дослідів.

Параметри	Результат	Параметри	Результат
Величина теплового потоку, Вт	26486	Температура на виході з теплообмінника, °С	19
Швидкість повітря в найвужчому перерізі каналу, м/с	30,7	Різниця температур між стінкою та повітрям, °С	18,6
Різниця тисків в каналі на вході і виході, Па	3800	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·К)	303

Результати чисельних розрахунків подано на рис. 1-3. На рис. 1 наведено поле швидкостей у каналах теплообмінника. Аналіз отриманого поля швидкостей показує, що максимальні значення швидкості потоку спостерігаються біля бокових стінок теплообмінника, причому їх значення на третину перевищують величину швидкості в міжтрубних каналах. В окремих точках каналу швидкість повітря досягає поблизу стінок 41 м/с, а середня швидкість повітря у найвужчому поперечному перерізі каналу становить близько 31 м/с.

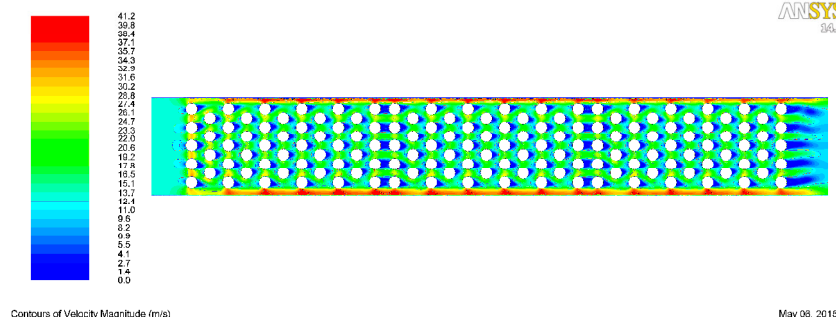


Рис. 1. Швидкість повітря в каналі, м/с.

На рис. 2 наведено розподіл температурного поля в каналах теплообмінника. Як видно з рисунка температура теплоносія падає при наближенні до виходу з теплообмінника. Якщо на вході в теплообмінник вона становила 40°C , то на виході її усереднене значення 19°C .

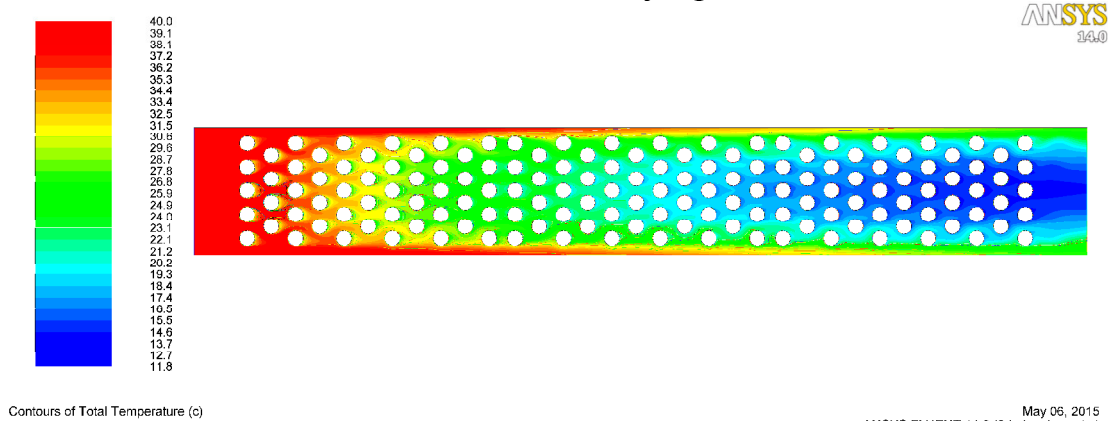


Рис. 2. Зміна температури в каналі, $^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3 наведено розподіл поля тиску в каналах досліджуваної конструкції теплообмінника. З отриманих розподілів тиску витікає, що загальне падіння тиску становить близько 3800 Па.

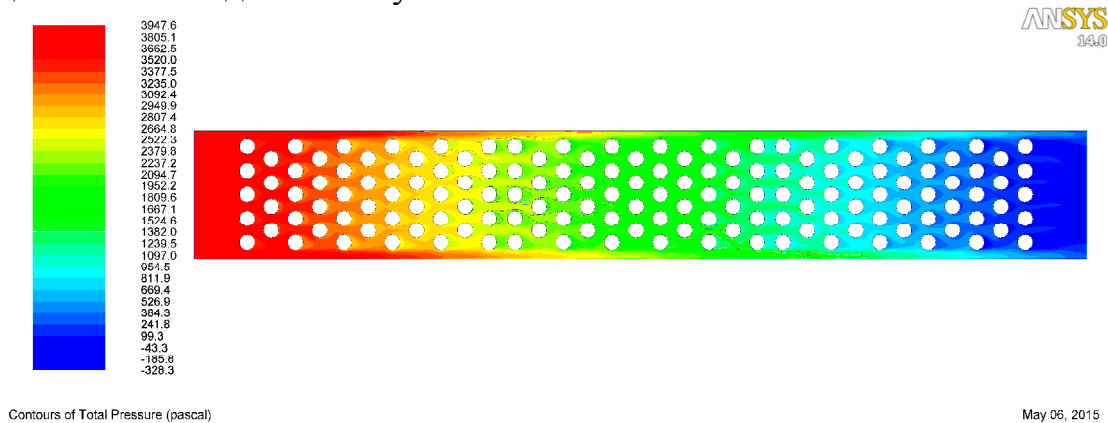


Рис. 3. Перепад тиску в каналі, Па.

Висновки. Комп'ютерне моделювання дає можливість проаналізувати умови гідродинамічної течії і теплопереносу в досліджуваних каналах. Як витікає з аналізу поля швидкостей і температур, необхідно зменшувати ширину каналу між стінкою і трубним рядом, що знаходиться поблизу стінки. Це дасть можливість зменшити швидкість потоку і температуру в пристінному каналі та підвищити швидкість потоку в основних каналах теплообмінника.

Запропонована методика розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі на поверхні трубного пучка. Результати співставлення чисельних результатів з експериментальними даними показують, що максимальні відхилення не перевищують 5 %.

Для уточнення запропонованої методики розрахунку необхідно використовувати більш розширену базу даних, які взяті з різних джерел (дані різних авторів, використання різноманітних методик і т.д.).

Список використаних джерел:

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
2. Zukauskas A.A. Heat transfer from tubes in cross-flow. - Adv. Heat transfer, 1972, vol. 8, p. 93–160.
3. Теплотехніка / [упор. Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долінський А.А. та ін.] ; під ред. Б.Х. Драганова – [2-е вид.]. – Київ: в-во «Фірма «ІНККОС», 2005. □ 400 с.
4. ANSYS Fluent User's Guide. Release 14. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. – 2428 p.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ТРУБНОГО ПУЧКА

В.И. Троханяк

Аннотация – проведено моделирование процессов тепло- и массопереноса в каналах кожухотрубного теплообменника с шахматным размещением пучков труб. Получены поля скоростей, температур и давлений в канале теплообменника. Проанализированы условия гидродинамического течения в каналах и процессов переноса теплоты в этих каналах. В статье предложена методика вывода коэффициента теплоотдачи на поверхностях трубного пучка используя пакет прикладных программ ANSYS Fluent.

DEFINITION OF COEFFICIENT OF HEAT TRANSFER NUMERICAL SIMULATION TUBE BUNDLE

V. Trokhanyak

Summary

The simulation of heat and mass transfer in channels and tube heat exchanger with staggered deployment bundles of pipes. An velocity field, temperature and pressure in the channel of the heat exchanger. Conditions of hydrodynamic flow in the channels and heat transfer processes in these channels. In the article the method of withdrawal coefficient of heat transfer on the surfaces of tube bundle using the application package ANSYS Fluent.