

3. Anantheswaran, R. C. Electrostatic precipitation of pesticide sprays onto planar targets. *Trans. ASAE*, 1981. 24(2), С.273-276.
4. Carlton J. B. Electrical capacitance determination and some implications for an electrostatic spray-charging aircraft. *Trans. ASAE*, 1975. 18(4), С.641-644.
5. Law S.E. Embedded electrode electrostatic-induction spray-charging nozzle: theoretical and engineering design. *Trans. ASAE*, (1978). 21(6), С.1096-1104.
6. Splinter, W. G. Electrostatic charging of agricultural sprays. *Trans. ASAE*, 1988. 11(4), С.491-495.

Исследованы процессы нанесения питательных растворов с низким удельным объемным сопротивлением на растения. Показаны значительные преимущества индукционного метода зарядки капель в технологическом процессе электростатического нанесения питательных растворов. Установлена линейная зависимость изменения времени стекания электрического заряда с капель питательных растворов от их удельного объемного сопротивления.

Електрический заряд, електрическое поле, диелектрическая проницаемость, електропроводность, удельное объемное сопротивление, индукционная, контактна зарядка, осаждения капель, растение.

Study of the processes of applying nutrient solutions with low specific volume resistance in plants. Established a significant advantage of the method of induction charging droplets in the process of electrostatic application of nutrient solutions. The established linear dependence of the time flow of electric charge on droplets of nutrient solution to their specific volume resistance.

Electric charge, electric field, dielectric constant, conductivity, specific volume resistance, induction, contact charging, deposition of droplets, plant.

УДК 536.2

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ТА ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛОБМІННИКА З КОМПАКТНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ПУЧКІВ ТРУБ

**В. Г. Горобець, доктор технічних наук
В. І. Троханяк, аспірант***

Проведено моделювання процесів переносу маси та теплоти в каналах кожухотрубного теплообмінника для різних конструкцій пучків

* Науковий керівник – доктор технічних наук В.Г. Горобець.

труб з компактним їх розміщенням, використовуючи пакет прикладних програм. Отримано поля швидкостей, температур і тисків у каналі теплообмінника та проаналізовано їх вплив на умови теплообміну і гідравлічні втрати в теплообміннику. Проведено розрахунок теплогідравлічної ефективності для різних конструкцій пучків труб та їх порівняння стосовно пучків різної геометрії.

Теплообмінник, пучок труб, теплогідравлічна ефективність, математичне моделювання, швидкість потоку, гідравлічні втрати, температурні поля.

При розробці нових типів конструкцій теплообмінних апаратів важливу роль відіграють такі фактори, як їх масогабаритні характеристики, ефективність теплопереносу через поверхню, що розділяє теплоносії, втрати тиску в трактах для кожного з теплоносіїв та інші параметри, які характеризують теплообмінний апарат [2]. Крім оцінки вказаних факторів, використовують, наприклад, такий параметр як теплогідравлічна ефективність [1,3], що характеризує теплову продуктивність теплообмінника віднесено до одиниці потужності, необхідної для прокачування теплоносія в тракці теплообмінника. Іншим важливим інструментом аналізу для визначення ефективності розробленої конструкції теплообмінника є детальне математичне моделювання процесів переносу маси та енергії в теплообміннику. Таке моделювання дає можливість визначити як ефективність теплообміну на поверхнях теплообмінника, так і провести оцінку гідравлічних втрат, що визначають потужність насосів, які використовуються для прокачування теплоносіїв.

Найпоширенішими конструкціями теплообмінників, які переважно використовуються в теплообмінному 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.

У роботі розглядаються теплообмінники кожухотрубного типу, які мають нову конструкцію, що відрізняється від традиційних, які базуються на використанні пучків труб з шаховим або коридорним порядком їх розміщення. В пропонованій новій конструкції кожухотрубного теплообмінника використовується максимально компактне розміщення труб, що дає змогу суттєво покращити їх масогабаритні показники порівняно з відомими конструкціями.

Мета досліджень – розробка нової конструкції кожухотрубного теплообмінника із компактним розміщенням пучків труб, оцінка їх теплогідравлічної ефективності та проведення моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника.

Матеріали та методика досліджень. Розглянемо кожухотрубний теплообмінник із кожухом прямокутного перерізу при поперечному обтіканні пучків труб. Геометрія розташування труб з діаметром $d=10$ мм по-

казана на рис. 1, що відрізняється від традиційних шахових і коридорних пучків їх компактним розміщенням. Сусідні труби в таких тісних пучках можуть бути зміщені одна відносно другої на деяку відстань, причому розглянуто п'ять типів конструкції пучка, в яких є зміщення труб у поперечному напрямку від 1 мм до 5 мм. Три з цих конструкцій показано на рис. 1, які відповідно мають величину зміщення труб на 1, 3 і 5 мм.

Проведено математичне моделювання процесів тепло- і масо переносу в каналах, що розглядаються та виконано оцінку теплогідрравлячної ефективності пучків труб різних конструкцій, що розглядаються в роботі.

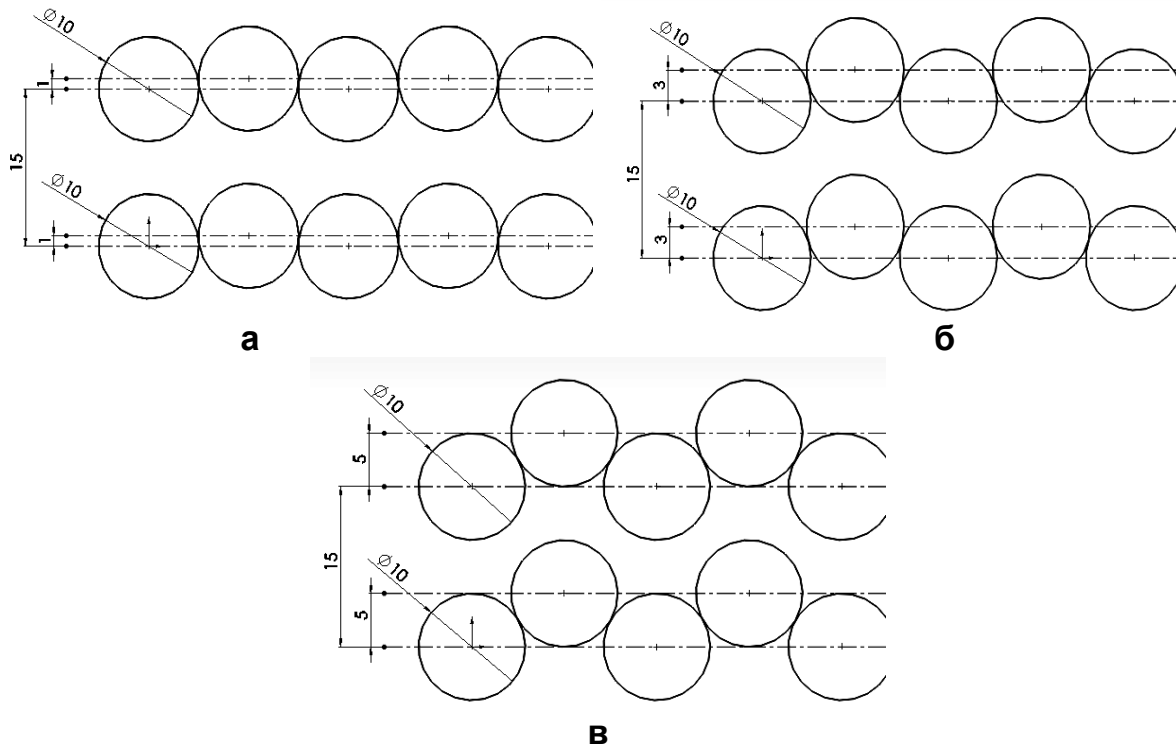


Рис. 1. Розташування компактного пучка труб (вигляд зверху):
 а – зміщення труб на 1 мм, б – зміщення на 3 мм, в – зміщення на 5 мм

Комп'ютерне математичне моделювання процесів переносу в каналах з компактним розміщенням труб. Проведено математичне моделювання гідродинамічних процесів та процесів переносу теплоти в каналах із компактним розміщенням пучків труб, в яких міститься 40 труб в одному ряду діаметром 10 мм. Для цього використано метод комп'ютерного (CFD) моделювання з використанням програмного комплексу ANSYS Fluent 14.0. В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса та рівняння переносу енергії для конвективних течій. У розрахунках застосовано стандартну k- ϵ модель турбулентності. Розрахунки проведено для п'яти конструкцій із зміщенням сусідніх труб від 1 до 5 мм (див рис. 1, а, б, в).

Усі розрахунки виконано при значенні числа Рейнольдса $18,6 \cdot 10^3$. Як теплоносії вибрано нагріте повітря температурою 40°C на вході, яке протікає в каналах, і холодна вода, що рухається всередині труб і має те-

температуру на вході 10 °С. Подібні умови охолодження нагрітого повітря мають місце, наприклад, у теплообміннику для охолодження зовнішнього нагрітого повітря у пташнику в літній період року, де як охолоджувач використовується вода підземних свердловин. Схема руху теплоносіїв має перехресний характер.

Результати досліджень. Результати розрахунків для каналу із зміщенням сусідніх труб на 5 мм наведено на рисунках 2–6. Розподіл векторів швидкості в каналі показано на рис. 2, а на рис. 3 – розподіл векторів швидкості в окремому елементі пучка труб. Як видно з рис. 3, у верхній точці труби відбувається відрив межового шару, а на стику сусідніх труб спостерігаються застійні зони. В окремих точках каналу швидкість повітря досягає 55 м/с, а середня швидкість повітря у найвужчому поперечному перерізі каналу становить близько 45 м/с (див рис. 2). На рис. 4 наведено температурні розподіли в повітряному каналі. Вихідна температура охолодженого повітря становить 10,1 °С, що є найнижчою температурою серед вихідних температур, які досягаються в каналах інших конструкцій. На рис. 5 наведено зміну полів тиску в каналі досліджуваної конструкції. З отриманих розподілів тиску витікає, що загальне падіння тиску становить близько 15700 Па. Крім того, на рис. 6 показано лінії течії швидкості для виділеної ділянки каналу.

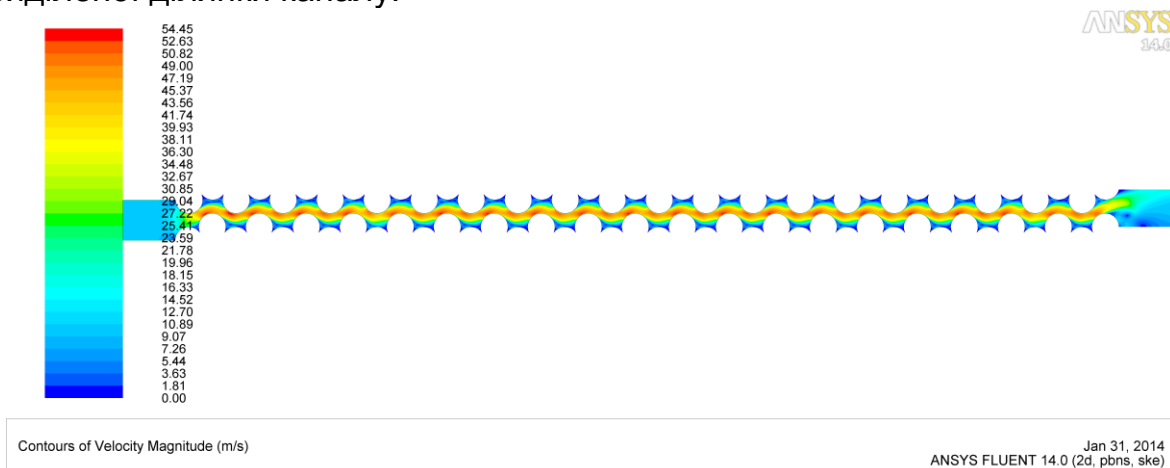


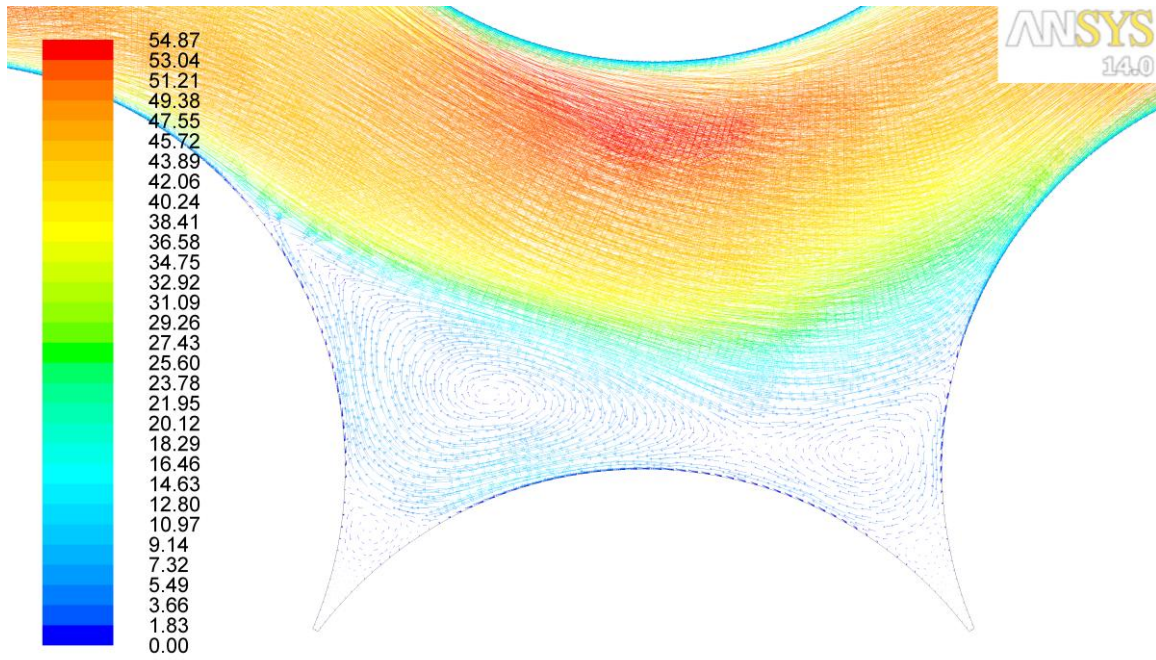
Рис. 2. Швидкість повітря в каналі, м/с

Комп'ютерне моделювання дає можливість проаналізувати умови гідродинамічної течії і теплопереносу в досліджуваних каналах та визначити яка із цих конструкцій є найефективнішою.

Оцінка теплогідравлічної ефективності компактних пучків труб. Щоб оцінити ефективність теплообмінної поверхні з енергетичної точки зору використовують відношення переданої кількості теплоти Q через поверхню теплообміну до величини потужності N насоса, яка необхідна для прокачування теплоносія через тракт теплообмінника [2]:

$$E = Q/N. \quad (1)$$

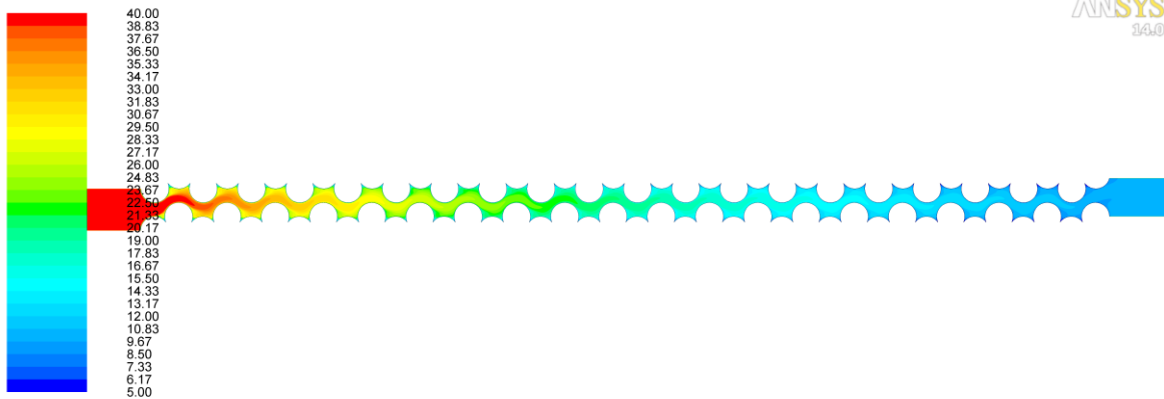
Параметр E ще називають теплогідравлічною ефективністю поверхні.



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Jan 31, 2014
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

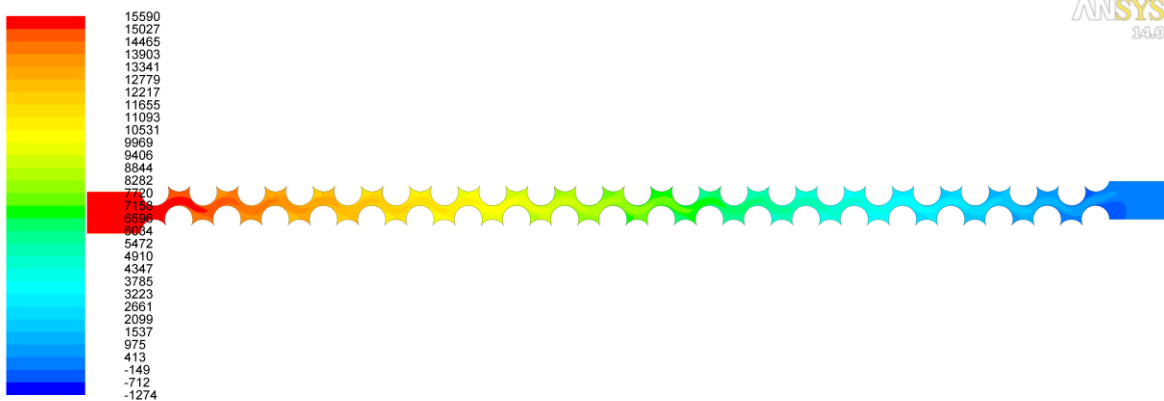
Рис. 3. Вектор швидкості в каналі, м/с



Contours of Total Temperature (c)

Jan 31, 2014
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

Рис. 4. Зміна температури в каналі, °C



Contours of Total Pressure (pascal)

Jan 31, 2014
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

Рис. 5. Перепад тиску в каналі, Па

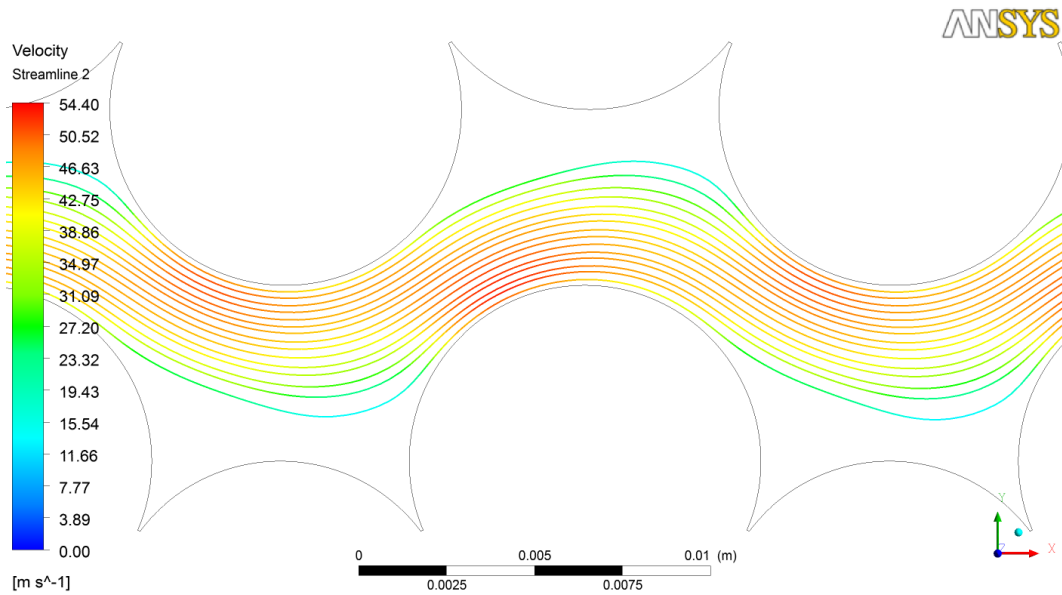


Рис. 6. Лінії течії швидкості повітря, м/с

Кількість теплоти, яка відбирається від гарячого або передається холодному теплоносію можна визначити за формулою

$$Q = c_p G \Delta T, \quad (2)$$

де $\Delta T = T_{\text{ex}} - T_{\text{вух}}$ – перепад температур теплоносія в тракці теплообмінника; T_{ex} , $T_{\text{вух}}$ – відповідно температури теплоносія на вході і виході з тракту, °С; G – масова витрата теплоносія, кг/с; c_p – теплоємність теплоносія, кДж/(кг·°С).

Потужність, необхідна на прокачування теплоносія:

$$N = \Delta p \cdot G / \rho, \quad (3)$$

де Δp – перепад тиску на вході і виході з каналу, кПа; ρ – густина теплоносія, кг/м³.

На рис. 7 зображено зміну числа Нуссельта і коефіцієнта тепловіддачі залежно від типу конструкції, причому по осі абсцис відкладено конструкції із зміщенням сусідніх труб відповідно на 1, 2, 3, 4 і 5 мм, а по осі

ординат усереднені значення коефіцієнта теплообміну $\bar{\alpha}$ і числа Нуссельта

$Nu = \frac{\bar{\alpha} d}{\nu}$ по поверхні пучка труб, де ν – коефіцієнт кінематичної

в'язкості теплоносія. В результаті аналізу отриманих залежностей можна зробити висновок, що найефективнішою за інтенсивністю теплообміну на поверхні пучка труб є конструкція із зміщенням труб на 5 мм.

На рис. 8 наведено залежності числа Нуссельта Nu / Nu_0 , коефіцієнта гідравлічного опору в міжтрубному каналі f / f_0 , віднесених до відповідних

значень цих величин у гладкому каналі (позначених індексом «0»), та теплогідравлічної ефективності E від геометрії каналу (див. формулу (1)).

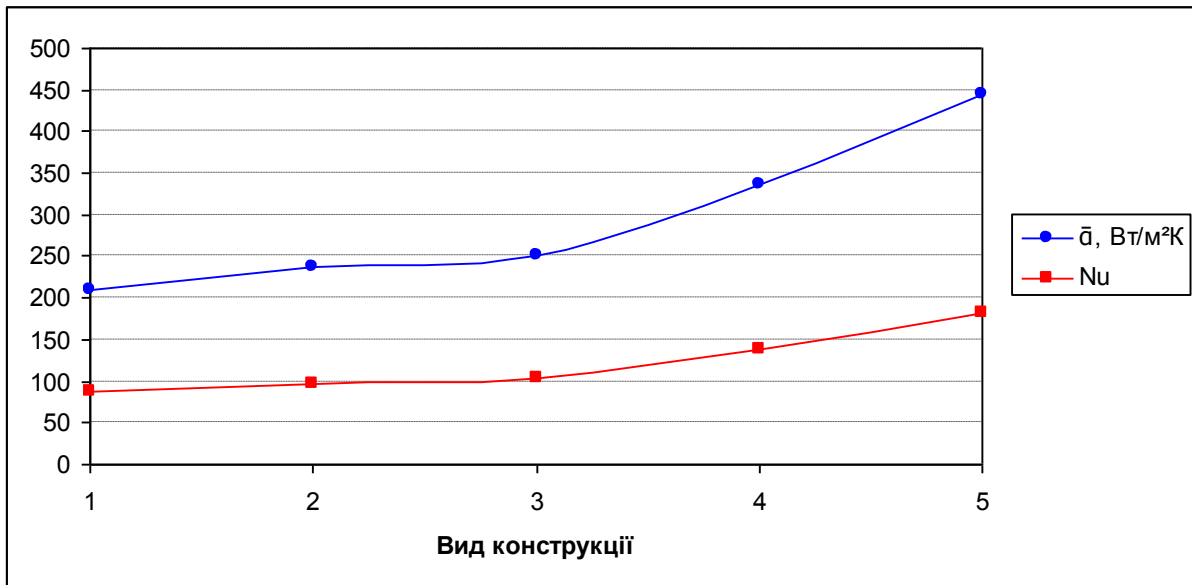


Рис. 7. Залежність числа Нуссельта та коефіцієнта тепловіддачі залежно від зміни конструкції пучка труб

Як видно з рис. 8 значення чисел Нуссельта та коефіцієнтів тертя на поверхні стінки трубок зростає при збільшенні величини зміщення між сусідніми трубами, але при цьому зростання гідравлічного опору є більшим. В досліджуваних каналах досягається збільшення коефіцієнта теплообміну на поверхні пучка труб порівняно з гладким каналом пучка майже в 4 рази. В той же час, як видно з рис. 8, теплогідравлічна ефективність у таких каналах внаслідок зростання гідравлічних опорів падає із збільшенням величини зміщення між сусідніми трубами.

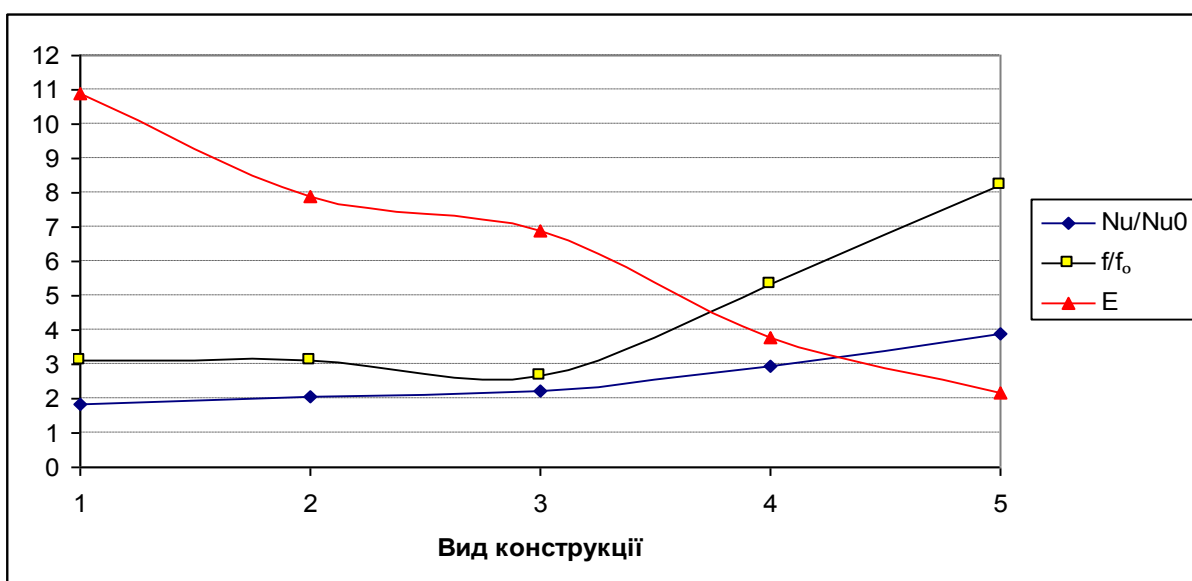


Рис. 8. Теплогідравлічна ефективність, відносні величини чисел Нуссельта та коефіцієнтів тертя для різних типів конструкцій пучка труб

На рис. 9 наведено графіки, які показують зміну температури охолоджуваного теплоносія на виході з каналу, втрат тиску та величини сумарної кількості теплоти, яка передається через теплообмінну поверхню, із зміною геометрії пучка. Як витікає з отриманих залежностей, температура охолоджуваного теплоносія на виході із теплообмінника для останньої геометрії суттєво знижується, сумарна теплота, яка передається від гарячого теплоносія до холодного, зростає, а перепад тисків збільшується до 7 разів (див. рис.4 і 9). При цьому збільшення тиску становить лише 0,157 атм, що не призводить до суттєвого збільшення потужності насосів або вентиляторів, які використовуються для перекачування теплоносія.

Для порівняння значень енергетичної ефективності різних типів теплообмінних поверхонь, крім теплогідравлічної ефективності, використовується так званий фактор аналогії Рейнольдса (ФАР), який подано у формі [4]:

$$\Phi AP = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu}_0}{f / f_0}. \quad (4)$$

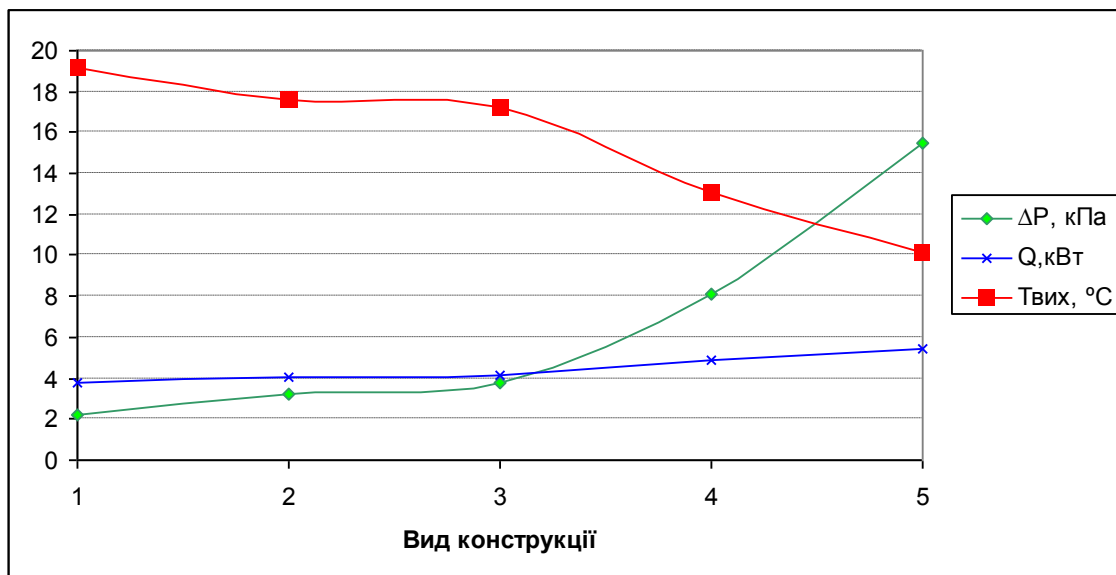


Рис. 9. Залежність падіння тиску Δp , загальної кількості відведеної теплоти Q та температури теплоносія на виході з теплообмінника $T_{вих}$ від зміни геометрії пучка труб

Вказаний параметр дає можливість порівняти теплогідравлічну ефективність досліджуваної поверхні з деякою еталонною поверхнею. Як еталонну поверхню вибрано плоский гладкий канал (позначається індексом «0»), причому значення числа Нуссельта \overline{Nu}_0 і коефіцієнта гідравлічного опору f_0 для плоского каналу розраховуються для стабілізованої турбулентної течії за відомими формулами [2,4] при тих же значеннях числа Рейнольдса, що і для досліджуваного каналу.

Розрахункові значення ФАР, безрозмірні значення температури на виході з каналу, втрати тиску та коефіцієнти теплообміну на поверхні для каналів з компактною геометрією трубних пучків наведено на рис. 10.

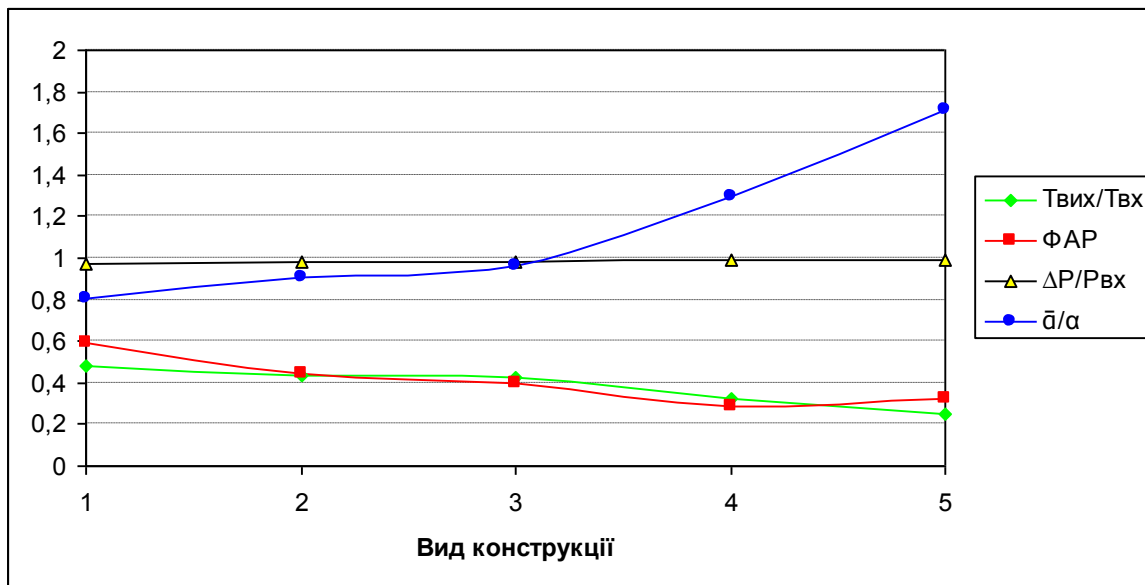


Рис. 10. Фактор аналогії Рейнольдса та безрозмірні значення вихідної температури, втрат тиску і коефіцієнта теплообміну на поверхні каналів різної геометрії з компактним розміщенням труб

Аналіз отриманих залежностей показує, що з точки зору інтенсифікації процесів теплопереносу на поверхні пучків, найкращі характеристики має конструкція із зміщенням труб на 5 мм (див. рис. 1, в). Усереднені значення коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ для цієї поверхні у 2,1 раза перевищують відповідні значення α для конструкції зі зміщенням труб на 1 мм. При цьому досягається суттєве зниження температури охолоджуваного теплоносія на виході з каналу. Гідравлічні втрати зі збільшенням величини зміщення між сусідніми трубами зростають, але в абсолютному значенні суттєвого падіння загального тиску не спостерігається і це не призводить до значного підвищення потужності насоса, який використовується для прокачування теплоносія. Оскільки темпи зростання гідравлічних опорів перевищують темпи зростання коефіцієнтів теплообміну, то для геометрії каналу з великим зміщенням труб параметр ΦAP дещо знижується.

Проведений аналіз оцінок теплогідравлічної ефективності та фактора аналогії Рейнольдса дає можливість зробити обґрунтовані висновки щодо вибору оптимальної конструкції пучків труб при розробці теплообмінників різного призначення.

Висновки

1. Проведено комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в пучках труб різної геометрії при компактному розміщенні труб з використанням програмного комплексу ANSYS Fluent 14.0. Отримано поля швидкостей, температур, тисків у досліджуваних каналах. Проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та проведено оцінки інтенсивності теплопереносу між гарячим та холодним теплоносієм через стінку, що їх розділяє.

2. Проведено порівняльний аналіз теплогідрравлічної ефективності для каналів різної конструкції і показано, що запропоновані конструкції є ефективними в порівнянні з відомими конструкціями при суттєвому зменшенні масогабаритних показників теплообмінної поверхні.

3. Визначено найефективніші поверхні теплообміну та показано перспективність застосування пропонованих конструкцій пучків труб при конструюванні теплообмінників різного призначення.

Список літератури

1. Горобець В.Г. Теплогідрравлічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та оребренням / В.Г. Горобець // Науковий вісник НУБіП України. – 2010. – № 148. – С. 46–56.

2. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

3. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева / М.В. Кирпичев // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского. – 1944. – Т.12. – С. 40–45.

4. Халатов А.А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, И.И. Борисов // Доклады НАН Украины. – К., 2007. – №6. – С. 70–75.

Проведено моделювання процесів переносу маси та теплоти в каналах кожухотрубного теплообмінника для різних конструкцій пучків труб з компактним їх розміщенням, використовуючи пакет прикладних програм. Отримані поля швидкостей, температур та тисків в каналі теплообмінника та проаналізовано їх вплив на умови теплообміну та гідравлічні втрати в теплообміннику. Проведен розрахунок теплогідрравлічних ефективностей для різних конструкцій пучків труб та їх порівняння щодо пучків різної геометрії.

Теплообмінник, пучок труб, теплогідрравлічна ефективність, математичне моделювання, швидкість потоку, гідравлічні втрати, температурні поля.

The modeling of transport mass and heat processes in the channels of the heat exchanger tube bundles for different designs with compact tube placement using their application package are made. Velocity field, temperature and pressure in the channel of the heat exchanger and their influence on the conditions of heat transfer and hydraulic loss in the heat exchanger are found. Calculations of thermal and hydraulic efficiency for different designs of tube bundles are made. Comparisons of efficiency for concerning tube bundles of different geometry are conducted.

The heat exchanger, tube bundle, thermal-hydraulic performance, mathematical modeling, flow rate, hydraulic losses, temperature.