

УДК 001.891.576

doi: 10.32620/aktt.2026.4sup1.11

С. А. ЄВСЄЄВ

АТ «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна

ВАЛІДАЦІЯ ТА ВЕРИФІКАЦІЯ CFD-МЕТОДИКИ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА ВИХОДІ З КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ І АНАЛІЗУ СІТКОВОЇ ЗБІЖНОСТІ

Роботу присвячено актуальній проблемі верифікації та валідації CFD-методики моделювання температурного поля на виході з камери згоряння (КЗ) малорозмірного газотурбінного двигуна (МГТД). **Об'єктом дослідження** є процеси формування температурного поля на виході з камери згоряння МГТД. Актуальність роботи зумовлена тим, що температурне поле визначає тепловий стан соплових і робочих лопаток турбіни, їхній ресурс і ефективність використання енергії продуктів згоряння. **Метою роботи** є верифікація на основі аналізу сіткової збіжності та експериментальна валідація CFD-методики моделювання процесів течії й горіння для підвищення точності прогнозування температурного поля на виході з КЗ на етапі її проектування. Для досягнення поставленої мети розв'язано такі **завдання**: адаптовано тривимірну CFD-методику моделювання повнорозмірних газотурбінних двигунів до умов МГТД; проведено дослідження сіткової збіжності за методикою Grid Convergence Index (GCI); виконано порівняльний аналіз моделей турбулентності $k-\omega$ SST, $k-\epsilon$ Realizable та модифікованої $k-\omega$ SST; здійснено валідацію чисельних результатів шляхом їх порівняння з експериментальними даними щодо температурного поля та втрат повного тиску. Чисельне моделювання виконано в програмному комплексі ANSYS Fluent 2025 R1 з використанням методу скінченних об'ємів. Для опису турбулентності застосовано моделі $k-\omega$ SST і $k-\epsilon$ Realizable, процесів горіння — модель Non-Premixed Combustion, руху паливних крапель — дискретну фазову модель (DPM), а теплообміну випромінюванням — модель дискретних ординат (DO). За результатами аналізу сіткової збіжності встановлено, що чисельний порядок збіжності становить $p=3,2553$, індекс GCI для найдрібнішої сітки — 0,1874 %, що підтверджує незалежність чисельного розв'язку від подальшого згущення сітки. Порівняльний аналіз моделей турбулентності показав, що найточніше прогнозування радіальної температурної нерівномірності забезпечує модифікована модель $k-\omega$ SST. **Наукова новизна** полягає в адаптації та верифікації CFD-методики моделювання камер згоряння до умов малорозмірних газотурбінних двигунів з урахуванням масштабних ефектів, характерних для МГТД, а також у визначенні моделі турбулентності, що забезпечує найбільш достовірне прогнозування температурного поля. **Практичне значення** одержаних результатів полягає в створенні CFD-методики, яка дозволяє прогнозувати температурне поле та втрати повного тиску ще на етапі проектування, скоротити обсяг дороговартісних експериментальних досліджень, зменшити тривалість розроблення КЗ і підвищити ресурс і надійність турбіни.

Ключові слова: валідація та верифікація, CFD-методика, камера згоряння (КЗ), малорозмірний газотурбінний двигун (МГТД), температурне поле, сіткова збіжність, Grid Convergence Index (GCI), ANSYS Fluent, модель турбулентності, поліедральна сітка, радіальна нерівномірність, чисельне моделювання.

Вступ

Одним із головних показників ефективності камери згоряння (КЗ) малорозмірного газотурбінного двигуна (МГТД) є температурне поле газу на її виході. Саме розподіл температури визначає тепловий стан соплових і робочих лопаток турбіни, їхній ресурс, рівень термічних напружень і ефективність використання енергії продуктів згоряння. Значна нерівномірність температурного поля викликає локальний перегрів елементів турбіни, прискорює їх зношування, зменшує ресурс двигуна та обмежує режими його роботи. Тому забезпечення необхідного температурного поля за мінімальних втрат повного тиску є

одним із головних завдань під час проектування камер згоряння МГТД.

Температурне поле на виході з КЗ формується внаслідок взаємодії процесів розпилювання та випаровування палива, змішування паливно-повітряної суміші, горіння, подачі вторинного й охолоджувального повітря та теплообміну між газовим потоком і стінками камери. Для малорозмірних КЗ ці процеси мають особливо важливе значення через невеликі розміри жарової труби (ЖТ) і високу інтенсивність тепло- і масообміну. Тому навіть незначні зміни конструкції або умов подачі повітря можуть суттєво змінювати температурне поле на виході.

Експериментальне дослідження температурного поля є складним і дорогим, оскільки потребує



виготовлення дослідних зразків і використання спеціального високотемпературного вимірювального обладнання. Проведення великої кількості експериментів для різних конструктивних варіантів значно збільшує тривалість і вартість розроблення КЗ. Водночас аналітичні та напівемпіричні методи не завжди дозволяють достатньо точно врахувати особливості конкретної конструкції, особливо для малорозмірних газотурбінних двигунів.

Тому під час проектування сучасних камер згоряння широко використовуються методи обчислювальної гідрогазодинаміки (Computational Fluid Dynamics, CFD). Вони дають змогу моделювати течію, процеси змішування, горіння та розподіл температури в усьому об'ємі КЗ, що дозволяє прогнозувати температурне поле на її виході ще на етапі проектування та скоротити обсяг дороговартісних експериментальних досліджень.

Однак точність CFD-розрахунків залежить від правильного вибору математичних моделей, розрахункової сітки, моделей турбулентності й горіння, а також налаштувань чисельного алгоритму. Для малорозмірних камер згоряння, які мають складну геометрію та значну кількість дрібних конструктивних елементів, вплив цих факторів є особливо важливим. Тому актуальним завданням є розроблення та валідація CFD-методики, здатної забезпечити достовірне прогнозування температурного поля на виході з КЗ.

Метою роботи є верифікація на основі аналізу сіткової збіжності [1, 2] і експериментальна валідація CFD-методики моделювання процесів течії та горіння в камері згоряння малорозмірного газотурбінного двигуна для підвищення точності прогнозування температурного поля на виході з КЗ на етапі її проектування.

Об'єктом дослідження є процеси формування температурного поля на виході з КЗ малорозмірного газотурбінного двигуна.

Предметом дослідження є CFD-методика чисельного моделювання цих процесів та оцінювання її точності за результатами верифікації та валідації.

1. Фізико-математична постановка задачі

Чисельне моделювання аеродинамічних і теплових процесів у камері згоряння виконувалося в програмному комплексі ANSYS Fluent 2025 R1, який реалізує метод скінченних об'ємів (Finite Volume Method, FVM) для розв'язання системи рівнянь збереження маси, імпульсу, енергії та компонентів газової суміші [3, 4, 5].

Розрахунок газової фази ґрунтувався на чисельному розв'язанні осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS). Для розв'язання системи рівнянь використовувався pressure-based solver, який

ефективно застосовується при моделюванні дозвукових внутрішніх течій у камерах згоряння газотурбінних двигунів [6]. Зв'язок між полями швидкості та тиску забезпечувався алгоритмом Coupled, що дозволяє підвищити стійкість обчислювального процесу та скоротити кількість ітерацій до досягнення збіжності [3].

Для замикання системи рівнянь використовувалася двопараметрична модель турбулентності $k-\omega$ SST [7, 8]. Вона забезпечує підвищену точність опису течій із відривом, рециркуляційними зонами, процесами турбулентного змішування та значними градієнтами швидкості, що є характерними для камер згоряння малорозмірних газотурбінних двигунів (МГТД) [9]. Поблизу твердих поверхонь застосовувалися пристінкові функції, які забезпечують коректний опис турбулентного пограничного шару за прийнятого рівня розрахункової сітки [3].

Моделювання процесу горіння здійснювалося із застосуванням моделі Non-Premixed Combustion, що базується на використанні функцій густини ймовірності (Probability Density Function, PDF) [3, 10] та попередньо обчислених PDF-таблиць. Для опису руху, теплообміну, випаровування та взаємодії крапель авіаційного палива з газовою фазою використовувалася лагранжева модель дискретної фази (Discrete Phase Model, DPM) [3, 11]. Радіаційний теплообмін ураховувався за допомогою моделі дискретних ординат (Discrete Ordinates, DO) [3].

Дискретизація інтегральної форми рівнянь здійснювалася на неструктурованій поліедральній розрахунковій сітці (Polyhedral Mesh) [3, 12].

Просторова дискретизація конвективних членів рівнянь виконувалася за схемою Second Order Upwind, яка забезпечує другий порядок точності та зменшує чисельну дифузію при моделюванні потоків зі значними просторовими градієнтами швидкості, температури та концентрації компонентів [3, 5]. Для визначення змінних градієнтів застосовувався метод Least Squares Cell-Based [3, 13], а для інтерполяції тиску – схема Second Order [3].

Під час побудови математичної моделі були прийняті такі основні припущення:

- газова фаза є багатокомпонентною хімічно реагуючою сумішшю, що складається з компонентів повітря, парів палива та продуктів згоряння;
- течія є тривимірною, турбулентною та стаціонарною;
- термодинамічні властивості газової суміші визначаються залежно від локального складу та температури;
- вплив об'ємної частки крапель на структуру газового потоку не враховується;
- зіткнення та коалесценція крапель не розглядаються;

– теплофізичні властивості матеріалів стінок вважаються сталими.

Розрахункова область відповідала 1/12 сектору КЗ МГТД (рис. 1).

Збіжність чисельного розв'язку контролювалася за залишками (Residuals) рівнянь неперервності, імпульсу, енергії та турбулентності, а також за стабілізацією втрат повного тиску та середньомасової температури на виході з КЗ [3].

Нерівномірність температурного поля оцінювали за масово-осередненою повною температурою та її окружним і радіальним розподілами на виході з КЗ (рис. 1 – зелена поверхня), що дозволило визначити вплив конструктивних особливостей на тепловий стан соплового апарата.

Достовірність моделювання підтверджувалася дослідженням сіткової збіжності за методикою Grid Convergence Index (GCI), яка забезпечила оцінку похибки просторової дискретизації та незалежності розв'язку від розрахункової сітки [1, 2, 14].

1.1. Граничні умови

На рис. 1 показано умовну схему задавання граничних умов.

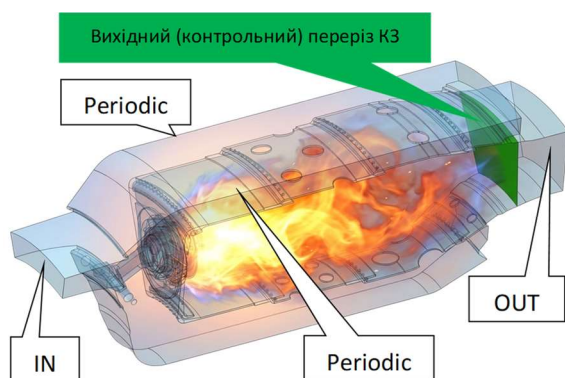


Рис. 1. Схема граничних умов для розрахункового сектора (1/12) камери згоряння МГТД

На вхідній границі (IN) задавалася масова витрата повітря (mass-flow-inlet, кг/с), повна температура T^* (Total-Temperature, K), інтенсивність турбулентності (Turbulent Intensity, %) та масштаб турбулентності (Turbulent Length Scale, м).

На вихідній границі (OUT) задавався статичний тиск (Pressure Outlet, Па), повна температура зворотного потоку T^* (Backflow Total Temperature, K), інтенсивність турбулентності (Turbulent Intensity, %) та масштаб турбулентності (Turbulent Length Scale, м).

На бічних гранях (Periodic) задавався тип граничних умов Rotational.

2. Верифікація чисельної методики

2.1. Дослідження сіткової збіжності

Одним із ключових чинників, що визначають достовірність результатів CFD-моделювання, є якість розрахункової сітки. Недостатня кількість елементів або невдалий вибір її типу можуть призводити до зростання чисельної дифузії (похибки), погіршення опису складної геометрії, спотворення структури течії та, як наслідок, до похибок прогнозування температурного поля та втрат повного тиску. Тому перед проведенням основних розрахунків виконано дослідження сіткової збіжності та оцінено вплив розміру сітки на результати моделювання [1, 2, 5].

У CFD-дослідженнях камер згоряння газотурбінних двигунів найбільш поширеними є тетраедральні, гексаедральні та поліедральні сітки. Гексаедральна сітка забезпечує високу точність апроксимації та мінімальну чисельну дифузію, однак її побудова для камер згоряння складної геометрії є трудомісткою. Тетраедральна сітка легко генерується й добре відтворює складні поверхні, проте характеризується підвищеною чисельною дифузиею та зазвичай потребує більшої кількості елементів для досягнення необхідної точності [4, 5, 13].

Поліедральна сітка поєднує переваги двох попередніх типів: забезпечує меншу чисельну дифузію, швидшу збіжність розрахунку та високу якість апроксимації за меншої кількості комірок. За результатами сучасних досліджень, її точність є близькою до гексаедральної, тоді як обчислювальні витрати істотно нижчі, а збіжність краща, ніж у тетраедральній сітці [12, 13]. Тому для моделювання процесів у камері згоряння МГТД використано поліедральну розрахункову сітку.

Для оцінювання незалежності чисельного розв'язку від розміру сітки сформовано три поліедральні сітки різної густини. У таблиці 1 наведено кількість елементів кожної сітки та відповідні значення втрат повного тиску. Для всіх сіток використовувалися однакові фізичні моделі, граничні умови та параметри чисельного алгоритму, що забезпечило коректність порівняння результатів [1, 3].

Таблиця 1

Параметри розрахункових сіток та отримані значення повного тиску

№	Рівень сітки	Кількість елементів	Значення втрати повного тиску
1	Дрібна (Fine)	≈ 40 млн.	9,70
2	Середня (Medium)	≈ 12 млн.	9,66
3	Груба (Coarse)	≈ 3,5 млн.	9,51

Як контрольний параметр для оцінювання сіткової збіжності було обрано втрати повного тиску в камері згоряння:

$$\Delta P^* = \frac{P_{\text{вх}}^* - P_{\text{вих}}^*}{P_{\text{вх}}^*} \cdot 100 \%, \quad (1)$$

де $P_{\text{вх}}^*$ – повний тиск на вході в дифузор;

$P_{\text{вих}}^*$ – повний тиск на виході з камери згоряння.

Втрати повного тиску є найбільш чутливими до точності відтворення геометрії жарової труби, якості розрахункової сітки та структури турбулентної течії, тому широко використовуються як контрольний параметр під час дослідження сіткової збіжності в CFD [1, 2, 5]. Середньомасова температура на виході з КЗ також залежить від просторової дискретизації, однак її точність переважно визначається вибором моделей горіння та турбулентно-хімічної взаємодії [3, 6–10].

Оцінювання сіткової незалежності виконувалося за методикою Grid Convergence Index (GCI) відповідно до рекомендацій Celik et al. [1], що дозволяє кількісно оцінити похибку просторової дискретизації та підтвердити незалежність чисельного розв'язку від розміру сітки [2, 14]. Для цього визначали коефіцієнт уточнення сітки, порядок збіжності, екстрапольоване значення контрольного параметра та індекс GCI для пар сіток «груба–середня» і «середня–дрібна».

2.2. Верифікація чисельного рішення за критерієм сіткової збіжності Grid Convergence Index

Усі вихідні дані знаходяться в таблиці 1.

2.2.1. Розрахунок коефіцієнта згущення для тривимірних задач

$$r_{21} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{1/3} = \left(\frac{4 \cdot 10^7}{1,2 \cdot 10^7} \right)^{1/3} = 1,4938; \quad (2)$$

$$r_{32} = \left(\frac{N_2}{N_3} \right)^{1/3} = \left(\frac{1,2 \cdot 10^7}{3,5 \cdot 10^6} \right)^{1/3} = 1,5079, \quad (3)$$

де N_1 – кількість елементів дрібної сітки;

N_2 – кількість елементів середньої сітки;

N_3 – кількість елементів грубої сітки.

Відхилення між коефіцієнтами подібнення становить менше 1 %, що підтверджує практично однаковий ступінь послідовного подібнення розрахункових сіток.

2.2.2. Різниця між розв'язками

$$\varepsilon_{21} = \Delta P_2^* - \Delta P_1^* = 9,66 - 9,70 = -0,04; \quad (4)$$

$$\varepsilon_{32} = \Delta P_3^* - \Delta P_2^* = 9,51 - 9,66 = -0,15, \quad (5)$$

де ΔP_1^* – втрати повного тиску на дрібній сітці;

ΔP_2^* – втрати повного тиску на середній сітці;

ΔP_3^* – втрати повного тиску на грубій сітці.

2.2.3. Визначення знаку збіжності

$$s = \text{sign} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) = \text{sign} \left(\frac{-0,15}{-0,04} \right) = 1. \quad (6)$$

Отже, розв'язок має монотонну збіжність (значення більше нуля), що є обов'язковою умовою коректного застосування методу Grid Convergence Index.

2.2.4. Чисельний порядок збіжності (розв'язку)

Метод визначення порядку збіжності відповідно до методики Celik et al. [1] – ітераційний.

$$p = \frac{1}{\ln(r)} \left| \ln \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) + q(p) \right|, \quad (7)$$

де $q(p) = \ln \left(\frac{r^p - s}{r^p - s} \right)$ – параметр, який підбирається ітераційно.

Для спрощення обчислень було запропоновано спрощене (не ітераційне) рівняння для визначення порядку збіжності:

$$p = \frac{\ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right|}{\ln \left(\frac{r_{21} + r_{32}}{2} \right)} = \frac{\ln \left| \frac{-0,15}{-0,04} \right|}{\ln \left(\frac{1,4938 + 1,5079}{2} \right)} = 3,2553. \quad (8)$$

Отримане значення свідчить про високу якість розрахункової сітки та високу швидкість зменшення помилки дискретизації під час послідовного подібнення сітки.

2.2.5. Використання екстраполяції Річардсона

Екстрапольоване значення обчислюваної величини визначається як

$$\begin{aligned} \phi_{\text{ext}} &= \Delta P_1^* + \frac{\Delta P_1^* - \Delta P_2^*}{\left(\frac{r_{21} + r_{32}}{2} \right)^p - 1} = \\ &= 9,70 + \frac{9,70 - 9,66}{\left(\frac{1,4938 + 1,5079}{2} \right)^{3,2553} - 1} = 9,7145. \quad (9) \end{aligned}$$

Різниця між результатом, отриманим на найдетальнішій сітці, та екстрапольованим значенням становить 0,149 %. Отже, подальше зменшення розміру елементів сітки практично не вплине на кінцевий результат розрахунку.

2.2.6. Визначення приблизної відносної похибки

Для дрібної сітки

$$\begin{aligned} \epsilon_a^{21} &= \frac{\Delta P_1^* - \Delta P_2^*}{\Delta P_1^*} \cdot 100 \% = \\ &= \frac{9,70 - 9,66}{9,70} \cdot 100 \% = 0,412 \% . \end{aligned} \quad (10)$$

Для середньої сітки

$$\begin{aligned} \epsilon_a^{32} &= \frac{\Delta P_2^* - \Delta P_3^*}{\Delta P_2^*} \cdot 100 \% = \\ &= \frac{9,66 - 9,51}{9,66} \cdot 100 \% = 1,553 \% . \end{aligned} \quad (11)$$

2.2.7. Визначення екстрапольованої відносної похибки

$$\begin{aligned} \epsilon_{\text{ext}} &= \frac{\phi_{\text{ext}} - \Delta P_1^*}{\phi_{\text{ext}}} \cdot 100 \% = \\ &= \frac{9,7145 - 9,70}{9,7145} \cdot 100 \% = 0,149 \% . \end{aligned} \quad (12)$$

2.2.8. Визначення показника сіткової збіжності GCI

Для дрібної сітки

$$\begin{aligned} GCI_{21} &= F_s \cdot \frac{\epsilon_a^{21}}{\left(\frac{r_{21} + r_{32}}{2}\right)^p - 1} = \\ &= 1,25 \cdot \frac{0,412}{\left(\frac{1,4938 + 1,5079}{2}\right)^{3,2553} - 1} = 0,1874 . \end{aligned} \quad (13)$$

Для середньої сітки

$$\begin{aligned} GCI_{32} &= F_s \cdot \frac{\epsilon_a^{32}}{\left(\frac{r_{21} + r_{32}}{2}\right)^p - 1} = \\ &= 1,25 \cdot \frac{1,553}{\left(\frac{1,4938 + 1,5079}{2}\right)^{3,2553} - 1} = 0,7058 \end{aligned} \quad (14)$$

де F_s – згідно з методикою Celic, $F_s = 1,25$.

2.2.9. Перевірка асимптотичної області

$$\begin{aligned} \frac{GCI_{32}}{\left(\frac{r_{21} + r_{32}}{2}\right)^p \cdot GCI_{21}} &= \\ &= \frac{0,7058}{\left(\frac{1,4938 + 1,5079}{2}\right)^{3,2553} \cdot 0,1874} = 1,0043 \approx 1 . \end{aligned} \quad (15)$$

Отже, аналіз результатів дослідження сіткової збіжності показав, що зі збільшенням кількості елементів розрахункової сітки значення втрат повного тиску монотонно наближається до граничного значення. Значення коефіцієнтів згущення сітки практично однакові ($r_{21} = 1,4938$, $r_{32} = 1,5079$), що підтверджує коректність сформованої послідовності розрахункових сіток. Чисельний порядок збіжності становить $p = 3,2553$, що свідчить про швидке зменшення похибки дискретизації при згущенні сітки.

Значення показника (індексу) сіткової збіжності для найдрібнішої сітки становить 0,1874 %, що характеризує низький рівень похибки просторової дискретизації. Перевірка критерію асимптотичної області дала значення 1,0043, яке практично збігається з одиницею. Це підтверджує, що чисельне рішення знаходиться в асимптотичній області збіжності, а результати моделювання можна вважати практично незалежними від подальшого згущення розрахункової сітки.

Зведенні результати сіткової збіжності, визначені за методикою Celik et al. [1], представлено в таблиці 2 та на рис. 2.

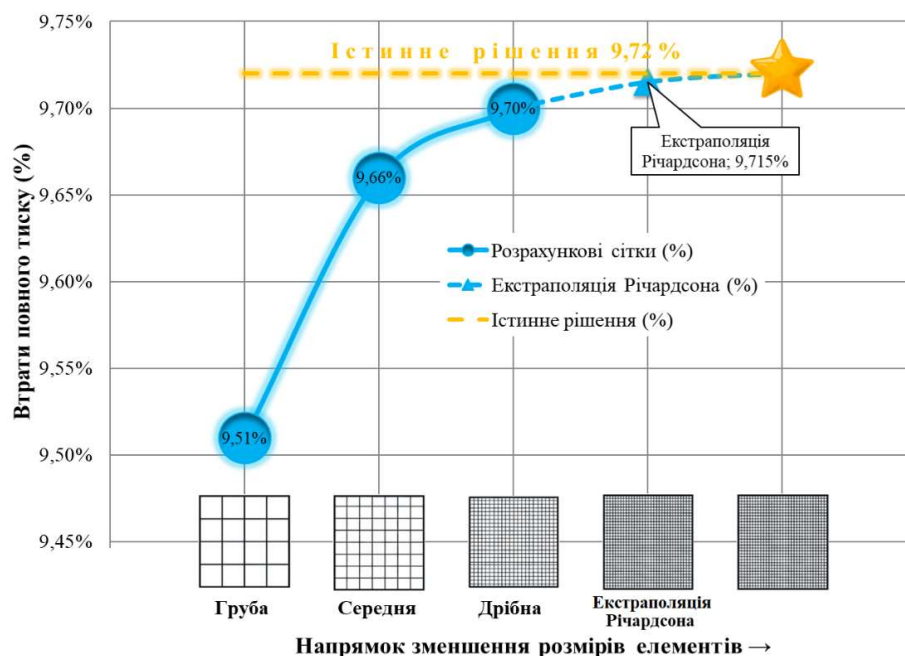
3. Аналіз результатів моделювання

Незважаючи на широке застосування CFD-моделювання під час дослідження повнорозмірних камер згоряння газотурбінних двигунів, безпосереднє використання існуючих методик для малорозмірних камер згоряння не забезпечує необхідної достовірності результатів. Це зумовлено зміною масштабних співвідношень, що підвищує вплив теплообміну зі стінками, в'язкісних ефектів, скорочення часу перебування паливоповітряної суміші, змінює структуру турбулентності та збільшує чутливість результатів до моделей турбулентності, розпилювання й випаровування палива, а також параметрів обчислювальної сітки. У зв'язку з цим розв'язувалася задача чисельного моделювання течії газу в кільцевій камері згоряння малорозмірного газотурбінного двигуна. За основу було взято тривимірну CFD-методику моделювання камер згоряння, розроблену та валідовану для повнорозмірних газотурбінних двигунів на АТ «Івченко-Прогрес» [15], яку в межах цієї роботи адаптовано для умов малорозмірних газотурбінних двигунів, верифіковано шляхом дослідження сіткової збіжності та впливу чисельних параметрів, а також валідовано порівнянням результатів моделювання з експериментальними даними щодо температурного поля та втрат повного тиску.

Таблиця 2

Результати оцінки сіткової збіжності за методикою Grid Convergence Index (GCI)

Показник	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість комірок грубої розрахункової сітки	N_3	млн	3,5
Кількість комірок середньої розрахункової сітки	N_2	млн	12,0
Кількість комірок дрібної розрахункової сітки	N_1	млн	40,0
Втрати повного тиску на грубій сітці	ΔP_3^*	%	9,51
Втрати повного тиску на середній сітці	ΔP_2^*	%	9,66
Втрати повного тиску на дрібній сітці	ΔP_1^*	%	9,70
Коефіцієнт згущення сітки (груба $\rightarrow$ середня)	r_{32}	—	1,508
Коефіцієнт згущення сітки (середня $\rightarrow$ дрібна)	r_{21}	—	1,494
Відносна похибка між грубою та середньою сітками	ϵ_a^{32}	%	1,553
Відносна похибка між середньою та дрібною сітками	ϵ_a^{21}	%	0,412
Відношення похибок	$\epsilon_{21}/\epsilon_{32}$	—	0,267
Тип збіжності	Монотонна		
Порядок збіжності чисельного розв'язку	p	—	3,255
Значення за екстраполяцією Річардсона	ϕ_{ext}	%	9,715
Індекс сіткової збіжності (дрібна сітка)	GCI_{21}	%	0,187
Індекс сіткової збіжності (середня сітка)	GCI_{32}	%	0,706
Критерій асимптотичної області	$\frac{GCI_{32}}{\left(\frac{r_{21} + r_{32}}{2}\right)^p \cdot GCI_{21}}$		1,0043

Рис. 2. Аналіз сіткової збіжності. Втрата повного тиску ΔP^*

Аналізуючи результати розрахунків CFD-моделювання потоку газу в ЖТ (рис. 3, 4), можна зробити висновок, що застосування стандартної

моделі $k-\omega$ SST (рис. 3, а) забезпечує найбільш детальне відтворення аеродинамічної структури потоку, включаючи зони рециркуляції та розвиток закруче-

ного потоку. Однак ця модель утворює протяжну високотемпературну зону вздовж осі камери, що призводить до підвищеної температурної нерівномірності на виході. Для оцінювання впливу моделі горіння на результати моделювання додатково наведено результати, отримані з використанням моделі турбулентності $k-\omega$ SST у поєднанні з моделлю горіння Species Transport.

Модель $k-\epsilon$ Realizable (рис. 3, b) характеризується більш інтенсивним турбулентним перемішуванням, унаслідок чого забезпечується швидше змі-

шування палива з повітрям і більш рівномірний розподіл температури. При цьому спостерігається певне згладжування вихрових структур.

Модифікована модель турбулентності $k-\omega$ SST (рис. 3, c) поєднує переваги обох моделей: зберігає коректний опис зони рециркуляції, характерний для $k-\omega$ SST, і водночас забезпечує більш інтенсивне змішування продуктів згоряння, що призводить до скорочення довжини факела, зниження температурної стратифікації та поліпшення рівномірності температурного поля на виході з камери згоряння.

Слід зазначити, що в роботі аналізувалася лише радіальна температурна нерівномірність.

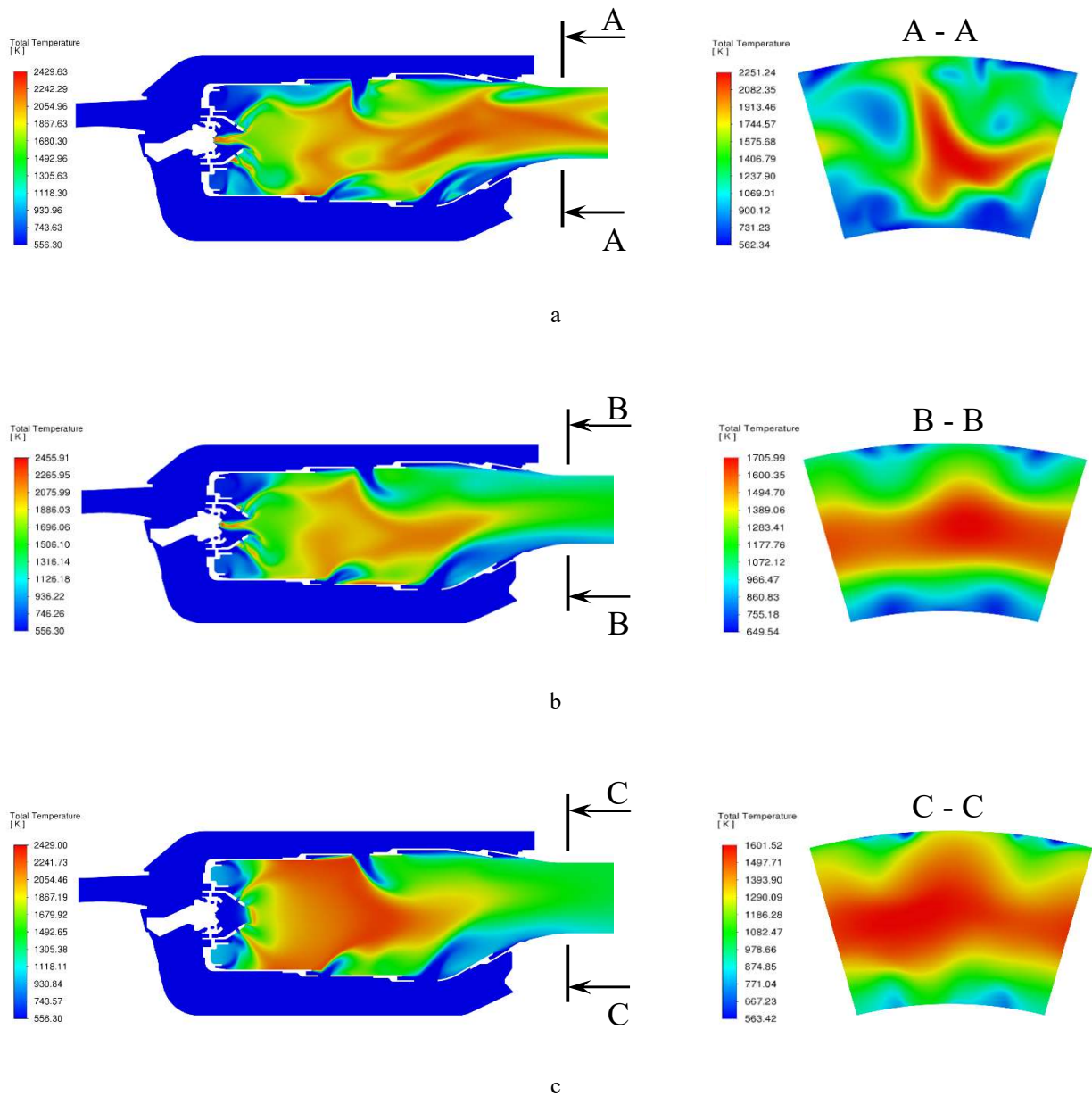


Рис. 3. Ізолінії повної температури потоку в меридіональному та вихідному перерізі КЗ

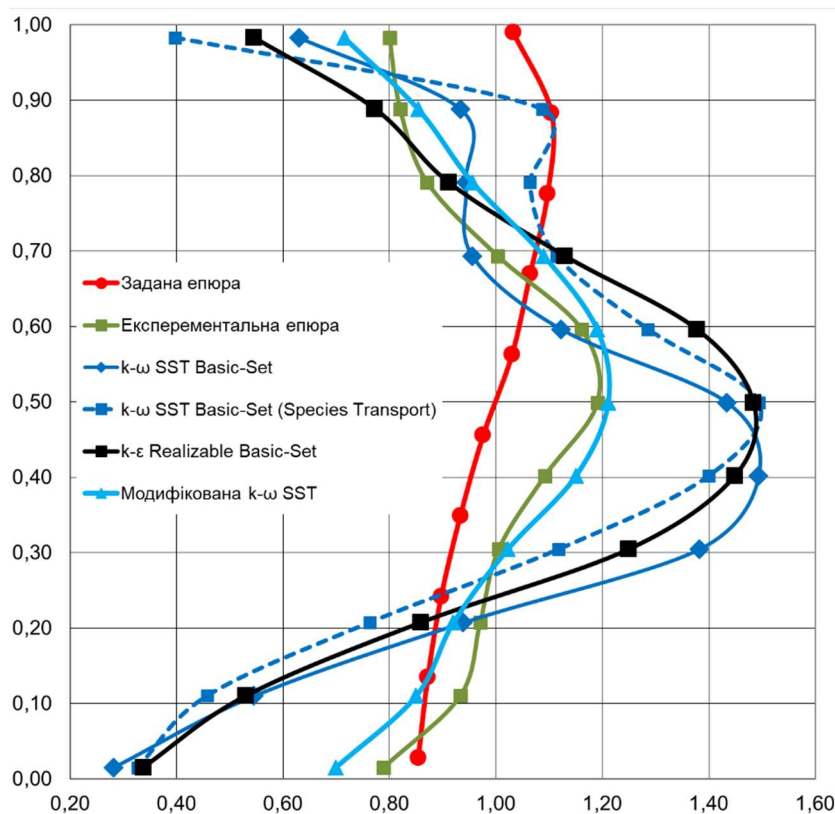


Рис. 4. Результати моделювання радіальної нерівномірності поля температур газу у вихідному перерізі КЗ

Дослідженню окружної температурної нерівномірності приділялося менше уваги, оскільки вона залежить не лише від процесів утворення суміші та горіння, а й від конструктивних особливостей камери згоряння: розташування жарових труб, форсунок і отворів підведення повітря, нерівномірності розподілу палива між форсунками, взаємного впливу факелів, а також особливостей течії по колу. Додатковим обмеженням є те, що чисельне моделювання виконувалося для одного періодичного сектора кільцевої КЗ, а не для її повної геометрії, внаслідок чого визначення реальної окружної нерівномірності температури виходить за межі цього дослідження.

Висновки

За результатами чисельних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Обґрунтовано застосування поліедральної розрахункової сітки для CFD-моделювання камери згоряння малорозмірного газотурбінного двигуна, яка забезпечує високу якість апроксимації складної геометрії, швидку збіжність чисельного розв'язку та менші обчислювальні витрати порівняно з тетраедральними сітками.

2. За результатами аналізу сіткової збіжності за методикою Grid Convergence Index (GCI) підтверджено асимптотичну збіжність чисельного розв'язку. Значення GCI 0,1874 % для сітки з 40 млн. елементів свідчить про практичну незалежність результатів від подальшого згущення сітки.

3. Установлено, що модифікована модель турбулентності $k-\omega$ SST забезпечує найточніше прогнозування температурного поля на виході з камери згоряння та радіальної температурної нерівномірності завдяки коректному відтворенню процесів рециркуляції й перемішування.

4. Адаптовано та верифіковано CFD-методику моделювання камер згоряння для умов малорозмірних газотурбінних двигунів, яка забезпечує достовірне прогнозування температурного поля та втрат повного тиску.

5. Запропонована CFD-методика дозволяє скоротити обсяг дороговартісних експериментальних досліджень, зменшити тривалість проектування та підвищити ефективність розроблення нових малорозмірних газотурбінних двигунів.

Конфлікт інтересів

Автор заявляє, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який би вплинув на дослідження та його результати, представлений в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки

Доступність даних

Рукопис не має пов'язаних даних.

Використання засобів штучного інтелекту

Автор заявляє, що не використовував технології штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

Автор прочитав та погодився з опублікованою версією рукопису.

Література

1. *Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications* / I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roache et al. // *Journal of Fluids Engineering*. – 2008. – Vol. 130, iss. 7. – 4 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2960953>
2. Roache, P. J. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering* / P. J. Roache. – Albuquerque, NM: Hermosa Publishers, 1998. – 446 p.
3. ANSYS, Inc. *ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2025 R1*. – Canonsburg, PA, USA: ANSYS, Inc., 2025. – 1250 p.
4. Versteeg, H. K. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method* / H. K. Versteeg, W. Malalasekera. – 2nd ed. – Harlow: Pearson Education, 2007. – 503 p.
5. Ferziger, J. H. *Computational Methods for Fluid Dynamics* / J. H. Ferziger, M. Perić, R. L. Street. – 4th ed. – Cham: Springer, 2020. – 423 p.
6. Lefebvre, A. H. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions* / A. H. Lefebvre, D. R. Ballal. – 3rd ed. – Boca Raton, FL: CRC Press, 2010. – 553 p.
7. Menter, F. R. *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications* / F. R. Menter // *AIAA Journal*. – 1994. – Vol. 32, iss. 8. – P. 1598–1605.
8. Wilcox, D. C. *Turbulence Modeling for CFD* / D. C. Wilcox. – 3rd ed. – La Cañada, CA: DCW Industries, 2006. – 522 p.
9. Mattingly, J. D. *Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets* / J. D. Mattingly, K. M. Boyer. – 2nd ed. – Reston, VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2016. – 680 p.
10. Kuo, K. K. *Principles of Combustion* / K. K. Kuo. – 2nd ed. – Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2005. – 736 p.

11. *Multiphase Flows with Droplets and Particles* / C. T. Crowe, J. D. Schwarzkopf, M. Sommerfeld, Y. Tsuji. – 2nd ed. – Boca Raton, FL: CRC Press, 2011. – 471 p.

12. *Comparative Evaluation of Mesh Types on the Numerical Simulation Efficiency and Accuracy of a Centrifugal Pump with Experimental Validation* / P. Chen, J. Liu, B. Chen et al. // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. – 2026. – Vol. 19, iss. 2. – P. 129–143.

13. Mavriplis, D. J. *Revisiting the Least-Squares Procedure for Gradient Reconstruction on Unstructured Meshes* / D. J. Mavriplis // *AIAA Journal*. – 2003. – Vol. 41, iss. 8. – P. 1455–1464.

14. Aycan, O. *Evaluating Uncertainties in CFD Simulations of Patient-Specific Aorta Models Using Grid Convergence Index Method* / O. Aycan, A. Topuz, L. Kadem // *Mechanics Research Communications*. – 2023. – Vol. 133. – 10 p.

15. Yeysieiev, S. *Increasing Accuracy of the Gas Temperatures Pattern Calculation for GTE Combustor Using CFD* / S. Yeysieiev, D. Kozel, I. Kravchenko // *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering*. – 2020. – Vol. 188. – P. 440–450 DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_37

References

1. Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J., Coleman, H., Raad, P. E. *Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications*. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, iss. 7. 4 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2960953>
2. Roache, P. J. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. Albuquerque, NM: Hermosa Publishers. 1998. 446 p.
3. ANSYS, Inc. *ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2025 R1*. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc. 2025. 1250 p.
4. Versteeg, H. K., Malalasekera, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2nd edn. Harlow: Pearson Education. 2007. 503 p.
5. Ferziger, J. H., Perić, M., Street, R. L. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 4th edn. Cham: Springer. 2020. 423 p.
6. Lefebvre, A. H., Ballal, D. R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. 3rd edn. Boca Raton, FL: CRC Press. 2010. 553 p.
7. Menter, F. R. *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, iss. 8, pp. 1598–1605.
8. Wilcox, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd edn. La Cañada, CA: DCW Industries. 2006. 522 p.
9. Mattingly, J. D., Boyer, K. M. *Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets*. 2nd edn. Reston, VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. 2016. 680 p.
10. Kuo, K. K. *Principles of Combustion*. 2nd edn. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons. 2005. 736 p.

11. Crowe, C. T., Schwarzkopf, J. D., Sommerfeld, M., Tsuji, Y. *Multiphase Flows with Droplets and Particles*. 2nd edn. Boca Raton, FL: CRC Press. 2011. 471 p.

12. Chen, P., Liu, J., Chen, B., Song, Y., Chen, S. Comparative evaluation of mesh types on the numerical simulation efficiency and accuracy of a centrifugal pump with experimental validation. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2026, vol. 19, iss. 2, pp. 129–143

13. Mavriplis, D. J. Revisiting the least-squares procedure for gradient reconstruction on unstructured

meshes. *AIAA Journal*, 2003, vol. 41, iss. 8, pp. 1455–1464.

14. Aycan, O., Topuz, A., Kadem, L. Evaluating uncertainties in CFD simulations of patient-specific aorta models using Grid Convergence Index method. *Mechanics Research Communications*, 2023, vol. 133. 10 p.

15. Yevsieiev, S., Kozel, D., Kravchenko, I. Increasing Accuracy of the Gas Temperatures Pattern Calculation for GTE Combustor Using CFD. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 188, pp. 440–450. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_37

Надійшла до редакції 30.06.2026, отримано в доопрацьованому вигляді 07.08.2026.

Дата ухвалення 19.08.2026, дата публікації 03.09.2026

CFD VALIDATION AND VERIFICATION METHODS FOR MODELING THE TEMPERATURE FIELD AT THE OUTLET OF THE COMBUSTION CHAMBER BASED ON THE RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES AND MESH CONVERGENCE ANALYSIS

Serhii Yevsieiev

This research addresses the important problem of verifying and validating a CFD methodology for predicting the temperature distribution at the combustor exit in a small gas turbine engine (SGTE). **The object of the study** is the processes governing the formation of the temperature distribution at the combustor exit of a small gas turbine engine. The relevance of the study is that the exit temperature distribution directly affects the thermal conditions of the turbine nozzle guide vanes and rotor blades, their service life, and the efficiency of utilizing the energy of the combustion products. **The objective of this work** is to verify, through a grid convergence analysis, and experimentally validate a CFD methodology for modeling flow and combustion processes in a combustor in order to improve the accuracy of predicting the combustor exit temperature distribution during the design stage. To achieve this objective, the following **research tasks** were completed: a three-dimensional CFD methodology originally developed for full-scale gas turbine engines was adapted for small gas turbine engines; a grid convergence study was performed using the Grid Convergence Index (GCI) methodology; a comparative assessment of the $k-\omega$ SST, $k-\epsilon$ Realizable, and modified $k-\omega$ SST turbulence models was carried out; and the numerical results were validated by comparison with experimental data on the temperature distribution and total pressure loss. Numerical simulations were performed in ANSYS Fluent 2025 R1 using the finite volume method. Turbulence was modeled using the $k-\omega$ SST and $k-\epsilon$ Realizable models, combustion was simulated with the Non-Premixed Combustion model, fuel droplet motion was described using the Discrete Phase Model (DPM), and radiative heat transfer was accounted for using the Discrete Ordinates (DO) model. The grid convergence analysis demonstrated a numerical order of convergence of $p = 3.2553$, while the GCI value for the finest mesh was 0.1874%, confirming that the numerical solution is essentially independent of further mesh refinement. The comparative analysis of turbulence models showed that the modified $k-\omega$ SST model provides the most accurate prediction of the radial temperature non-uniformity. **The scientific novelty** of this work lies in the adaptation and verification of a CFD methodology for combustor simulations under the operating conditions of small gas turbine engines, while accounting for the scaling effects specific to SGTEs, and in identifying the turbulence model that provides the most reliable prediction of the combustor exit temperature distribution. **The practical significance of the results** lies in the development of a CFD methodology that accurately predicts the combustor exit temperature distribution and total pressure loss during the design stage, thereby reducing the need for costly experimental testing, shortening the combustor development cycle, and improving turbine durability and reliability.

Keywords: validation and verification, CFD methodology, combustion chamber (CC), small-scale gas turbine engine (SSTE), temperature field, grid convergence, Grid Convergence Index (GCI), ANSYS Fluent, turbulence model, polyhedral mesh, radial non-uniformity, numerical simulation.

Євсєєв Сергій Анатолійович – керівник розрахунково-експериментальної групи відділу камер згоряння АТ «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Serhii Yevsieiev – Head of the Computational and Experimental Group of the Combustion Chambers Department at JSC “Ivchenko-Progress”, Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: EvseevSA@ivchenko-progress.com, ORCID: 0000-0001-5231-0826.