

УДК 621.44.533.697

doi: 10.32620/aktt.2025.6.02

А. М. КАРПЕНКО^{1,2}, Ю. І. ТОРБА²¹ Національний аерокосмічний університет

«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна

² Акціонерне товариство «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна

РОЗРОБКА ТА ВАЛІДАЦІЯ CFD МОДЕЛІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОЇ СЕПАРАЦІЇ В ЗАКРУЧЕНИХ ПОТОКАХ РІДИНИ

У даному дослідженні розроблено чисельну модель, яка використовується для проведення 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) розрахунків явища сепарації потоку за повною температурою в течіях, що обертаються, та здійснено перевірку достовірності цієї моделі. **Метою** дослідження є підтвердження того, що результати CFD-моделювання достатньо точно відображають фізичні процеси, які відбуваються в реальному закрученому потоці рідини. Розглянуто обертовий потік рідини у вихровій трубі Ранка-Хільша з протитечією. Розрахунки проведено за допомогою комерційного тривимірного CFD-розв'язувача Ansys CFX 2024 R2 у стаціонарній постановці. Для визначення необхідної роздільної здатності чисельної сітки проведено дослідження сіткової збіжності шляхом визначення показників збіжності сітки GCI (grid convergence index). Отримані показники відповідають вимогам, що висуваються до GCI для проведення детальних досліджень з низькою похибкою ($GCI \leq 5\%$). Обрана сітка для подальших розрахунків має розмірність 13 мільйонів елементів. Виконано розрахунки вихрової труби при різних масових частках холодного потоку, а також із застосуванням різних моделей турбулентності. Зокрема, було розглянуто стандартну модель $k-\epsilon$, модель переносу зсувних напружень SST (Shear Stress Transport) та дві моделі Рейнольдсових напружень: базова модель BSL RSM (Baseline Reynolds Stress Model) та SSG RSM (Speziale-Sarkar-Gatski Reynolds Stress Model). Отримані результати 3D CFD-розрахунків було порівняно з експериментальними даними. Насамперед, аналізувалася різниця між повними температурами гарячого й холодного виходів з вихрової труби при різному статичному тиску на гарячому виході. За результатами проведеного аналізу можна констатувати, що всі розглянуті моделі турбулентності здатні виявляти наявність сепарації потоку за повною температурою в течіях, що обертаються. Водночас стандартна модель турбулентності $k-\epsilon$ має найкращу відповідність експериментальним даним за ступенем температурної сепарації, тому саме її рекомендовано для застосування в розрахунках енергетичної сепарації в обертових течіях.

Ключові слова: закручений потік; модель турбулентності; валідація; сіткова збіжність; CFD; експеримент; сепарація за повною температурою; вихровий ефект; ефект Ранка.

Вступ

Останніми роками чисельне моделювання зазнало значного розвитку завдяки зниженню вартості та підвищенню швидкості обчислювальних систем. Завдяки цим покращенням математичні алгоритми здатні ефективно працювати з більш реалістичними моделями.

Сьогодні розв'язання задачі за допомогою чисельного моделювання - це не лише отримання результату, а й забезпечення його якості. Під якістю слід розуміти ступінь «правдивості» результатів. Щоб стверджувати, що результат чисельного розв'язання повністю відповідає реальності, згідно з R. Jauregui [1], мають виконуватись такі умови:

- математична модель повинна охоплювати всі аспекти реального світу;

- чисельний метод має точно розв'язувати рівняння математичної моделі.

Проблема полягає в тому, що ці дві умови, які гарантують «істинність» результатів, ніколи не виконуються повністю, й слід визнати, що чисельне прогнозування ніколи не відтворює поведінку «реального» світу абсолютно точно. Тому можна лише бути впевненим, що чисельний розв'язок є хорошим наближенням до реальності. Проведення валідації математичної моделі є вірним шляхом отримання такої впевненості.

Зазвичай валідація здійснюється шляхом порівняння зразка або еталонної моделі з моделлю, що досліджується. Існує багато способів проведення валідації, але загалом їх зазвичай класифікують відповідно до зразка, який використовується для порівняння (L. Godoy та P. Dardati [2]):



[Creative Commons Attribution
NonCommercial 4.0 International](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

– Валідація за допомогою інших чисельних розв’язань. Порівняння результатів моделі з результатами, отриманими іншими чисельними методами або програмами, які вже визнані достовірними;

– Валідація за допомогою аналітичних розв’язань. Перевірка моделі шляхом порівняння її результатів з точними аналітичними розв’язками, які існують для спрощених або ідеалізованих випадків;

– Валідація за допомогою експериментальних результатів. Найпоширеніший метод, що передбачає порівняння результатів моделювання з фактичними вимірюваннями, отриманими під час натурних експериментів.

У даному дослідженні здійснюється розробка та валідація CFD-моделі для аналізу процесу сепарації закрученого потоку за повною температурою.

Розроблювана CFD-модель для розрахунків температурної сепарації в закручених потоках являє собою фізико-математичне представлення досліджуваного процесу енергетичного розділення, засноване на чисельному розв’язанні усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS, Reynolds Averaged Navier-Stokes), реалізоване в середовищі програмного комплексу ANSYS.

Під розробкою CFD-моделі мається на увазі процес комп'ютерного представлення геометрії досліджуваного об'єкта, вибір параметрів розрахункової сітки, визначення граничних умов і фізичних властивостей робочого тіла, вибір моделі турбулентності, а також параметрів чисельного розв’язання системи рівнянь Нав'є-Стокса.

У ролі досліджуваного закрученого потоку розглядається вихрова течія, що формується в трубі Ранка-Хільша. Валідація проводиться шляхом порівняння результатів чисельного моделювання з експериментальними даними, що дозволяє здійснити перевірку точності CFD-моделі та оцінити доцільність її застосування для аналізу енергетичної сепарації в потоках, що обертаються.

Опис розрахункового методу

У даному дослідженні стаціонарне моделювання, виконане на основі RANS рівнянь, було реалізовано за допомогою комерційного тривимірного CFD-розв’язувача Ansys CFX 2024 R2, що базується на тиску (pressure-based solver), із застосуванням підходу псевдо-часового кроку (pseudo-time-step). Усі рівняння збереження було дискретизовано за допомогою чисельних схем другого порядку точності. До складу стаціонарних RANS рівнянь, що описують рух стисливої рідини, входять рівняння неперервності (1), імпульсу (2) та енергії (3).

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right], \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho E u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\rho u_i \delta_{ij} + u_i \left\{ \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right\} \right] - \frac{\partial q_j}{\partial x_j}, \quad (3)$$

де u_i – усереднені за Рейнольдсом компоненти швидкості, ρ – густина повітря, p – тиск, $\overline{\rho u_i u_j}$ – напруження Рейнольдса, E – повна енергія на одиницю маси, а q_j – теплові потоки.

Робочим середовищем у цьому дослідженні є повітря, яке розглядається як ідеальний газ. Напруження Рейнольдса моделюються за допомогою гіпотези Буссінеска (4):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4)$$

де μ_t – турбулентна в'язкість, а k – кінетична енергія турбулентності.

У цьому дослідженні застосовано стандартну модель k - ϵ [3] з масштабованими функціями стінки (scalable wall functions) [4], хоча валідаційне дослідження, представлене нижче в цій публікації, також включало оцінку інших моделей турбулентності щодо доцільності їх застосування для розрахунку енергетичної сепарації потоку, що обертається. Стаціонарні форми рівнянь переносу для турбулентної кінетичної енергії k (5) та швидкості дисипації турбулентності ϵ (6) у моделі k - ϵ , а також турбулентної в'язкості μ_t (7), мають такий вигляд:

$$\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} P_\epsilon \frac{\epsilon}{k} - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (7)$$

де P_k – член, що описує генерацію турбулентності, S – модуль тензора середньої швидкості деформації, ν – кінематична в'язкість, а σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_μ – коефіцієнти моделі, що дорівнюють 1,0, 1,2, 1,44 та 1,92 відповідно.

Опис експериментальних даних

Вихрову трубу, використану в експерименті, проведеному К. Dincer та ін. [5], було обрано як основу для валідації CFD-моделі температурної сепарації, що проводилась шляхом порівняння розрахункових та експериментальних даних. Геометрія вихрової труби у вигляді розрахункового домену для чисельного моделювання зображена на рис. 1. Геометричні параметри труби зображено на рис. 2 та наведено в табл. 1. Ключові геометричні параметри вихрової труби, такі як кількість входних сопел, площа на вході, кут при вершині конуса-регулятора було обрано як у варіанта вихрової труби

з досліджень К. Dincer та ін. [5], який забезпечує найбільшу сепарацію потоку в трубі за температурою.

Умови роботи вихрової труби відповідали повному тиску на вході 200 кПа, та повній температурі 300 К. Інтенсивність турбулентності на вході була встановлена на рівні 5%. Тиск на холодному виході був прийнятий за 1 атм (згідно з експериментом [5]). Ключовим аспектом граничних умов є контроль тиску на гарячому виході. В експерименті повнота відкриття гарячого виходу регулюється за допомогою конуса-регулятора (рис. 1), який змінює тиск. Із закриттям гарячого виходу тиск збільшується, зменшуючи потік газу через гарячий вихід і збільшуючи витрату через холодний вихід. Однак реалізація цього методу контролю в чисельному моделюванні є складною. Тому, відповідно до підходу Н. Skye та ін. [6], конус регулятор лишався нерухомим, а тиск на гарячому виході в розрахунках підбирався таким чином, щоб отримати необхідну масову частку холодного потоку $\mu_{\text{холод}}$, близьку до експериментальних значень.

$\mu_{\text{холод}} = G_{\text{холод}} / G_{\text{вхд}}$, де $G_{\text{холод}}$ – масова витрата холодного повітря, а $G_{\text{вхд}}$ – масова витрата повітря на вході до вихрової труби.

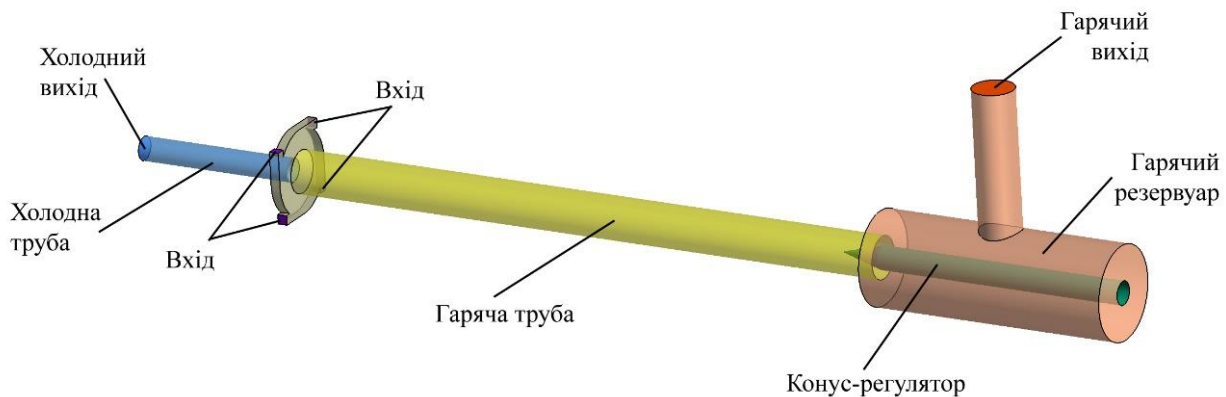


Рис. 1. Геометрія вихрової труби

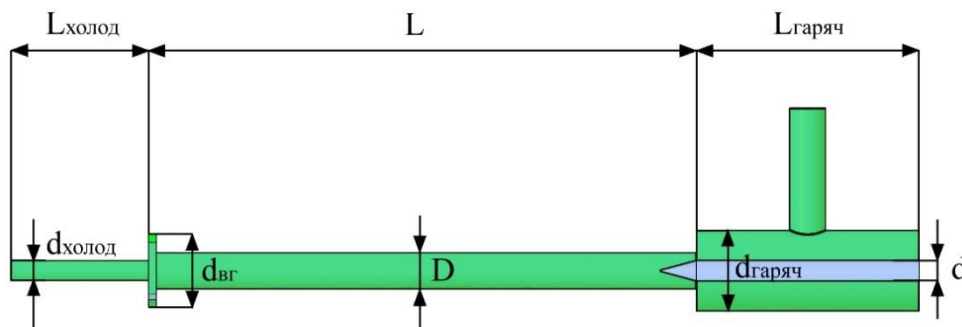


Рис. 2. Геометричні параметри вихрової труби

Таблиця 1

Геометричні параметри вихрової труби

Частина вихрової труби	Параметр	Позначення	Значення
Холодна труба	Довжина холодної труби	L _{холод}	34 мм
	Внутрішній діаметр холодної труби	d _{холод}	5 мм
Вихровий генератор	Діаметр вихрового генератору	d _{вг}	18 мм
	Кількість вхідних сопел	–	4
	Площа вхідного сопла	F _c	2x2 мм ²
Гаряча труба	Довжина гарячої труби	L	135 мм
	Внутрішній діаметр гарячої труби	D	9 мм
Гарячий резервуар	Довжина гарячого резервуару	L _{гаряч}	55 мм
	Внутрішній діаметр гарячого резервуару	d _{гаряч}	20 мм
	Діаметр конуса-регулятора	d	8 мм
	Кут при вершині конусу	α	30°

Дослідження сіткової збіжності

Для розрахунків застосовувалась тетраедральна сітка всередині вихрової труби та призматичні шари уздовж стінок із п'ятьма елементами впоперек. Через сильну неоднорідність течії у вихровій трубі, значення Y^+ для першого елемента по нормалі до поверхні труби варіюється від 1 до 107. Щоб впоратися з цим розкидом значень, застосовувався підхід з масштабованими функціями стінки (scalable wall functions) [4], що дозволяє використовувати моделі турбулентності навіть у випадках, коли значення Y^+ лежить за межами рекомендованого для моделі діапазону.

Для визначення необхідної роздільної здатності сітки було досліджено сіткову збіжність шляхом визначення показників збіжності сітки GCI (grid convergence index), дотримуючись процедури, запропонованої I. Celik та ін. [7]. Було досліджено вплив різних сіток на різницю температур між гарячим і холодним виходами при збереженні фіксованого статичного тиску 1,4 атм на гарячому виході. Згідно з дослідженням [5], цей тиск відповідає частці холодної фракції близько $\mu_{\text{холод}} = 0,2$ (відповідно, для гарячої фракції $\mu_{\text{гаряч}} = 0,8$). Для аналізу показника GCI було протестовано п'ять різних сіток (5 рівнів сітки), розмірністю від 0,4 до 35,3 мільйонів елементів.

В табл. 2 наведено кількість елементів для кожного з розглянутих рівнів сітки та отриману в розрахунках на цих сітках різницю повних температур на гарячому та холодному виходах з вихрової труби.

На рис. 3 представлено візуалізацію контурів повної температури в повздовжньому перерізі вихрової труби поблизу холодного виходу для сіточних рівнів 1-4. Поле повної температури для рівня сітки 5 не наведено через те, що воно майже не відрізняється від поля, отриманого на сітці рівня 4.

Таблиця 2

Розрахункові сітки та різниці повних температур на гарячому та холодному виходах з вихрової труби, отримані на цих сітках

Рівень сітки	Кількість елементів	Різниця повних температур на гарячому та холодному виходах, К
1	423 190	10,98
2	2 384 580	16,70
3	5 950 670	19,49
4	13 148 400	20,17
5	35 271 400	20,37

Оскільки процедура, запропонована Celik та ін. [7], передбачає розгляд тільки трьох рівнів сітки: грубої (coarse), середньої (medium) та дрібної (fine), то п'ять наявних у нашому дослідженні рівнів сіток, були розділені на три групи, що розглядались окремо: група 1 (рівні сіток 1-2-3), група 2 (рівні сіток 2-3-4), група 3 (рівні сіток 3-4-5). У табл. 3 наведено результати дослідження показників сіткової збіжності для трьох груп розрахункових сіток.

Отримані результати демонструють, що тільки для групи сіток 3 (рівні сіток 3-4-5) значення GCI показників відповідають вимогам, що до них

виставляються для проведення детальних досліджень з низькою похибкою ($GCI \leq 5\%$).

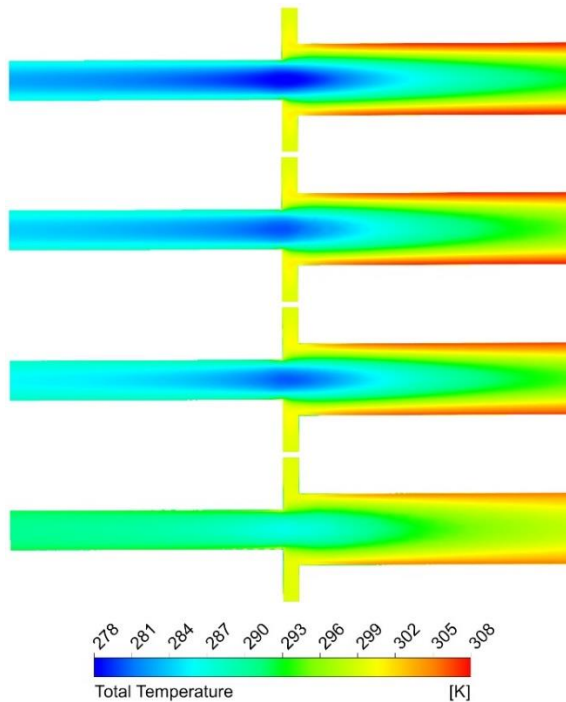


Рис. 3. Візуалізація контурів повної температури в поздовжньому перерізі вихрової труби поблизу холодного виходу (рівень сітки збільшується знизу вгору)

Під час розгляду групи 3 розрахункових сіток переходячи від грубої до дрібної сітки була отримана монотонна збіжність (рис. 4, таблиця 3).

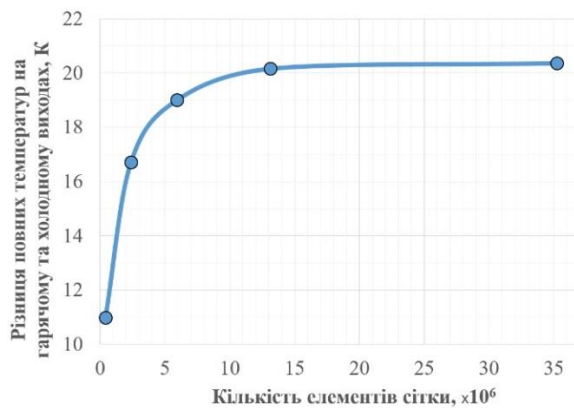


Рис. 4. Залежність різниці повних температур на холодному та гарячому виходах з вихрової труби від рівнів сітки (кількості елементів)

Асимптотичний діапазон дуже близький до 1 та розрахунковий порядок точності дискретизації дорівнює 2, що відповідає заявленому розробником чисельного методу порядку точності 2. Отримані значення різниці повних температур на гарячому та

холодному виходах з вихрової труби на сітках 4 та 5 відрізняються менше ніж на 1%, тому для подальшого моделювання було обрано сітку рівня 4 (13.1 мільйон елементів, рис. 5).

Таблиця 3

Результати дослідження показників сіткової збіжності для трьох груп розрахункових сіток

Групи рівнів розрахункових сіток	1-2-3	2-3-4	3-4-5
GCI_{32} від грубої сітки до середньої, %	67,07	19,64	1,4
GCI_{21} від середньої сітки до дрібної, %	50,6	11,29	0,14
Коефіцієнт збіжності	0,4	0,51	0,17
Умови збіжності	монотонна збіжність		
Асимптотичний діапазон	1,021	1,061	1,01
Чисельний порядок розв'язку (p)	0,86	1,87	2
Значення за екстраполяцією Річардсона	26,7	22	20,4
Коефіцієнт загушення сітки (γ_{32}) від грубої сітки до середньої	1,78	1,36	1,3
Коефіцієнт загушення сітки (γ_{21}) від середньої сітки до дрібної	1,36	1,3	1,39
Похибка (ε_{32}) при переході від грубої сітки до середньої, %	34,3	12,1	5,78
Похибка (ε_{21}) при переході від середньої сітки до дрібної, %	12,1	5,78	0,992

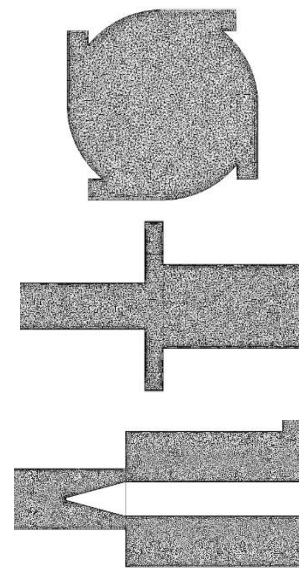


Рис. 5. Розрахункова сітка у поперечному та поздовжніх перерізах проточної частини вихрової труби (рівень сітки 4, табл. 2)

Порівняння різних моделей турбулентності

З сіткою рівня 4 було проведено додаткові розрахунки для різних масових часток холодного потоку, а також із використанням різних моделей турбулентності. Зокрема, було розглянуто стандартну модель $k-\epsilon$ [3], модель переносу зсувних напружень SST [8] та дві моделі Рейнольдсових напружень: BSL RSM [9, 10] та SSG RSM [11].

На рис. 6 разом з експериментальними даними наведено результати CFD-розрахунків, отримані з застосуванням різних моделей турбулентності. Представлено залежність різниці повних температур на холодному та гарячому виходах з вихрової труби від масової частки холодного повітря відносно загальної витрати повітря через вихрову трубу.

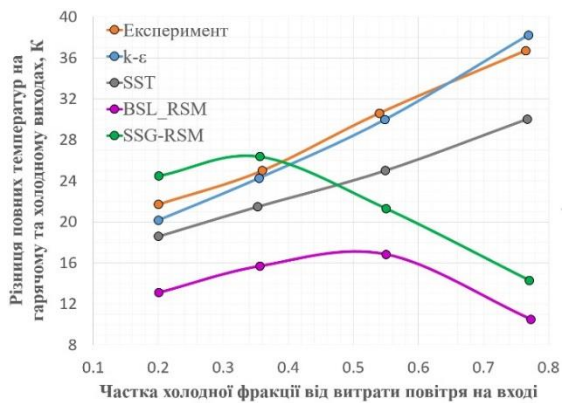


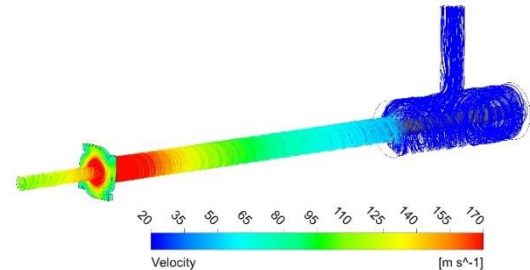
Рис. 6. Залежність різниці повних температур на холодному та гарячому виходах з вихрової труби від частки холодного потоку

Стандартна $k-\epsilon$ модель турбулентності найкращим чином відповідає експериментальним даним. Нижче буде наведено результати розрахунків із застосуванням цієї моделі.

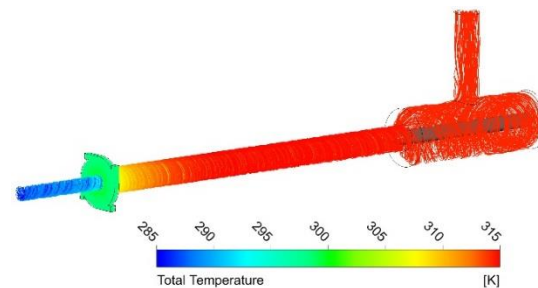
На рис. 7 показано лінії струму всередині вихрової трубки при тиску на гарячому виході, встановленому на рівні 1,6 атм, що відповідає холодній фракції потоку $\mu_{\text{холод}} \approx 0,55$. Лінії струму забарвлені відповідно до величини швидкості та повної температури. Спостерігається, що повітря, яке надходить через вхідне сопло, інтенсивно обертається всередині труби, створюючи потужний вихровий потік, що призводить до розділення за температурою. Сепаровані потоки виходять окремо через гарячий і холодний виходи з вихрової труби.

Розподіли температури в поздовжньому перерізі вихрової труби, отримані при зміні тиску на гарячому виході, порівнюються на рис. 8. Зі зростанням тиску на гарячому виході зростає частка холодного потоку $\mu_{\text{холод}}$, а температура як на самому гарячому виході, так і всередині вихрової труби

підвищується. Температура на холодному виході також дещо підвищується (при зростанні холодної фракції потоку), але меншою мірою, ніж на гарячому виході, що призводить до росту різниці повних температур гарячого та холодного потоків на виході з вихрової труби (рис. 6, 8).



а)



б)

Рис. 7. Візуалізація ліній струму, забарвлених відповідно до величини швидкості (а) та повної температури (б) при $\mu_{\text{холод}} \approx 0,55$

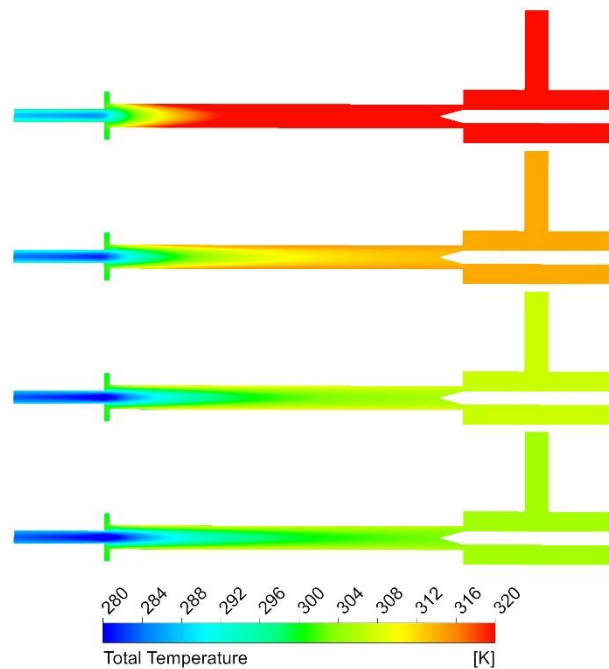


Рис. 8. Візуалізація контурів повної температури в поздовжньому перерізі вихрової труби при різному тиску на гарячому виході (тиск збільшується знизу вгору)

За результатами дослідження стандартну k - ϵ модель турбулентності рекомендовано до застосування для моделювання сепарації обертового потоку за повною температурою. Ця рекомендація добре корелює з низкою попередніх досліджень (наприклад, Н. Skye та ін. [6], Т. Dutta та ін. [12] і К. Matveev [13]), у яких також показано добру збіжність результатів моделювання температурної сепарації у вихрових трубах, отриманих за допомогою стандартної k - ϵ моделі, з результатами експериментів.

Висновки

У рамках проведеного розрахункового дослідження на основі геометрії вихрової труби Ранка-Хільша з протитечією була розроблена CFD-модель для чисельного аналізу явища температурної сепарації в закручених потоках. Це розроблення включає побудову математичної моделі вихрової труби, вибір параметрів розрахункової сітки, задання граничних умов і фізичних властивостей робочого тіла, вибір моделі турбулентності, а також параметрів чисельного рішення системи рівнянь Нав'є-Стокса. За результатами валідації CFD-моделі, шляхом порівняння результатів чисельного аналізу з експериментальними даними, стандартна k - ϵ модель турбулентності та неструктурована тетраедальна розрахункова сітка з призматичними шарами уздовж стінок, були рекомендовані до застосування у тривимірному CFD-розв'язувачі Ansys CFX 2024 R2 для моделювання процесів енергетичної сепарації у течіях, що обертаються.

Внесок авторів: пошук, огляд та аналіз інформаційних джерел – **А. М. Карпенко**; формулювання мети і постановка задач дослідження – **А. М. Карпенко**; проведення CFD досліджень – **А. М. Карпенко**; аналіз результатів дослідження – **А. М. Карпенко, Ю. І. Торба**; формулювання висновків – **А. М. Карпенко, Ю. І. Торба**; написання статті – **А. М. Карпенко, Ю. І. Торба**.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Доступність даних

Рукопис не має пов'язаних даних.

Використання засобів штучного інтелекту

Автори підтверджують, що не використовували технології штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

Автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Jauregui, R. Numerical validation methods [Text] / R. Jauregui, & F. Silva // *Numerical Analysis - Theory and Application*. – 2011. DOI: 10.5772/23304.
2. Godoy, L. Validación de modelos en mecánica computacional [Text] / L. Godoy, & P. Dardati // *Mecanica Computacional*. – 2001. – Vol. 20, no. 17. – P. 663–670. – Available at: <https://amcaonline.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/1854/0>. – 10.6.2025.
3. Jones, W. P. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence [Text] / W. P. Jones, & B. E. Launder // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1972. – Vol. 15, no. 2. – P. 301–314. DOI:10.1016/0017-9310(72)90076-2.
4. CFX-Solver Theory Guide. – 2.8.1.1 Scalable Wall Functions [Text]. – Ansys, Inc., Pennsylvania, USA, 2024.
5. Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet [Text] / K. Dincer, & et al. // *International Journal of Refrigeration*. – 2009. – Vol. 32, no. 1. – P. 87–94. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.06.002.
6. Skye, H. M. Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube [Text] / H. M. Skye, G. F. Nellis, & S. A. Klein // *International Journal of Refrigeration*. – 2006. – Vol. 29, no. 1. – P. 71–80. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.004.
7. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications [Text] / I. B. Celik, & et al. // *Journal of Fluids Engineering*. – 2008. – Vol. 130, no. 7. – Article no. 078001. DOI: 10.1115/1.2960953.
8. Menter, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering [Text] / F. R. Menter // *AIAA Journal*. – 1994. – Vol. 32, no. 8. – P. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149.
9. Chou, P. Y. On velocity correlations and the solutions of the equations of turbulent fluctuation [Text] / P. Y. Chou // *Quarterly of Applied Mathematics*. – 1945. – Vol. 3, no. 1. – P. 38–54. DOI: 10.1090/qam/11999.
10. Rotta, J. Statistische Theorie nichthomogener Turbulenz [Text] / J. Rotta // *Zeitschrift f r Physik*. –

1951. – Vol. 129, no. 6. – P. 547–572. DOI: 10.1007/bf01330059.

11. Speziale, C. G. Modelling the pressure–strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach [Text] / C. G. Speziale, S. Sarkar, & T. B. Gatski // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1991. – Vol. 227. – P. 245–272. DOI: 10.1017/s0022112091000101.

12. Dutta, T. Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube [Text] / T. Dutta, K. P. Sinhamahapatra, & S. S. Bandyopdhyay // *International Journal of Refrigeration*. – 2010. – Vol. 33, no. 4. – P. 783–792. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014.

13. Matveev, K. I. Numerical investigation of vortex tubes with extended vortex chambers [Text] / K. I. Matveev, & J. Leachman // *International Journal of Refrigeration*. – 2019. – Vol. 108. – P. 145–153. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.08.030.

References

1. Jauregui, R., & Silva, F. Numerical validation methods. *Numerical Analysis - Theory and Application*. 2011. DOI: 10.5772/23304.

2. Godoy, L., & Dardati, P. Validación de modelos en mecánica computacional. *Mecánica Computacional*, – 2001, vol. 20, no. 17, pp. 663–670. Available at: <https://amcaonline.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/1854/0>. (accessed 10.6.2025).

3. Jones, W. P., & Launder, B. E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972, vol. 15, no. 2, pp. 301–314. DOI: 10.1016/0017-9310(72)90076-2.

4. CFX-Solver Theory Guide. – 2.8.1.1 Scalable Wall Functions. – Ansys, Inc., Pennsylvania, USA, 2024.

5. Dincer, K., & et al. Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. *International*

Journal of Refrigeration, 2009, vol. 32, no. 1, pp. 87–94. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.06.002.

6. Skye, H. M., Nellis, G. F., & Klein, S. A. Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 2006, vol. 29, no. 1, pp. 71–80. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.004.

7. Celik, I. B., & et al. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, no. 7, article no. 078001. DOI: 10.1115/1.2960953.

8. Menter, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149.

9. Chou, P. Y. On velocity correlations and the solutions of the equations of turbulent fluctuation. *Quarterly of Applied Mathematics*, 1945, vol. 3, no. 1, pp. 38–54. DOI: 10.1090/qam/11999.

10. Rotta, J. Statistische Theorie nichthomogener Turbulenz. *Zeitschrift für Physik*, 1951, vol. 129, no. 6, pp. 547–572. DOI: 10.1007/bf01330059.

11. Speziale, C. G., Sarkar, S., & Gatski, T. B. Modelling the pressure–strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach. *Journal of Fluid Mechanics*, 1991, vol. 227, pp. 245–272. DOI: 10.1017/s0022112091000101.

12. Dutta, T., Sinhamahapatra, K. P., & Bandyopdhyay, S. S. Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 2010, vol. 33, no. 4, pp. 783–792. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014.

13. Matveev, K. I., & Leachman, J. Numerical investigation of vortex tubes with extended vortex chambers. *International Journal of Refrigeration*, 2019, vol. 108, pp. 145–153. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.08.030.

Отримано 15.07.2025, отримано у доопрацьованому вигляді 06.10.2025

Дата ухвалення 17.11.2025, дата публікації 08.12.2025

DEVELOPMENT AND VALIDATION OF A CFD MODEL PREDICTION OF TEMPERATURE SEPARATION IN SWIRLING FLUID FLOWS

Artem Karpenko, Yuriy Torba

In this study, a numerical model was developed for performing 3D computational fluid dynamics (CFD) simulations of the total temperature separation phenomenon in rotating flows, and the accuracy of this model was validated. This study aims to confirm that the CFD simulation results accurately reflect the physical processes occurring in a real swirling fluid flow. This study examines a rotating fluid flow in a counterflow Ranque–Hilsch vortex tube. The commercial three-dimensional CFD solver Ansys CFX 2024 R2 is used for calculations in a steady-state formulation. To determine the required mesh resolution, a grid convergence study was conducted using the Grid Convergence Index (GCI). The obtained indicators meet the GCI requirements in detailed studies with low error margins ($GCI \leq 5\%$). The selected mesh for further calculations comprises 13 million elements. This study includes

simulations of the vortex tube at various cold stream mass fractions and with different turbulence models. Specifically, the standard k - ε model, the Shear Stress Transport (SST) model, and two Reynolds Stress Models were considered: the Baseline Reynolds Stress Model (BSL RSM) and the Speziale-Sarkar-Gatski Reynolds Stress Model (SSG RSM). The results of the 3D CFD simulations were compared with experimental data, particularly analyzing the difference in total temperatures between the hot and cold outlets of the vortex tube at varying static pressures at the hot outlet. Based on the analysis, all considered turbulence models are capable of detecting the total temperature separation in rotating flows. However, the standard k - ε turbulence model demonstrated the best agreement with the experimental data in terms of the degree of temperature separation. Therefore, it is recommended for use in energy separation calculations in rotating flows.

Keywords: validation; turbulence model; grid convergence; CFD; experiment; total temperature separation; vortex effect; Ranque effect.

Карпенко Артем Михайлович – асп., Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків; провідний інженер, Акціонерне товариство «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Торба Юрій Іванович – канд. техн. наук, заступник генерального директора з наукової та експериментально-випробувальної роботи АТ «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Artem Karpenko – PhD Student, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine; Lead Engineer, JSC "Ivchenko-Progress", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: karpenkoarty@gmail.com, ORCID: 0009-0006-2200-694X.

Yuriy Torba – Cand. Tech. Sci., Deputy Director General for Scientific and Experimental and Testing Work; JSC "Ivchenko-Progress", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: torba.yuriy@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8470-9049.