

*С. О. КУБАХ, В. С. ЦАПАР***ВАЛІДАЦІЯ ТА АНАЛІЗ МОДЕЛІ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ (CFD) ТЕПЛООБМІННИКА У ПРОЦЕСІ ПІДГРІВУ НАФТИ НА УСТАНОВЦІ ЕЛЕКТРОЗНЕСОЛЕННЯ ТА АТМОСФЕРНО-ВАКУУМНОЇ ТРУБЧАСТОЇ УСТАНОВКИ (ЕЛЗУ-АВТ)**

Ефективний підігрів сирої нафти є критично важливим етапом у ланцюгу її видобутку, транспортування та переробки на установці електрознесолення та атмосферно-вакуумної трубчастої установки (ЕЛЗУ-АВТ). Ключовою проблемою є висока в'язкість та складні реологічні властивості нафти за пластових або навколишніх температур, що унеможлиблює її економічно доцільне перекачування трубопроводами через надмірні гідравлічні опори та високі енерговитрати на роботу насосних станцій. Окрім цього, низькі температури сприяють інтенсивній парафінізації обладнання, що знижує пропускну здатність комунікацій та ефективність теплообміну. Метою роботи є створення моделі обчислювальної гідродинаміки кожухотрубного теплообмінника для валідації та подальшої ідентифікації, здатної з високою точністю прогнозувати теплогідравлічні процеси. Представлено результати дослідження моделі обчислювальної гідродинаміки (CFD) кожухотрубного теплообмінника у процесі початкового підігріву нафти, яка є обов'язковою технологічною операцією. Оптимізація цього процесу безпосередньо впливає на енергозбереження, енергоефективність, надійність та економічні показники всієї системи. Наукова новизна роботи полягає в розробці та валідації тривимірної CFD-моделі процесу в теплообмінному апараті для підвищення енергетичної ефективності, яка враховує специфічні температурно-залежні фізичні властивості (в'язкість, густина, теплоємність) нафти, що видобувається у родовищах України. Це дозволяє підвищити точність прогнозування теплогідравлічних характеристик порівняно зі стандартними моделями, що використовують усереднені або загальні властивості. Для моделювання використовувалася скінченно-елементна CFD-модель апарату в середовищі програмного комплексу *Comsol* з визначенням відповідних параметрів роботи теплообмінника. Верифікація проводилася для випадку початкового нагрівання нафти в процесі опріснення. Для аналізу результатів CFD-моделювання використовувалися показники полів швидкості та температури реагуючих потоків. За допомогою графічного аналізу полів швидкостей (CFD) було виявлено, що причиною розбіжності є утворення значних застійних зон за сегментними перегородками, які ігноруються аналітичною методикою. Показано, що відхилення значень температури в середині CFD-моделі від даних, взятих з доступної літератури та інших наукових робіт, не перевищує 5,05 %, що дозволяє використовувати її як науково-обґрунтований інструмент для аналізу та оптимізації роботи промислових теплообмінників як альтернативу узагальнених аналітичних методик. Перевірена комп'ютерна модель дозволить створити карту режимів, оптимізувати роботу енергетичного устаткування та отримати дані ідентифікації для подальшої розробки системи керування та коригування характеристик теплообмінника.

Ключові слова: кожухотрубний теплообмінник CFD-моделювання, підігрів нафти, ЕЛЗУ-АВТ, валідація, ідентифікація, енергозбереження

*S. KUBAKH, V. TSAPAR***VALIDATION AND ANALYSIS OF A COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD) MODEL OF A HEAT EXCHANGER IN THE CRUDE OIL PREHEATING PROCESS AT THE ELECTRO-DESALTING AND ATMOSPHERIC-VACUUM DISTILLATION UNIT (EDU-AVD)**

Effective heating of crude oil is a critically important stage in its production, transportation, and processing chain at the electrical desalting and atmospheric-vacuum distillation unit (EDU-AVD). A key problem is the high viscosity and complex rheological properties of oil at reservoir or ambient temperatures, which makes its economically viable pumping through pipelines impossible due to excessive hydraulic resistance and high energy consumption of pumping stations. Furthermore, low temperatures contribute to intensive paraffin wax deposition in equipment, which reduces the throughput of pipelines and the efficiency of heat exchange. The aim of this work is to create a computational fluid dynamics model of a shell-and-tube heat exchanger for validation and subsequent identification, capable of predicting thermo-hydraulic processes with high accuracy. The paper presents the results of a study of a computational fluid dynamics (CFD) model of a shell-and-tube heat exchanger in the initial oil heating process, which is a mandatory technological operation. The optimization of this process directly affects the energy savings, energy efficiency, reliability, and economic performance of the entire system. The scientific novelty of the work lies in the development and validation of a three-dimensional CFD model of the process in a heat exchange apparatus to increase energy efficiency, which takes into account the specific temperature-dependent physical properties (viscosity, density, heat capacity) of oil produced in Ukrainian fields. This allows for an increase in the accuracy of predicting thermo-hydraulic characteristics compared to standard models that use averaged or general properties. The paper presents the results of a study of a computational fluid dynamics (CFD) model of a shell-and-tube heat exchanger in the initial oil heating process, which is a mandatory technological operation. The optimization of this process directly affects the energy savings, energy efficiency, reliability, and economic performance of the entire system. The scientific novelty of the work lies in the development and validation of a three-dimensional CFD model of the process in a heat exchange apparatus to increase energy efficiency, which takes into account the specific temperature-dependent physical properties (viscosity, density, heat capacity) of oil produced in Ukrainian fields. This allows for an increase in the accuracy of predicting thermo-hydraulic characteristics compared to standard models that use averaged or general properties. For the simulation, a finite-element CFD model of the apparatus was used in the *Comsol* software environment, with the determination of the corresponding operating parameters of the heat exchanger. Verification was carried out for the case of initial oil heating in the desalination process. To analyze the results of the CFD modeling, indicators of the velocity and temperature fields of the reacting flows were used. Graphical analysis of the (CFD) velocity fields revealed that the discrepancy is caused by the formation of significant stagnant zones behind the segmental baffles, a phenomenon that the analytical method ignores. It has been shown that the deviation of temperature values within the CFD model from data taken from available literature and other scientific works does not exceed 5,05 %, which allows it to be used as a scientifically-grounded tool for analyzing and optimizing the operation of industrial heat exchangers as an alternative to generalized analytical methods. The validated computer model will allow for the creation of a regime map, optimization of the operation of power equipment, and obtaining identification data for the further development of a control system and adjustment of the heat exchanger's characteristics.

Key words: shell-and-tube heat exchanger, CFD modeling, crude oil heating, EDU-AVD, validation, identification, energy conservation.

Вступ

Нафтогазова галузь зосереджена на пошуку нових методів підвищення енергоефективності, прагнучи економії витрат та скорочення шкідливих викидів у процесі знесолення нафти. Основна науково-практична проблема полягає у відсутності надійного інструменту для прогнозування та підтримки оптимального температурного режиму підігріву нафти. Вона полягає в тому, що існуючий технологічний діапазон температур є компромісом між ризиками перегріву та недогріву. Стандартні аналітичні методики дозволяють розрахувати лише усереднену температуру на виході і не здатні врахувати локальні перегріву та нерівномірності температурного поля всередині теплообмінника, що є першопричиною утворення відкладень і не дозволяють звужити цей діапазон для більш точного контролю, що змушує вести процес у неоптимальних та менш ефективних режимах. Існує потреба у створенні валідованого *CFD*-інструменту, здатного визначити більш вузький, ефективний та безпечний температурний коридор. Оскільки тепло відіграє важливу роль у нафтогазовій галузі, теплообмінна технологія є сучасною інновацією, яка може допомогти у надійності роботи.

Ціни на паливний газ зростають, а запаси обмежені, що робить підвищення енергоефективності необхідним під час модернізації установок з обробки сирої нафти. Востаннє проекти підвищення енергоефективності викликали значний інтерес на початку 1980-х років [1].

Підвищення температури попереднього підігріву нафти для зменшення навантаження нагрівача та економії енергії залежить не лише від конфігурації мережі теплообмінників, оскільки конструкція системи дистиляції, гідравліка сирої нафти, забруднення апарату, робота нагрівача з підігрівом та інші фактори впливають на температуру попереднього підігріву речовини. Модернізація мережі дозволяє досягти високої температури попереднього нагріву на початку роботи.

Деякі установки для переробки втрачають температуру на 28 °C протягом перших шести місяців експлуатації, оскільки нафта осаджує асфальтени [2], швидкості на стороні труби апарату та корпусу низькі, або конденсатори забруднюються, що підвищує робочий тиск у колоні та тим самим знижує вихід дистиляту, що потребує ручних дій від оператора. Висока схильність деяких сортів нафти до утворення відкладень зумовлює необхідність підтримання підвищеної швидкості потоку. Водночас це призводить до значного перепаду тиску і, як наслідок, здорожчує експлуатацію через необхідність в більш потужних насосах та обладнанні, яке розраховане на вищий робочий тиск. Моделі процесів та обладнання повинні відобра-

жати реальність, а надійні рішення для модернізації повинні виправляти існуючі проблеми.

Важливу роль відіграють у паливно-енергетичному комплексі України нафтопереробні підприємства. Процес первинної переробки нафти на установках ЕЛЗУ-АВТ є одним із найбільш енергоємних. Незважаючи на простоту, класичні аналітичні методи є складними у реальних задачах на виробництві, тому що вимагають ітераційного використання безлічі емпіричних кореляцій і знаходження коефіцієнтів. Вони не здатні врахувати всю складність тривимірної гідродинаміки та температурні режими, що знижують надійність роботи всього енергетичного вузла, на відміну від комп'ютерного моделювання, яке вирішує фундаментальні фізичні рівняння. Існує гостра проблема у створенні валідованої *CFD*-моделі, яка буде точним інструментом для автоматизації та оптимізації цього критично важливого енерготехнологічного процесу.

Сампат Емані [2] провів дослідження з сирою нафтою як рідиною для вивчення осадження частинок. Воно показало, що основним джерелом забруднення в установках попереднього підігріву нафти є осадження асфальтенів. За допомогою дискретно-фазового *CFD*-моделювання вивчено вплив швидкості потоку, радіальних температурних градієнтів та розмірів частинок на процес осадження. Визначено, що ключовими силами, що сприяють осадженню, є гравітація і опір середовища. Великі частинки, низька швидкість потоку та високі температурні градієнти призводять до підвищених швидкостей та масових витрат осадження частинок. Ці результати допомагають зрозуміти механізми забруднення та можуть бути використані для розробки ефективних методів його запобігання.

Гугулотху та ін. [3] проаналізували різні масові витрати на спіральній перегородці. У цьому дослідженні вивчалися характеристики перебігу, падіння тиску та теплообміну в кожухотрубному теплообміннику зі спіральною перегородкою під кутом 40°. Основними показниками ефективності є падіння тиску та коефіцієнт тепловіддачі. Результати показали, що при збільшенні масової витрати на стороні кожуха та труб коефіцієнти Рейнольдса, тепловіддачі та падіння тиску зростають. Підвищення швидкостей потоку збільшує коефіцієнт тепловіддачі, але призводить до більшого гідравлічного опору.

Тінгтінг Д. У. та Венцзін Д. У. [4] спробували дослідити характеристики теплообмінника з перекиваючими спіральними перегородками. Теоретична модель ідеального спірального потоку виявила наявність короткозамкнених та зворотних потоків у трикутних зонах, а чисельне моделювання описало спіральні та байпасні потоки. З результатів можна побачити, що у зоні розподілу швид-

кості по стінці помітно вплив витоків і обхідних потоків. Короткозамкнутий потік прискорює осьову швидкість трикутної зони, а зворотній потік підвищує локальний теплообмін і збільшує гідравлічний опір. Отримані дані дають детальне розуміння спірального потоку та можуть бути використані для оптимізації конструкції кожуха.

Хуан Сяо та ін. [5] працювали над перегородками сходового типу з водяним шламом вугілля. Встановлено, що технологія попереднього нагрівання вугільної суспензії у кожухотрубних теплообмінниках зі сходовими перегородками підвищує ефективність газифікації та знижує витрати кисню. Експерименти показали, що концентрація суспензії суттєво впливає на термогідравлічні характеристики. Сходові перегородки є кращими для попереднього нагрівання у порівнянні зі звичайними складчастими.

Об'єктом дослідження є моделювання поведінки теплообміну та валідація результатів процесів, які відбуваються під час початкового підігріву нафти у кожухотрубному теплообмінному апараті.

Предметом дослідження є *CFD* модель теплообмінника у програмному забезпеченні *Comsol Multiphysics*. У роботі використовується нафта, що видобувається з родовищ України.

Мета роботи

Метою роботи є створення моделі обчислювальної гідродинаміки кожухотрубного теплообмінника для валідації та подальшої ідентифікації як якісне рішення у процесі створення науково-обґрунтованого інструменту, здатного з високою точністю прогнозувати теплогідравлічні процеси для підвищення енергетичної ефективності на установках ЕЛЗУ-АВТ у процесі керування.

Виклад основного матеріалу

Кожухотрубні теплообмінники широко використовуються у важкій промисловості завдяки гнучкості у виробництві та обслуговуванні. Для контролю швидкості потоку та підтримки перепадів тиску впроваджується широкий спектр конфігурацій.

Для аналізу була створена тривимірна (3D) геометрія апарата, схема якого наведена на рис. 1, є одноходовим по трубному простору. Сира нафта, що нагрівається, рухається всередині горизонтальних трубок прямолінійно, тоді як гріюча пара подається у міжтрубний простір. Для інтенсифікації теплообміну в апараті встановлено шість сегментні перегородки, які створюють секції поперечного руху потоку.

Врахування цієї складної геометрії є ключовою відмінністю між аналітичним та чисельним методами. В аналітичному розрахунку вплив пере-

городок враховується опосередковано, за допомогою усереднених емпіричних коефіцієнтів, що є значним спрощенням. Натомість, у *CFD*-моделі була відтворена тривимірна геометрія, що дозволило безпосередньо розв'язати рівняння гідродинаміки та теплообміну в пакеті *Comsol Multiphysics*. Такий підхід дає можливість розрахувати реальну картину течії з урахуванням вихорів та застійних зон за перегородками, що недоступно для аналітичних методик.

Розрахункова сітка, візуалізація якої представлена на рис. 2, була згенерована з використанням тетраедричних елементів. Для коректного розрахунку пограничних шарів було створено згущення елементів біля всіх поверхонь теплообміну (стінок труб та перегородок), що є критично важливим для точності моделювання.

Це дослідження зосереджено на кожухотрубному теплообміннику, оскільки він є найпоширенішим типом у промисловості.

Робота зосереджена на валідації результатів *CFD* моделювання початкового підігріву нафти з родовищ України [6].

В табл. 1 наведені матеріали, які розглядаються для проектування у роботі.

Таблиця 1 – Елементи та матеріали моделі

Елемент	Матеріал
Корпус	Вуглецева сталь
Труби	Вуглецева сталь
Перегородки	Вуглецева сталь

Конструктивні параметри апарата відповідають рекомендаціям стандарту *TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)*, який є світовим орієнтиром у галузі виробництва теплообмінників.

Наведено аналітичний метод, який ґрунтується на визначенні середньо логарифмічного температурного напору (*LMTD*) з використанням емпіричних кореляцій для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі. В якості граничних умов задані температура і швидкість на вході, а також тиск на виході.

Аналітичний розрахунок необхідної площі поверхні теплообміну проводився на основі класичного рівняння теплопередачі. Процес обчислень складався з трьох послідовних етапів.

Для розрахунку були використані параметри, що наведені у табл. 2.

Площа поверхні теплообміну (F_a) визначається з основного рівняння теплопередачі:

$$F_a = \frac{Q}{\Delta T K}, \quad (1)$$

де F_a – розрахункова площа поверхні теплообміну, m^2 ;

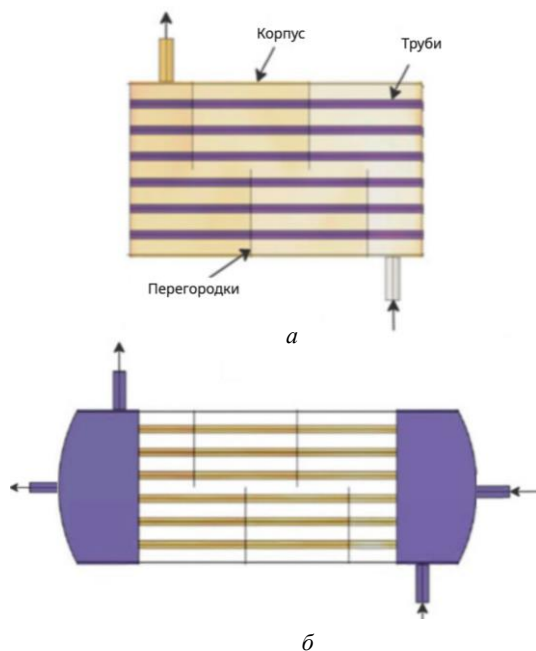


Рис. 1 – Геометрія кожухотрубного теплообмінника: *а* – міжтрубний простір (пара); *б* – пучок труб (нафта)

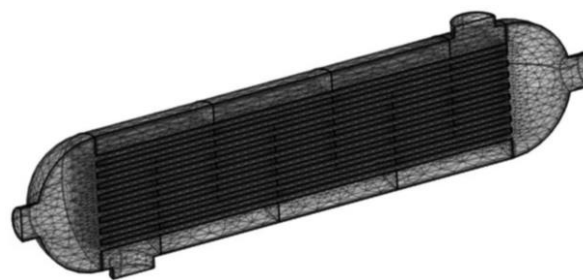


Рис. 2 – Розрахункова сітка кожухотрубного теплообмінника

Q – теплова потужність (тепловий потік), що передається, Вт;

ΔT_{\log} – середній логарифмічний напір між теплоносіями, К;

K – загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Теплова потужність, що сприймається нафтою:

$$Q = GC(T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}), \quad (2)$$

де G – масова витрата нафти, кг/с;

C – питома теплоємність нафти, Дж/(кг·К);

Таблиця 2 – Початкові дані для аналітичного та чисельного розрахунку

Показник	Аналітичний метод	Чисельний метод
Температура на вході (пара), К	413,15	413,15
Температура на виході (пара), К	395,30	395,30
Температура на вході (нафта), К	295,15	295,15
Температура на виході (нафта), К	299,35	299,35
Витрата (нафта), кг/с	186	186
Питома теплоємність (нафта), Дж/(кг·К)	2250	2250
Густина (нафта), кг/м ³	780	780
Густина (пара), кг/м ³	5,5	5,5
Динамічна в'язкість (нафта), Па·с	0,008	0,008
Динамічна в'язкість (пара), Па·с	1·10 ⁻⁵	1·10 ⁻⁵
Теплопровідність(нафта), Вт/(м·К)	0,13	0,13
Теплопровідність(пара), Вт/(м·К)	0,027	0,027
Зовнішній діаметр труб, мм	54	54
Внутрішній діаметр труб, мм	50	50
Довжина труб, м	4	4
Кількість труб, шт	81	81
Швидкість потоку (нафта), м/с	1,5	1,5
Матеріал стінки (теплопровідність), Вт/(м·К)	44,5	44,5

$T_{\text{вх}}, T_{\text{вих}}$ – температура нафти на вході та виході з теплообмінника, відповідно, К.

Витрата нагрівачого теплоносія:

$$G = \rho W \frac{\pi d^2}{4}, \quad (3)$$

де ρ – густина теплоносія, кг/м³;

W – швидкість подачі теплоносія у патрубках, м/с;

d – діаметр вхідного патрубка, м;

Далі розраховується загальний коефіцієнт теплопередачі (K) для протиточної схеми руху:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{\text{тр}}} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (4)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до нафти, Вт/(м²·К);

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби, Вт/(м²·К);

$\lambda_{тр}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К).

Кожен із коефіцієнтів тепловіддачі (α) визначався через відповідне число Нуссельта (Nu):

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d}, \quad (5)$$

де Nu – число Нуссельта;

λ – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/(м·К);

d – характерний діаметр каналу, м.

Для визначення числа Нуссельта спершу розраховувалися критерії подібності: Число Рейнольдса (Re) для визначення режиму течії та число Прандтля (Pr). Оскільки розрахунок показав, що для нафти в трубах режим течії є турбулентним (Re > 10000), для розрахунку числа Нуссельта використовувалася емпірична кореляція типу Діттуса-Бельтера, справедлива для таких умов. Аналогічна процедура була виконана і для міжтрубного простору з урахуванням поперечного омивання пучка труб.

В результаті проведених покрокових обчислень Re, Pr, Нуссельта та коефіцієнтів тепловіддачі було отримано значення загального коефіцієнта теплопередачі для заданих умов, яке склало $K = 284,9$ Вт/(м²·К).

Покрокове обчислення параметрів з використанням даних з таблиці 2 дає наступні результати.

$$Q = 186 \cdot 2250 \cdot (299,35 - 295,15) = 1,76 \text{ МВт},$$

$$\Delta T_{\bar{\theta}} = 413,15 - 299,35 = 113,8 \text{ К},$$

$$\Delta T_m = 395,30 - 295,15 = 100,15 \text{ К},$$

$$\Delta T = \frac{113,8 - 100,15}{\ln\left(\frac{113,8}{100,15}\right)} = 106,83 \text{ К},$$

$$F_a = \frac{1757700}{284,9 \cdot 106,83} = 57,75 \text{ м}^2.$$

Подальший розрахунок CFD моделі складається з фундаментальних рівнянь гідродинаміки, що описують рух будь-якої рідини чи газу:

$$F_a = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0, \quad (6)$$

де $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ – швидкість зміни густини у часі;

$\text{div}(\rho u)$ – дивергенція потоку маси;

u – вектор швидкості потоку.

Рівняння збереження імпульсу x координати:

$$\frac{\partial Du}{\partial t} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx}. \quad (7)$$

Аналогічно для координат y та z :

$$\frac{\partial Dv}{\partial t} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My}, \quad (8)$$

$$\frac{\partial Dw}{\partial t} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz}. \quad (9)$$

Виробництво теплообмінників пов'язане з величезними інвестиційними витратами, тому CFD є найкращою альтернативою для тестування. Для моделювання використовується програмне забезпечення *Comsol Multiphysics*.

Площа теплообміну на основі геометричної моделі в *Comsol Multiphysics*:

$$F_s = n\pi D l, \quad (10)$$

де n – число труб, шт;

l – довжина труб, м;

D – діаметр труб, м.

Моделювання базувалося на мультифізичному інтерфейсі *Nonisothermal Flow*, що пов'язано розв'язує рівняння турбулентного потоку k - ϵ та рівняння теплопередачі. Граничні умови були задані відповідно до даних з табл. 2.

CFD-моделювання надає повну картину полів температур та швидкостей, що дозволяє виявити причини розбіжностей з аналітичним методом.

На рис. 3 показано, як нафта, рухаючись трубками, поступово нагрівається, змінюючи температуру.

На рис. 4 видно, як гаряча пара рухається по зигзагоподібній траєкторії, створеній перегородками, та охолоджується, віддаючи тепло нафті.

Ключове пояснення розбіжності дає аналіз поля швидкості пари. На рис. 5 лінії потоку візуалізують реальну траєкторію руху пари. Чітко ідентифікуються зони рециркуляції (вихори). У застійних зонах потік або закручується на місці, або рухається з дуже низькою швидкістю, внаслідок чого конвективний теплообмін у цих ділянках практично відсутній.

Аналітичний метод ігнорує ці застійні зони та байпасні потоки, припускаючи, що весь потік пари ідеально омиває всю поверхню труб.

З рис. 6 можна побачити кількісну оцінку зміни температури нафти вздовж довжини труби.

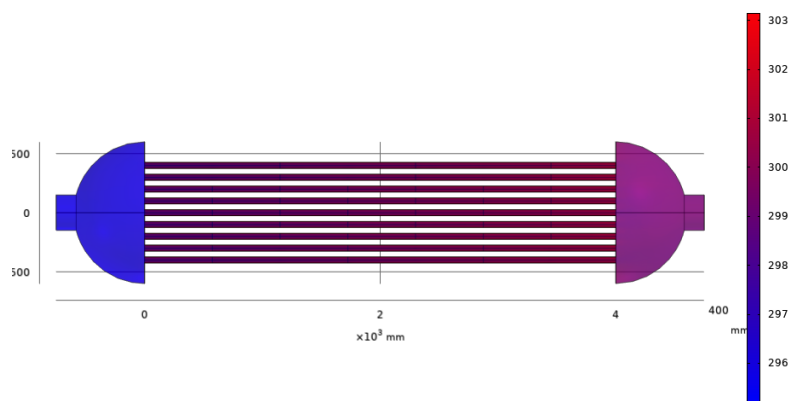


Рис. 3 – Розподіл температури (K) в трубному просторі (нафта)

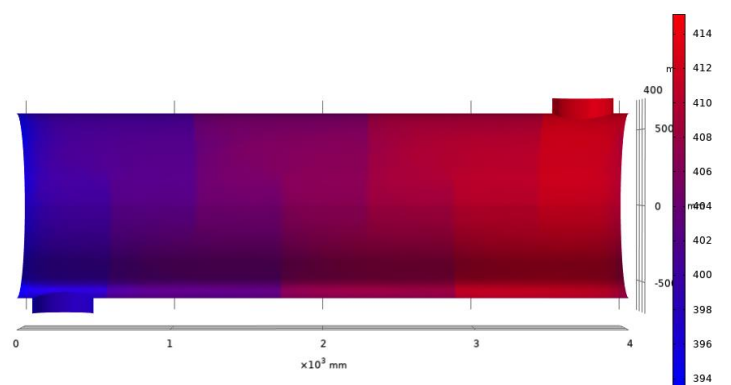


Рис. 4 – Розподіл температури (K) в міжтрубному просторі (пара)

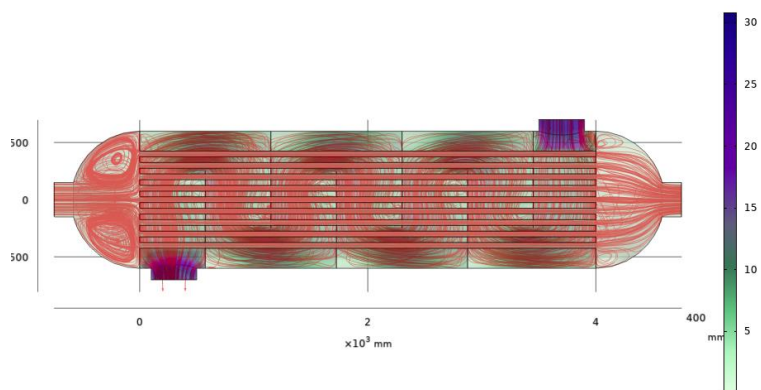


Рис. 5 – Поле швидкостей (м/с) та лінії потоку пари, що демонструють зони рециркуляції

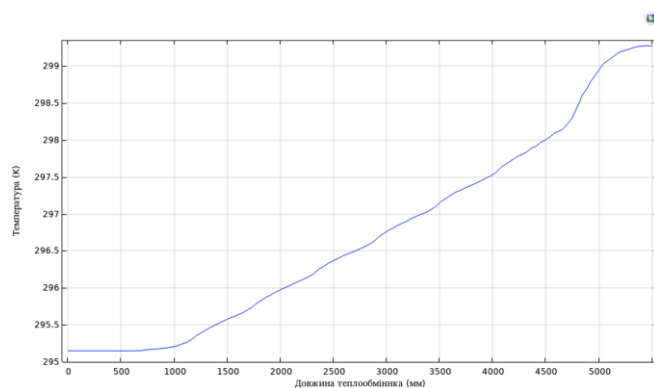


Рис. 6 – Розподіл температури (K) в трубному просторі (нафта)

Графік демонструє, як температура нафти поступово зростає від 295,15 К на вході до 299,35 К на виході в умовах стаціонарного режиму. Отриманий у результаті *CFD*-моделювання приріст температури нафти склав 4,2 К. Такий перепад температур є характерним для промислових теплообмінників з високою витратою теплоносія, що підтверджується даними сучасної літератури.

Наприклад, у дослідженні *Nguyen* [7], опублікованому в *IOP Conference Series*, при *CFD*-моделюванні кожухотрубного теплообмінника було отримано приріст температури всього 3,1 К (з 304,65 К до 307,75 К), що автори верифікували експериментально. Це доводить, що отриманий результат (4,2 К) знаходиться в межах фізичної достовірності для стаціонарних режимів роботи подібного обладнання.

Цей числовий результат, отриманий з *CFD* повністю підтверджує дані, що були використані для аналітичного розрахунку, і слугує верифікацією моделі.

Після обрахування моделі у програмному забезпеченні отримано результат:

$$F_s = 54,97 \text{ м}^2.$$

Розрахунок похибки:

$$\Delta F_s = \frac{F_s - F_a}{F_a} \cdot 100\% = \frac{57,75 - 54,97}{54,97} \cdot 100\% = 5,05\%.$$

Висновки

У роботі було проведено порівняння двох методів визначення необхідної площі теплообміну: аналітична та *CFD*. Ключовим результатом дослідження є розходження між розрахунковою площею та аналітичною, яке склало 5,05 %. Дане відхилення є фізично обґрунтованим, оскільки чисельна модель враховує локальні гідравлічні нерівномірності, що знижують ефективність теплообміну.

Для оцінки важливості цього відхилення було проаналізовано подібні наукові роботи. Зокрема, у статті *Ahumada L.* [8] при порівнянні підходів було зафіксовано розбіжність у 16 %, яку автори вважали допустимою.

Причиною подібних розбіжностей є те, що аналітичні моделі засновані на усереднених параметрах і не здатні врахувати складні локальні гідродинамічні процеси, які детально описує *CFD*-модель (рис. 5). Вони ігнорують застійні зони та байпасні потоки, припускаючи, що весь потік пари ідеально омиває труби. *CFD*-модель доводить, що значна частина поверхні труб (у застійних зонах) омивається неефективно. Як зазначається у статті *Гугулотху* [3], на результат впливають наявність

поперечних перегородок, а також потоки витоків та утворення застійних зон. Той факт, що реальна модель (*CFD*) забезпечує необхідний теплообмін на меншій площі, свідчить про домінування ефекту інтенсифікації теплообміну за рахунок турбулізації потоку перегородками над негативним впливом застійних зон.

Отримана розбіжність 5,05 % підтверджує адекватність обох підходів. Верифікована модель є надійним інструментом для оптимізації режимів роботи критично важливого енергетичного устаткування, дозволяючи розробляти заходи щодо зниження споживання енергоресурсів та підвищення стабільності всього технологічного процесу. Розрахована в *CFD*-моделі температура нафти на виході склала 299,35 К, що повністю збігається з цільовим аналітичним значенням, а відхилення по температурі пари на виході між двома методами не перевищило 1 %.

Подальші дослідження можуть бути сфокусовані на налаштуванні складної системи керування з урахуванням *CFD* результатів, що дозволить звузити існуючий промисловий діапазон температур та більш точного контролю процесу, мінімізації ризиків утворення відкладень та підвищення енергоефективності установки ЕЛЗУ-АВТ.

Список літератури

- Gillingham K. Energy Efficiency Economics and Policy / K. Gillingham, R. G. Newell, K. Palmer // *Annual Review of Resource Economics*. – 2009. – Vol. 1. – PP. 597–620. – DOI: <https://doi.org/10.1146/annurev.resource.102308.124234>.
- Emani S. Discrete Phase-CFD Simulations of Asphaltene Particles Deposition from Crude oil in Shell and Tube Heat Exchangers / S. Emani, R. M. Gounder, Ku Zilati Ku Shaari // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 149(17). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.008>.
- Gugulothu R. Numerical Study of Heat Transfer Characteristics in Shell-and-Tube Heat Exchanger / R. Gugulothu, N. Sanke, A.V.S.K.S. Gupta // *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Singapore. – 2019. – PP. 375–383. – DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-13-1903-7_43.
- Du T. Characteristics of flow and heat transfer of shell-and-tube heat exchangers with overlapped helical baffles / T. Du, W. Du // *Frontiers of Engineering Management*. – 2019. – Vol. 6. – PP. 70–77. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s42524-019-0005-8>.
- Wang X. Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles / X. Wang, N. Zheng, Z. Liu, W. Liu // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – Vol. 124. – PP. 247–259. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.081>.
- Топільницький П. І. Дослідження властивостей нафт передкарпатської нафтогазоносної області України / П. І. Топільницький, В. В. Романчук, Т. В. Ярмола // *Chemistry, Technology and Application of Substances*. – 2019. – Vol. 2, No. 2. – PP. 102–109. – DOI: <https://doi.org/10.23939/ctas2019.02.102>.
- Nguyen T. K. Simulation of shell and tube heat exchanger using COMSOL software / T. K. Nguyen, T. Nguyen Ba, P. Bui Ngoc [et al.] // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2021. – Vol. 947, No. 1. – P. 012008. – DOI: 10.1088/1755-1315/947/1/012008.

8. Ahumada L. M., Silvera A. J. B., Valencia K. A. M., Suarez J. M. (2019), "Comparison of an analytical and computational fluid-dynamics models of a commercial Ranque-Hilsch vortex tube operating with Air and Methane", *CT&F – Ciencia, Tecnología y Futuro*, vol. 9, no. 2, pp. 61–71, <https://doi.org/10.29047/01225383.145>.

References (transliterated)

- Gillingham K., Newell R. G., Palmer K. (2009), "Energy Efficiency Economics and Policy", *Annual Review of Resource Economics*, vol. 1, pp. 597–620, <https://doi.org/10.1146/annurev.resource.102308.124234>.
- Emani S., Gounder R. M., Shaari KZK. (2018), "Discrete Phase-CFD Simulations of Asphaltenes Particles Deposition from Crude oil in Shell and Tube Heat Exchangers", *Applied Thermal Engineering*, vol. 149(17), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.008>.
- Gugulothu R., Sanke N., Gupta A.V.S.S.K.S. (2019), "Numerical Study of Heat Transfer Characteristics in Shell-and-Tube Heat Exchanger", *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore*, pp. 375–383, https://doi.org/10.1007/978-981-13-1903-7_43.
- Du T., Du W. (2019), "Characteristics of flow and heat transfer of shell-and-tube heat exchangers with overlapped helical

- baffles", *Frontiers of Engineering Management*, vol. 6, pp. 70–77, <https://doi.org/10.1007/s42524-019-0005-8>.
- Wang X., Zheng N., Liu Z., Liu W. (2018), "Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 124, pp. 247–259, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.081>.
 - Topilnytskyi P. I., Romanchuk V. V., Yarmola T. V. (2019), "Investigation of oil properties from Ukraine Precarpathian oil and gas region", *Chemistry, Technology and Application of Substances*, vol. 2, no. 2, pp. 102–109, <https://doi.org/10.23939/ctas2019.02.102>.
 - Nguyen T. K., Nguyen Ba T., Bui Ngoc P. et al. (2021), "Simulation of shell and tube heat exchanger using COMSOL software", *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 947, no. 1, p. 012008, <https://doi.org/10.1088/1755-1315/947/1/012008>.
 - Ahumada L. M., Silvera A. J. B., Valencia K. A. M., Suarez J. M. (2019), "Comparison of an analytical and computational fluid-dynamics models of a commercial Ranque-Hilsch vortex tube operating with Air and Methane", *CT&F – Ciencia, Tecnología y Futuro*, vol. 9, no. 2, pp. 61–71, <https://doi.org/10.29047/01225383.145>.

Надійшла (received) 18.04.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Кубах Сергій Олександрович (Kubakh Serhii) – аспірант кафедри технічних та програмних засобів автоматизації, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел.: 095-855-60-50; e-mail: seregakubakh@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-3297-9520>.

Цапар Віталій Степанович (Tsapar Vitalii) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічних та програмних засобів автоматизації; Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел.: 068-809-33-12; e-mail: v.tsapar@kpi.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8347-7941>.