

*М. П. АНДРІШИН, К. І. КАПІТАНЧУК, Д. О. ШКЛЯРУК***МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ВЕРИФІКАЦІЇ CFD-МОДЕЛІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА**

Стаття присвячена комплексному дослідженню відцентрового нагнітача 520-12-1 газоперекачувального агрегату ГТК-10, яке охоплювало аналіз геометрії за робочими кресленнями, побудову тривимірної моделі проточної частини, чисельне моделювання робочого процесу в середовищі ANSYS CFX, а також порівняння отриманих результатів з його зведеними характеристиками. На першому етапі було систематизовано вихідні геометричні та термогазодинамічні дані нагнітача. Геометрія робочого колеса та ротора формувалася на основі оцифрованих робочих креслень, що дозволило побудувати параметрично узгоджену 3D-модель міжлопаткового каналу. Такий підхід забезпечив зв'язок між реальною конструкцією нагнітача та чисельною моделлю, що є необхідним для подальшої верифікації програми розрахунку. На другому етапі було сформовано розрахункову базу у вигляді зведених характеристик нагнітача. Для цього визначено компонентний склад природного газу, молярну масу суміші, густину, газову сталу, ізобарну та ізохорну теплоємності, а також показник адіабати. На основі цих параметрів розраховано вхідні та вихідні характеристики робочої точки на характеристиці нагнітача, включаючи коефіцієнт стисливості, густину газу на вході, ступінь стискування, вихідний тиск, вихідну температуру, потужність та зведені витрати. Ці зведені характеристики були прийняті як еталонна інженерна база для подальшого порівнювання із CFD-результатами. На третьому етапі побудовано тривимірну CFD-модель проточної частини нагнітача у середовищі ANSYS CFX. Розрахунок здійснювався в стаціонарній постановці, заданого складу газу, турбулентній течії та обертового домену робочого колеса. Для аналізу були використані інтегральні параметри, одержані як безпосередньо із розв'язку CFX, так і через додаткові CEL Expressions, що дозволило визначити приведені характеристики придатні для зіставлення зі зведеними характеристиками. Окрему увагу в роботі приділено впливу сіткової дискретизації на результати чисельного моделювання. Для цього було розглянуто сім варіантів розрахункових сіток – від 50 тис. до 4 млн. комірок. Порівняння показало, що на грубих сітках спостерігаються суттєві відхилення від зведених характеристик, насамперед за ступенем стискування, вихідним тиском, потужністю та приведеною продуктивністю. При згущенні сітки ці відхилення поступово зменшуються, а для варіантів в інтервалі 2,5 – 4 млн. комірок результати переходять в область практичної сіткової збіжності. Важливим результатом роботи є встановлення того, що на точність порівняння суттєво впливає не лише густота сітки, а й спосіб врахування термодинамічних властивостей природного газу, зокрема коефіцієнта стисливості, що дозволило поєднати чисельні результати зі зведеними характеристиками нагнітача. Оцінювання невизначеності чисельної моделі проведено за ДСТУ ISO/TR 7066-1:2007 (ISO/TR 7066-1:1997). Для кожного варіанта сітки на основі системи відносних відхилень між CFD-результатами та зведеними характеристиками нагнітача визначено інтегральний показник невизначеності за RSS-моделлю. За результатами дослідження встановлено, що CFX Variant 7 забезпечує найкраще узгодження зі зведеними характеристиками за більшістю ключових параметрів і може розглядатися як найточніший варіант чисельної моделі. Водночас CFX Variant 6 демонструє близький рівень точності за суттєво менших обчислювальних витрат, тому може бути прийнятий як раціональний варіант для подальших розрахунків. Отримані результати дають підстави розглядати побудовану 3D CFD-модель як узгоджену та верифіковану чисельну модель, достовірність якої підтверджена шляхом системного порівняння зі зведеними характеристиками, аналізу сіткової збіжності та оцінювання інтегральної невизначеності. Вона може використовуватися як надійний інструмент для подальших досліджень: аналізу різних режимів роботи, дослідження впливу зміни фізичних властивостей газу, а також моделювання роботи нагнітача при транспортуванні газо-водневих сумішей.

Ключові слова: відцентровий нагнітач; зведені характеристики; комп'ютерна модель; верифікація; природний газ.

M. ANDRIISHYN, K. KAPITANCHUK, D. SHKLIARUK
METHODOLOGY FOR VERIFICATION OF CFD MODEL
OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The article is devoted to a comprehensive study of the centrifugal compressor 520-12-1 of the GTK-10 gas pumping unit, which included the analysis of the geometry according to the working drawings, the construction of a three-dimensional model of the flow path, the numerical modeling of the working process in the ANSYS CFX environment, as well as the comparison of the obtained results with its reduced characteristics. At the first stage, the initial geometric and thermo-gas-dynamic data of the centrifugal compressor were systematized. The geometry of the impeller and rotor was formed on the basis of digitized working drawings, which made it possible to build a parametrically consistent 3D model of the inter-blade channel. This approach provided a connection between the real design of the centrifugal compressor and the numerical model, which is necessary for further verification of the calculation program. At the second stage, a calculation base was formed in the form of reduced characteristics of the centrifugal compressor. For this purpose, the component composition of natural gas, molar mass of the mixture, density, gas constant, isobaric and isochoric heat capacity, as well as the adiabatic index were determined. Based on these parameters, the input and output characteristics of the operating point on the characteristics of the centrifugal compressor were calculated, including the compressibility coefficient, gas density at the inlet, compression ratio, output pressure, output temperature, power and total flow rates. These total characteristics were taken as a reference engineering base for further comparison with CFD results. At the third stage, a three-dimensional CFD model of the flow path of the centrifugal compressor was built in the ANSYS CFX environment. The calculation was carried out in a stationary setting, a given gas composition, turbulent flow and a rotating impeller domain. For the analysis, integral parameters were used, obtained both directly from the CFX solution and through additional CEL Expressions, which made it possible to determine the reduced characteristics suitable for comparison with the reduced characteristics. Special attention was paid in the work to the influence of grid discretization on the results of numerical modeling. For this purpose, seven variants of computational grids were considered - from 50 thousand to 4 million cells. The comparison showed that on coarse grids there are significant deviations from the reduced characteristics, primarily in the degree of compression, outlet pressure, power and reduced productivity. When the grid is condensed, these deviations gradually decrease, and for variants in the interval of 2.5-4 million cells, the results move into the region of practical grid convergence. An important result of the work is the establishment that the accuracy of the comparison is significantly affected not only by the density of the grid, but also by the method of taking into account the thermodynamic properties of natural gas, in particular the compressibility coefficient, which allowed combining numerical results with the reduced characteristics of the centrifugal compressor. The uncertainty assessment



© М. П. Андрішшин, К. І. Капітанчук, Д. О. Шклярчук, 2026
 Дослідницька стаття. Ця стаття поширюється за міжнародною ліцензією
 Creative Commons Attribution (CC BY 4.0)

of the numerical model was carried out according to DSTU ISO/TR 7066-1:2007 (ISO/TR 7066-1:1997). For each grid option, based on the system of relative deviations between the CFD results and the reduced characteristics of the centrifugal compressor, an integral uncertainty indicator was determined using the RSS model. The results of the study showed that CFX Variant 7 provides the best agreement with the reduced characteristics for most key parameters and can be considered as the most accurate version of the numerical model. At the same time, CFX Variant 6 demonstrates a similar level of accuracy at significantly lower computational costs, therefore it can be accepted as a rational option for further calculations. The results obtained give grounds to consider the constructed 3D CFD model as a consistent and verified numerical model, the reliability of which is confirmed by systematic comparison with the reduced characteristics, mesh convergence analysis and integral uncertainty assessment. It can be used as a reliable tool for further research: analysis of different operating modes, study of the influence of changes in the physical properties of gas, as well as modeling the operation of the centrifugal compressor during the transportation of gas-hydrogen mixtures.

Key words: centrifugal compressor; reduced characteristics; computer model; verification; natural gas.

Вступ і постановка задачі

Відцентрові нагнітачі (ВЦН) є одним із ключових елементів газоперекачувальних агрегатів (ГПА), оскільки саме вони забезпечують підвищення тиску природного газу до рівня, необхідного для процесу транспортування магістральними трубопроводами. Ефективність роботи нагнітача безпосередньо впливає на енергоспоживання газоперекачувального агрегату, стійкість режиму стиснення газу, надійність роботи компресорної станції (КС) та економічні показники транспортування газу.

Для оцінювання експлуатаційних властивостей турбокомпресорів у міжнародній практиці використовуються стандартизовані підходи до випробувань і приведення параметрів, засновані на законах подібності течії та зіставленні характеристик до єдиних умов [1], [2].

В сучасних дослідженнях все більшого значення набуває використання тривимірного чисельного моделювання для аналізу геометрії проточних частин відцентрових компресорів. *CFD*-підхід дає змогу досліджувати поля швидкостей, тиску, температури, структуру течії в міжлопаткових каналах, а також визначати інтегральні параметри - ступінь стискування, коефіцієнти витрати, потужність і ефективність. Водночас достовірність таких результатів істотно залежить від коректності геометричної моделі, якості сітки, вибору фізичної постановки та способу врахування властивостей реального газу. Саме тому побудова *CFD*-моделі повинна супроводжуватися її верифікацією за еталонними або розрахунковими характеристиками компресора [3].

Для нагнітачів, що експлуатуються в газотранспортній галузі, особливе значення мають зведені характеристики, які дозволяють порівнювати режими роботи машини при різних вхідних тисках, температурах і властивостях газового середовища.

Зведення параметрів до базових умов забезпечує можливість побудови узагальнених залежностей між продуктивністю, ступенем стискування, коефіцієнтом корисної дії (ККД) та потужністю. Саме такі характеристики є інженерною основою для аналізу роботи компресора, побудови математичних моделей і подальшого зіставлення з результатами тривимірного моделювання [2].

Актуальність роботи зумовлена необхідністю підвищення точності відтворення робочих режимів відцентрових нагнітачів в чисельних моделях, побудованих на основі реальної геометрії. Така задача є особливо важливою, оскільки поєднання робочих креслень, математичного опису зведених характеристик і *CFD*-аналізу дозволяє перейти від узагальнених інженерних оцінок до просторового дослідження структури потоку в проточній частині.

Отже, верифікація 3D-моделі за зведеними характеристиками є необхідною умовою подальшого використання моделі для розрахунків нових режимів, аналізу чутливості до параметрів газу та дослідження роботи нагнітача при змінених експлуатаційних умовах [4].

Мета роботи

Метою роботи є побудова та верифікація тривимірної *CFD*-моделі відцентрового нагнітача 520-12-1 на основі робочих креслень ротора і робочого колеса, порівняння отриманих чисельних параметрів із розрахунковими зведеними характеристиками та обґрунтування можливості подальшого використання моделі для дослідження режимів роботи нагнітача.

Для досягнення мети передбачено розв'язання таких завдань:

- формування геометричної моделі проточної частини;
- побудова розрахункових сіток різної густоти;
- виконання серії розрахунків у середовищі *ANSYS CFX*;
- визначення інтегральних параметрів нагнітача;
- оцінювання абсолютних і відносних похибок відносно зведених характеристик;
- вибір найбільш обґрунтованого варіанта чисельної постановки для подальшого використання в наукових і прикладних дослідженнях [3].

Об'єкт дослідження

Дослідженню підлягає нагнітач 520-12-1 як об'єкт верифікації *CFD*-моделі. Він входить до складу газоперекачувального агрегату ГТК-10 і відноситься до класу лопаткових машин безперервної дії, призначених для підвищення тиску природного газу за рахунок підведення механічної енергії до потоку від приводної турбіни.

Конструктивно нагнітач реалізує перетворення енергії в два послідовні етапи: спочатку в робочому колесі механічна енергія ротора переходить у кінетичну енергію газового потоку, після чого в дифузорних та відвідних елементах проточної частини значна частина цієї кінетичної енергії трансформується у приріст статичного тиску [1], [4].

За принципом дії досліджуваний нагнітач є ВЦН із радіальним напрямком руху газу в межах робочого колеса. Потік надходить до вхідної частини практично в осьовому або близькому до осьового напрямку, після чого в міжлопаткових каналах колеса зазнає закручування, прискорення та відкидається до периферії під дією відцентрових сил.

Подальше підвищення тиску відбувається за рахунок гальмування потоку в розширювальних каналах і відвідних елементах. Така схема є характерною для відцентрових нагнітачів магістрального транспорту газу, де потрібні достатньо високий напір, надійність роботи та стійкість у широкому діапазоні експлуатаційних режимів [1].

Нагнітач 520-12-1 функціонує як енергетично навантажений елемент компресорного тракту, тому його робота оцінюється сукупністю геометричних, кінематичних і термогазодинамічних параметрів.

До основних належать: частота обертання ротора, вхідний і вихідний тиски, температура газу на вході та виході, ступінь стискування, масова та об'ємна витрати, споживана потужність і коефіцієнт корисної дії. В інженерному аналізі ці величини розглядаються як у натуральному вигляді, так і у приведеній формі, що дає змогу порівнювати режими при різних вхідних умовах та виконувати зіставлення з еталонними зведеними характеристиками [1], [2].

З конструктивної точки зору нагнітач включає робоче колесо, закріплене на валу ротора, елементи вхідної та вихідної частин, а також проточну систему, у межах якої формується поле швидкостей і тисків.

Робоче колесо є основним енергообмінним елементом машини. Його геометрія визначає характер течії в міжлопаткових каналах, величину коллової швидкості на вході та виході, рівень циркуляції, структуру вторинних течій і втрат. Саме тому коректне відтворення геометрії робочого коле-

са є критично важливим для подальшого чисельного моделювання [1].

Характеристики нагнітача тісно пов'язані із геометричними параметрами ротора. У розрахунковій схемі використовуються вхідний і вихідний діаметри робочого колеса, ширина каналу на вході та виході, кількість лопаток, а також частота обертання ротора. Сукупність цих параметрів визначає коллові швидкості на характерних радіусах, меридіональні та абсолютні швидкості потоку, коефіцієнт потужності, ступінь закручування та напірні властивості машини.

Отже, нагнітач 520-12-1 доцільно розглядати не лише як окремий конструктивний вузол, а як об'єкт, поведінка якого визначається взаємодією геометрії проточної частини, режимних параметрів і властивостей робочого середовища [1].

У складі ГТК-10 нагнітач працює з природним газом, який за високих тисків і помірних температур не може з достатньою точністю описуватись моделлю ідеального газу без урахування стисливості. Тому для аналізу режиму нагнітача істотного значення набувають коефіцієнт стисливості, густина в робочих умовах, газова стала суміші, теплоємність і показник адиабати.

Саме ці параметри надалі були використані в аналітичному розрахунку зведених характеристик і при налаштуванні чисельної моделі в середовищі *ANSYS CFX*.

В цьому полягає принципова особливість досліджуваної задачі. Об'єктом аналізу є не абстрактний компресор з умовним середовищем, а конкретний нагнітач магістрального ГПА, для якого необхідно одночасно врахувати геометричну реальність конструкції та реальні фізичні властивості газової суміші [1].

У науково-технічному аспекті нагнітач 520-12-1 є зручним об'єктом для верифікації *CFD*-підходу, оскільки для нього наявні робочі креслення основних елементів ротора і робочого колеса, а також розрахункові зведені характеристики, за якими можна оцінити узгодженість чисельної моделі з інженерною методикою. Це дозволяє перейти від загального опису роботи ВЦН до дослідження конкретної машини з чітко визначеною геометрією, робочою точкою і набором порівнюваних параметрів [4].

Джерело геометрії: робочі креслення ВЦН, оцифрування, 3D-модель лопатки. Геометрична модель нагнітача 520-12-1 була сформована на основі робочих креслень ротора та робочого колеса.

Використання конструкторської документації як вихідної бази дозволяє забезпечити максимальну відповідність цифрової моделі реальній машині, що є принципово важливим для подальшого *CFD*-аналізу.

На відміну від узагальнених схем або типових

профілів, робочі креслення містять фактичні розміри основних елементів проточної частини та дозволяють відтворити геометрію нагнітача безпосередньо для конкретної конструкції табл. 1 [1], [5].

Таблиця 1 – Геометричні параметри робочого колеса нагнітача 520-12-1

Параметр	Значення
Діаметр маточини, D_0 , мм	165
Вхідний діаметр, D_1 , мм	420
Вихідний діаметр, D_2 , мм	998
Ширина на вході, b_1 , м	10
Ширина на виході, b_2 , м	5
Кількість лопаток, n_1 , шт	14

Першим етапом побудови геометрії стало оцифрування креслень. На цьому етапі було виконано калібрування масштабу зображень за базовими розмірами, після чого з креслень були зняті основні геометричні параметри робочого колеса та ротора, необхідні для побудови меридіонального контуру, профілів лопаток і просторової моделі проточної частини. В ході підготовки геометрії особливу увагу було приділено коректному відтворенню вхідної та вихідної частин колеса, положенню *hub*- і *shroud*-поверхонь, а також профілюванню лопаток по висоті каналу [5].

Зазначені в табл. 1 розміри є базовими для формування меридіонального перерізу нагнітача та побудови тривимірної моделі робочого колеса.

Зокрема, вхідний і вихідний діаметри D_1 та D_2 визначають межі проточної частини та радіальне положення характерних перерізів, а ширина каналу b_1 і b_2 задає геометрію міжлопаткового каналу у вхідній та вихідній зонах. Кількість лопаток n_1 використовується для побудови періодичної або повної геометричної моделі робочого колеса та визначає кутовий крок між сусідніми лопатками [6].

На основі оцифрованих креслень було сформовано меридіональний контур проточної частини, який включає поверхні *hub* і *shroud*, а також побудовано просторову модель лопаток. Для цього були використані характерні профільні точки, що визначають форму лопатки в заданих перерізах. Просторове розташування профілів було узгоджене з положенням *hub*- та *shroud*-поверхонь, що дозволило сформулювати безперервну тривимірну поверхню лопатки без геометричних розривів. Такий підхід є необхідним для подальшої генерації якісної розрахункової сітки в *TurboGrid*, особливо в околі вхідної та вихідної кромки, де спотворення геометрії найбільш суттєво впливає на якість чисельного розрахунку [7]. У процесі побудови 3D-моделі було забезпечено топологічну цілісність геометрії, а саме: відсутність самоперетину профілів, коректне замикання контурів, узгодженість

поверхонь *hub*, *shroud* і *blade*, а також правильне положення профілів по *span*-координаті. Це є принципово важливим для подальшого використання моделі в *ANSYS TurboGrid*, де якість побудови сітки безпосередньо залежить від геометричної коректності вхідних поверхонь [7].

Зведені характеристики

Зведені характеристики ВЦН є формою подання робочих параметрів у приведеному вигляді, яка забезпечує можливість порівняння режимів за різних вхідних тисків, температур та властивостей газового середовища. Такий підхід ґрунтується на законах газодинамічної подібності та використовується у випробуваннях і розрахунках нагнітачів для переходу від фактичних умов роботи до базових або референтних умов. Саме у зведеному вигляді найбільш коректно аналізуються залежності між продуктивністю, ступенем стискування, потужністю та ККД, оскільки вплив зовнішніх умов відокремлюється від власне газодинамічних параметрів нагнітача [2].

Нормативною основою такого підходу є міжнародні та галузеві кодекси випробувань. Стандарт ISO 5389 поширюється на випробування турбокомпресорів усіх типів і прямо вказує, що теоретична база оцінювання їх характеристик спирається на закони подібності течії.

Аналогічно код *ASME PTC 10* встановлює процедури визначення подачі газу, підвищення тиску, напору, потужності на валу, коефіцієнта корисної дії, а також правила корекції вимірних величин до заданих умов. Практично це означає, що при побудові зведених характеристик використовуються не лише безпосередньо виміряні або отримані чисельно параметри, але й спеціальні функції приведення до стандартних умов за температурою, властивостями газу та коефіцієнтом стисливості [2].

Зведені характеристики пропорційні відповідним безрозмірним, подібно останнім не залежать від початкових параметрів газу, але більш зручні для інженерних розрахунків, оскільки є розмірними величинами, порядок яких відповідає реальним величинам.

Поряд із розмірними величинами, такими як об'ємна (або масова) витрата, число обертів, питома робота, потужність у зведених характеристиках застосовують також відносні безрозмірні величини (наприклад, відносні числа частоти обертання, відношення тисків, ККД) [6].

На рис. 1 в графічній формі представлені зведені розрахункові характеристики нагнітача 520-12-1, а саме: залежності ступеня підвищення тиску ϵ , політропічного ККД η_i та питомої зведеної адіабатної потужності $[N_o/\rho]_{зв}$ від продуктивності $Q_{зв}$ (зведеної витрати газу через нагнітач за умов

всмоктування в м³/хв) при змінненні номінальної зведеної відносної частоти обертання $[n/n_n]_{зв}$.

Для відображення зведеної розрахункової характеристики нагнітача 520-12-1 в аналітичній формі криві залежностей $\varepsilon_{зв} = f(Q_{зв})$, $\eta_i = f(Q_{зв})$ та $[N_e/\rho]_{зв} = f(Q_{зв})$ для $[n/n_n]_{зв} = 1$ описано рівняння типу:

$$\varepsilon_{зв} = A_0 + A_1 Q_{зв} + A_2 Q_{зв}^2 + A_3 Q_{зв}^3, \quad (1)$$

$$\eta_i = K_0 + K_1 Q_{зв} + K_2 Q_{зв}^2 + K_3 Q_{зв}^3, \quad (2)$$

$$[N_e/\rho]_{зв} = M_0 + M_1 Q_{зв} + M_2 Q_{зв}^2 + M_3 Q_{зв}^3, \quad (3)$$

де $A_0, A_1, A_2, A_3, K_0, K_1, K_2, K_3, M_0, M_1, M_2, M_3$ – сталі коефіцієнти рівнянь, які для нагнітача 520-12-1 представлені в табл. 2.

Представлення зведених розрахункових характеристик нагнітача в аналітичній формі дає можливість автоматизувати процес розрахунку режимів роботи КС в залежності від необхідної продуктивності, компонентного складу природного газу та величини абсолютних значень тиску та температури природного газу в всмоктувальній лінії нагнітача компресорної станції [9].

Розрахунок фізичних та термодинамічних властивостей природного газу

Проведено розрахунок компонентного складу природного газу, результати якого наведено в табл. 3. Також проведено розрахунок фізичних та термодинамічних його властивостей, що приведено в табл. 4.

Розрахунок режимів роботи нагнітача 520-12-1 проведено на основі аналітичної форми зведених характеристик згідно методики [9] при початкових даних, наведених в табл. 5.

Результати розрахунку режиму роботи нагнітача 520-12-1, які надані в табл. 6, є функцією референтної моделі.

Саме відносно них оцінювалась точність CFD-розрахунків за різних сіток, варіантів фізичної постановки та способів врахування властивостей газового середовища.

Зіставлення проводилось за такими параметрами, як: коефіцієнт стисливості та густина газу на вході; ступінь стискування; вихідний тиск; вихідна температура; ефективна потужність та зведена продуктивність нагнітача. Такий підхід дозволяє розглядати зведені характеристики як еталонну основу для верифікації математично-чисельної моделі нагнітача, а саме як задачу узгодження аналітичної й тривимірної CFD-моделі у спільному просторі параметрів [1], [9].

ЗВЕДЕНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНІТАЧА 520-12-1

Зведені параметри: $T_{зв}=293\text{ К}$, $R_{зв}=4,90\text{ Дж/кгК}$,

$Z_{зв}=0,91$, $n=4800\text{ об/хв}$

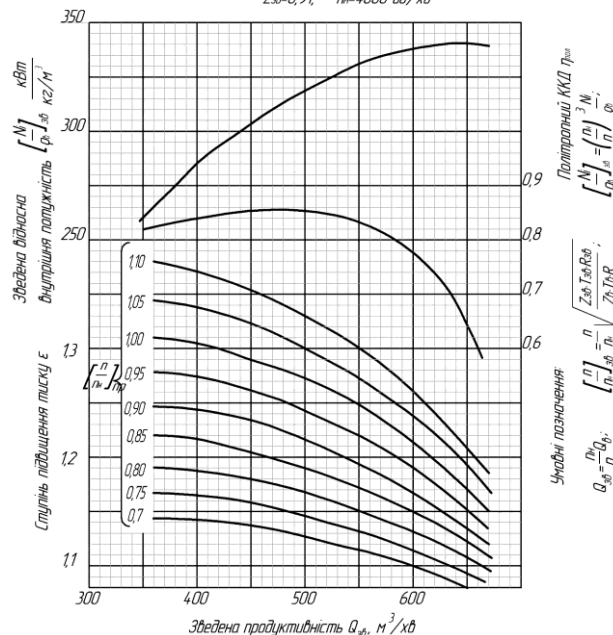


Рис. 1 – Зведена розрахункова характеристика нагнітача 520-12-1

Таблиця 2 – Значення сталих коефіцієнтів рівнянь (1) – (3)

Коефіцієнт	Значення
A_0	0,60379831932773109244
A_1	0,0042587464985994397759
A_2	-0,0000079590336134453781513
A_3	4,2366946778711484594e ⁻⁹
K_0	1,8335238095238095238
K_1	-0,0082742857142857142857
K_2	0,000021790476190476190476
K_3	-1,8285714285714285714e ⁻⁸
M_0	518,848
M_1	-2,256
M_2	5,831e ⁻³
M_3	-4,278e ⁻⁶

Таблиця 3 – Компонентний склад природного газу в об'ємних та масових долях

Компонент	Формула	Об'ємна доля, %	Масова доля, %
Метан	CH ₄	93	88,6
Етан	C ₂ H ₆	2,7	4,7
Пропан	C ₃ H ₈	1,0	2,6
Бутан	C ₄ H ₁₀	0,2	0,7
Азот	N ₂	2,6	4,2
Діоксид вуглецю	CO ₂	0,5	1,3

Таблиця 4 – Фізичні та термодинамічні властивості природного газу

Параметр	Значення
Молярна маса, кг/кмоль	17,238
Густина за нормальних умов, кг/м ³	0,77
Густина за стандартних умов, кг/м ³	0,717
Відносна густина по повітрю	0,595
Вища теплота згоряння, МДж/м ³	37,346
Газова стала, Дж/(кг·К)	482,32
Ізобарна теплоємність, Дж/(кг·К)	2112,409
Ізохорна теплоємність, Дж/(кг·К)	1630,089
Коефіцієнт адіабати	1,296

Таблиця 5 – Вихідні дані для розрахунку режиму роботи нагнітача 520-12-1

Параметр	Значення
Абсолютний тиск на вході в нагнітач, бар	46,113
Абсолютна температура на вході в нагнітач, К	287,15
Коефіцієнт стисливості природного газу на вході в нагнітач	0,9038
Густина природного газу на вході в нагнітач, кг/м ³	36,928
Об'ємна продуктивність нагнітача за умов всмоктування, м ³ /хв	575,764

Таблиця 6 – Результати розрахунку режиму роботи нагнітача 520-12-1

Параметр	Значення
Відносні зведені оберти	0,915
Зведена об'ємна продуктивність нагнітача за умов всмоктування, м ³ /хв	588,764
Віддаленість від зони помпажу, %	32,7
Ступінь стискування	1,177
Індикаторний ККД	0,862
Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача, бар	54,286
Температура газу на виході із нагнітача, К	301,154
Внутрішня ефективна потужність нагнітача, кВт	8957,863
Оберти ротора нагнітача, об/хв	4295,022
Витрата паливного газу, м ³ /год	2144,848

3D CFD-модель у ANSYS CFX

Для чисельного дослідження робочого процесу нагнітача 520-12-1 була побудована тривимірна CFD-модель проточної частини в середовищі ANSYS CFX. Постановка задачі виконувалась для усталеного режиму течії стисливого газу в обертовому каналі робочого колеса. Основною метою цього етапу було отримання інтегральних газодинамічних параметрів нагнітача та їх подальше по-

рівняння із зведеними характеристиками, розрахованими аналітичним методом.

Геометрична модель і розрахунковий домен. Розрахункова геометрія формувалась на основі побудованої 3D-моделі одного міжлопаткового каналу робочого колеса. Модель включала: вхідний переріз каналу; міжлопаткову область; вихідний переріз на периферії колеса; поверхні лопатки, *hub* та *shroud*.

Для побудови геометрії робочої лопатки використовувалась ANSYS BladeGen, після чого сітка формувалась в ANSYS TurboGrid, а розрахунок виконувався в CFX-Pre/CFX-Solver. Такий маршрут відповідає типовому *turbomachinery*-процесу ANSYS для ВЦН Офіційна документація TurboGrid прямо передбачає використання профільної геометрії лопаток, *hub/shroud*-контурів, а також спеціалізованих параметрів сітки для проходу між лопатками [10].

Побудова профілів лопатки та меридіонального контуру робочого колеса нагнітача надана на рис. 2.

У майстрі постановки задачі було обрано тип машини *Centrifugal Compressor*, координатну систему *Coord 0*, вісь обертання *Z*, а тип аналізу – *Steady State*. Такий вибір відповідає стаціонарній постановці для одного розрахункового режиму, коли метою є визначення середніх інтегральних характеристик нагнітача без урахування нестационарної взаємодії з нерухомими елементами.

Для однодомного розрахунку робочого колеса у вибраній постановці компоненту було задано як *Rotating* з кутовою швидкістю, еквівалентною величині $N_{\text{рот}} = -4295,022$ об/хв. Знак «мінус» відповідав обраному напрямку обертання у прийнятій системі координат.

Побудова сітки в TurboGrid

Сітка для проточної частини будувалась у ANSYS TurboGrid з використанням спеціалізованої топології для лопаткових каналів. Для *варіанта 1*, який використовувався як базовий у порівняльній табл. 7, була отримана сітка з приблизно 50000 вузлів.

Надалі саме ця постановка розглядалася як початковий CFD-варіант для порівняння з більш густими сітками.

У налаштуваннях сітки для *passage* були використані такі параметри:

- *Boundary Layer Refinement Control* → *Method: Proportional to Mesh Size*;
- *Factor Base*: 1.25;
- *Factor Ratio*: 0.0;
- *Target Maximum Expansion Rate*: $Re_{\text{max}} = 1.3$;
- *Near Wall Element Size Specification* → *Method*: *y+*;

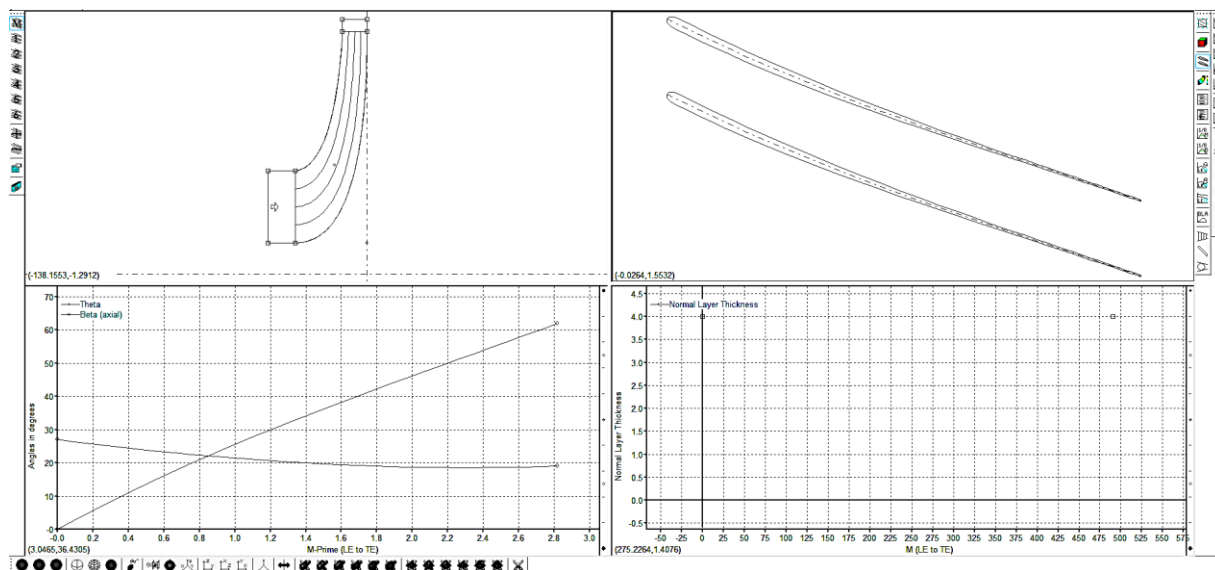


Рис. 2 – Побудова профілів лопатки та меридіонального контуру робочого колеса нагнітача

– *Reynolds No.*: $Re = 1 \cdot 10^6$.

Параметр *Target Maximum Expansion Rate* використовується для контролю максимальної швидкості росту елементів у приграничному шарі, а за умови ввімкнення *Constant First Element Offset* система коригує локальний розподіл комірок так, щоб не перевищувати заданий максимум *expansion rate*.

Режим *Near Wall Element Size Specification = y^+* дозволяє задавати розмір пристінкових елементів через цільовий параметр (y^+) [11]. Отже, сітка будувалася за явним контролем пристінкової області, що є принципово важливим для використання моделі *Shear Stress Transport (SST)*, яка є рекомендованою для задач із вираженим приграничним шаром [12].

Обчислювальна сітка міжлопаткового каналу робочого колеса нагнітача надана на рис. 3.

Фізична модель робочого середовища

У *CFX-Pre* для розрахунку було створено матеріал *NaturalGas*. У базовому варіанті постановки газ задавався як *General Material* із рівнянням стану *Ideal Gas*.

Параметри матеріалу були задані таким чином:

- молярна маса $\mu = 17,238$ кг/кмоль;
 - теплоємність при сталому тиску $c_p = 2112,409$ Дж/(кг·К);
 - тип теплоємності - Constant Pressure;
 - динамічна в'язкість $\mu_d = 1,1 \cdot 10^{-5}$ Па·с;
 - теплопровідність $\lambda = 0,33$ Вт/(м·К);
 - референсна температура $T_{ref} = 293,15$ К;
 - референсний тиск $P_{ref} = 1,01325$ бар.
- У моделі домену було обрано:

– *Reference Pressure* = 0 atm;

– *Heat Transfer* = Total Energy;

– *Turbulence* = Shear Stress Transport.

Використання *Total Energy* є узгодженим для стисливого потоку, оскільки в такому випадку розрахунок виконується через повні енергетичні величини, включаючи повну температуру, повну ентальпію та повний тиск.

Для стисливих газових задач постановка через *total energy* є стандартною, а моделі граничних умов через *total pressure / total temperature* використовуються саме в цьому формулюванні [12].

Модель турбулентності *Shear Stress Transport* була обрана тому, що в *CFX* вона рекомендована для точнішого відтворення приграничного шару.

Це особливо важливо для проточної частини компресора, де інтегральні характеристики суттєво залежать від втрат у прикордонному шарі вздовж поверхні лопатки та обмежувальних стінок [12].

Тривимірна модель робочого колеса нагнітача надана на рис. 4.

Дослідження впливу сітки та порівняння результатів

Однією з ключових умов достовірності *CFD*-моделі відцентрового нагнітача є перевірка чутливості результатів до дискретизації розрахункової області. В задачах турбомашин якість та густота сітки безпосередньо впливають на точність відтворення приграничного шару, структури течії в міжлопатковому каналі, циркуляційної складової швидкості, а також інтегральних параметрів – ступеня стискування, тиску нагнітання, температури, потужності та приведеної продуктивності. Саме тому в роботі

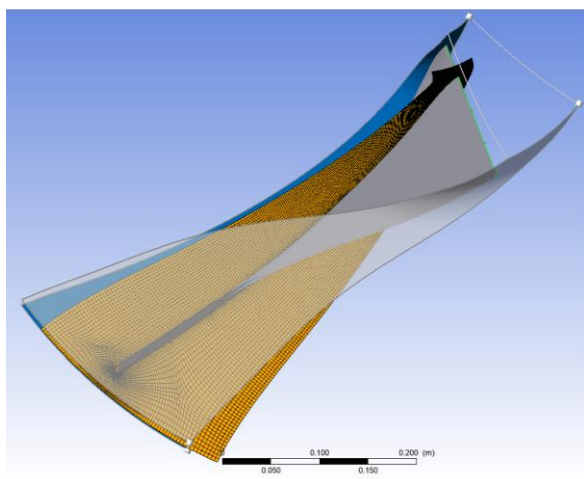


Рис. 3 – Обчислювальна сітка міжлопаткового каналу робочого колеса нагнітача

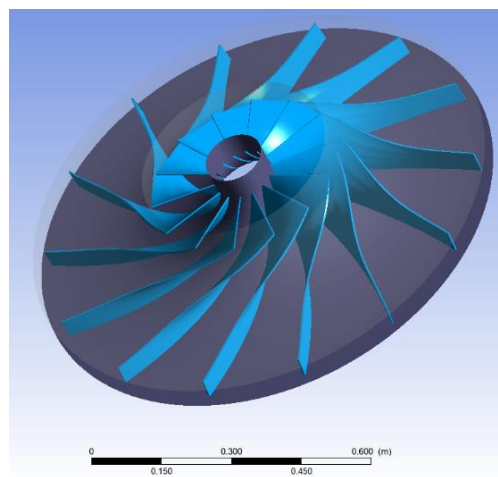


Рис. 4 – Тривимірна модель робочого колеса відцентрового нагнітача

було виконано серію розрахунків на сітках різної густоти з подальшим зіставленням результатів із зведеними характеристиками нагнітача. Такий підхід відповідає загальноприйнятій практиці перевірки збіжності за сіткою та оцінювання достовірності розрахункової моделі. Розрахунок коефіцієнта стисливості природного газу за відомими тиском, температурою та складом газу також відповідає стандартним підходам, закріпленим у серії ISO 12213 [13].

На початковому етапі дослідження було встановлено, що суттєвий вплив на результати порівняння має не лише густота сітки, а й спосіб урахування коефіцієнта стисливості газу на вході.

В перших варіантах розрахунку значення $z_{вх}$ фактично визначалося з внутрішньої термодинамічної постановки *CFX*, що приводило до розбіжності з аналітичною моделлю зведених характеристик. Для усунення цієї невідповідності було додатково визначено коефіцієнт стисливості природного

газу за методом *GERG-91* у програмі *NX*.

Було отримано значення $z = 0,9038877215 \approx 0,9038$, яке надалі було використано для фізично узгодженого перерахунку параметрів порівняльної табл. 7 для всіх *CFD*-варіантів. Це дозволило привести значення густини на вході та всіх похідних приведенних параметрів до єдиної термодинамічної бази, узгодженої зі зведеними характеристиками [13].

Результати порівняння зведених характеристик і *CFD*-розрахунків для всіх варіантів сітки наведено в табл. 7.

В табл. 7 поряд із розрахованими значеннями параметрів наведено абсолютні та відносні похибки порівняно зі зведеними характеристиками нагнітача. Абсолютна похибка Δ характеризує модуль відхилення чисельно отриманого значення від еталонного, тоді як відносна похибка δ визначає це відхилення у частках або відсотках від еталонного значення.

Таблиця 7 – Результати порівняння зведених характеристик нагнітача та *CFD*-розрахунків (*CFX Variant 1–7*)

Параметр	Зведені характеристики	<i>CFX Variant</i>						
		1	2	3	4	5	6	7
		сітка						
		50000	500000	1000000	1500000	2000000	2500000	4000000
Вхідний тиск (абс.), $P_{вх}$, бар	46,113	46,113	46,113	46,113	46,113	46,113	46,113	46,113
Вхідна температура, $T_{вх}$, К	287,15	287,15	287,15	287,15	287,15	287,15	287,15	287,15
Коефіцієнт стисливості на вході, $z_{вх}$	0,902	0,9038 ($\Delta=+0,0018$; 0,20%)	0,9038 ($\Delta=+0,0018$; 0,20%)	0,9038 ($\Delta=+0,0018$; 0,20 %)	0,9038 ($\Delta=+0,0018$; 0,20%)	0,9038 ($\Delta=+0,0018$; 0,20%)	0,9038 ($\Delta=+0,0018$; 0,20%)	0,9038 ($\Delta=+0,0000$; 0,00 %)
Густина суміші на вході, $\rho_{вх}$, кг/м ³	36,928	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24%)	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24%)	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24%)	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24%)	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24%)	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24%)	36,8389 ($\Delta=-0,0891$; 0,24 %)

Кінець таблиці 7

Параметр	Зведені характеристики	CFX Variant						
		1	2	3	4	5	6	7
		сітка						
		50000	500000	1000000	1500000	2000000	2500000	4000000
Газова стала суміші, $R_{сум}$, Дж/(кг·К)	482,32	482,32	482,32	482,32	482,32	482,32	482,32	482,32
Теплоємність при, $\rho = \text{const}$ - C_p , Дж/(кг·К)	2112,409	2112,409	2112,409	2112,409	2112,409	2112,409	2112,409	2112,409
Теплоємність при, $\nu = \text{const}$ - C_v , Дж/(кг·К)	1630,089	1630,089	1630,089	1630,089	1630,089	1630,089	1630,089	1630,089
Адіабатний показник, k	1,296	1,296	1,296	1,296	1,296	1,296	1,296	1,296
Ступінь стискування, ϵ	1,177	1,2490 ($\Delta=+0,0720$; 6,12%)	1,2442 ($\Delta=+0,0672$; 5,71 %)	1,2465 ($\Delta=+0,0695$; 5,90 %)	1,1142 ($\Delta=+0,0695$; 5,90 %)	1,19 ($\Delta=-0,0628$; 5,34 %)	1,179 ($\Delta=+0,0020$; 0,17 %)	1,178 ($\Delta=+0,0010$; 0,08 %)
Вихідний тиск (абс.), $P_{вих}$, бар	54,286	57,5933 ($\Delta=+3,3073$; 6,09%)	57,3739 ($\Delta=+3,0879$; 5,69 %)	57,4823 ($\Delta=+3,1963$; 5,89 %)	56,07 ($\Delta=+1,7840$; 3,29 %)	55,098 ($\Delta=+0,8120$; 1,50 %)	54,16 ($\Delta=-0,1260$; 0,23 %)	54,1405 ($\Delta=-0,1455$; 0,27 %)
Вихідна температура, $T_{вих}$, К	301,154	304,033 ($\Delta=+2,8790$; 0,96 %)	304,007 ($\Delta=+2,8530$; 0,95 %)	303,960 ($\Delta=+2,8530$; 0,95 %)	302,504 ($\Delta=+1,3500$; 0,45 %)	301,522 ($\Delta=+0,3680$; 0,12 %)	301,761 ($\Delta=+0,6070$; 0,20 %)	301,554 ($\Delta=+0,400$; 0,13 %)
Політропний ККД ступеня, η_p	–	0,8982	0,885045	0,8962	0,975941	0,9768	0,8989	0,97
Ізоентропний ККД "total-to-total", η_{tt}	–	0,8956	0,882232	0,8936	0,97518	0,976	0,8962	0,9768
Частота обертання ротора, $n_{рот}$, об/хв	4295,022	4295,022	4295,022	4295,022	4295,022	4295,022	4295,022	4295,022
Кутова швидкість, ω , 1/с	449,774	449,774	449,774	449,774	449,774	449,774	449,774	449,774
Потужність (ефективна) N_e , кВт	8957,863	12633 ($\Delta=+3675,137$; 41,03%)	10605,3 ($\Delta=+1647,437$; 18,39 %)	9571,4 ($\Delta=+1647,437$; 18,39%)	9897,61 ($\Delta=+939,747$; 10,49%)	9847 ($\Delta=+939,747$; 10,49%)	8817,8 ($\Delta=-140,063$; 1,56%)	8954 ($\Delta=-3,8630$; 0,04%)
Зведена продуктивність одного нагнітача (роб. точка), $Q_{зв}$, м ³ /хв	588,764	672,714 ($\Delta=+83,950$; 14,26 %)	672,168 ($\Delta=+83,404$; 14,17 %)	672,192 ($\Delta=+83,428$; 14,17 %)	640,592 ($\Delta=+51,828$; 8,80 %)	708,780 ($\Delta=+120,016$; 20,38 %)	602,049 ($\Delta=+13,285$; 2,26 %)	594,490 ($\Delta=+5,726$; 0,97 %)
Зведена продуктивність (після корекції по обертах), $Q'_{зв}$, м ³ /хв	643,458	751,766 ($\Delta=+108,308$; 16,83 %)	751,195 ($\Delta=+107,737$; 16,74 %)	751,222 ($\Delta=+107,764$; 16,75 %)	737,822 ($\Delta=+94,364$; 14,67 %)	699,482 ($\Delta=+56,024$; 8,71 %)	652,731 ($\Delta=+9,273$; 1,44 %)	663,161 ($\Delta=+19,703$; 3,06 %)
Продуктивність КС в стандартних умовах, $Q_{КС.ст}$, м ³ /хв	1151,528	1154,13 ($\Delta=+2,785$; 0,24 %)	1154,270 ($\Delta=+2,742$; 0,24 %)	1154,313 ($\Delta=+2,785$; 0,24 %)	1255,435 ($\Delta=+103,907$; 9,02 %)	1167,409 ($\Delta=+15,881$; 1,38 %)	1155,64 ($\Delta=+6,036$; 0,52 %)	1142,739 ($\Delta=-8,789$; 0,76 %)
Зведена продуктивність КС, $Q_{зв.КС}$, м ³ /хв	1177,528	1204,92 ($\Delta=+27,264$; 2,32%)	1204,748 ($\Delta=+27,220$; 2,31%)	1204,792 ($\Delta=+27,264$; 2,32%)	1310,337 ($\Delta=+132,8$; 11,28 %)	1218,61 ($\Delta=+40,933$; 3,48 %)	1208,186 ($\Delta=+30,658$; 2,60 %)	1192,12 ($\Delta=+15,184$; 1,29 %)

Застосування саме цих показників є доцільним для оцінювання ступеня узгодження CFD-моделі зі зведеними характеристиками та для аналізу впливу густоти сітки на точність визначення інтегральних параметрів нагнітача. Такий підхід узгоджується із загальноприйнятими визначеннями похибки та відносної похибки в метрології [14]. Аналіз даних табл. 1 показує, що на грубих сітках

спостерігається суттєве відхилення інтегральних параметрів від еталонних значень зведених характеристик.

Найбільша чутливість до сіткової дискретизації характерна для ефективної потужності, ступеня стискування та зведеної продуктивності, що пояснюється залежністю цих параметрів від точності відтворення поля швидкостей, циркуляційної

складової потоку та втрат у приграничному шарі.

Зі згущенням сітки спостерігається поступова стабілізація результатів. Починаючи з проміжних варіантів, розбіжність між сусідніми сітками зменшується, а інтегральні характеристики наближаються до значень, отриманих за зведеними характеристиками. Найбільш виражено ця тенденція проявляється для вихідного тиску, вихідної температури та ступеня стискування. Це свідчить про поступовий перехід чисельної моделі до області сіткової збіжності. З погляду практичного використання чисельної моделі доцільно розрізняти найточніший та раціональний варіанти. Найточніший варіант відповідає максимальному рівню дискретизації, оскільки саме він забезпечує мінімальні відхилення від зведених характеристик за більшістю ключових параметрів. Водночас раціональним слід вважати той варіант, для якого подальше згущення сітки вже не дає принципового поліпшення інтегральних результатів, але істотно збільшує обчислювальні витрати. У такому підході вибір остаточного варіанта моделі повинен базуватися не лише на мінімумі похибки, а й на співвідношенні між точністю та ресурсоемністю розрахунку [10], [11].

Отже, проведене дослідження впливу сітки показало, що достовірне CFD-моделювання нагнітача 520-12-1 можливе лише за умови одночасного виконання двох вимог: достатньої густоти розрахункової сітки та фізично коректного врахування властивостей природного газу, зокрема коефіцієнта стисливості.

Саме поєднання цих двох чинників забезпечує наближення результатів тривимірного моделювання до зведених характеристик нагнітача та дозволяє використовувати побудовану CFD-модель для подальших наукових і прикладних досліджень.

Оцінка невизначеності за ДСТУ ISO/TR 7066-1:2007 (ISO/TR 7066-1:1997) для CFX Variant 1–7

Для узагальненого оцінювання достовірності результатів CFD-моделювання, отриманих на сітках різної густоти, доцільно використовувати не лише окремі абсолютні та відносні похибки, а й інтегральний показник невизначеності. В роботі таке оцінювання виконано з використанням підходу, що ґрунтується на моделі квадратичного комбінування складових невизначеності відповідно до ДСТУ ISO/TR 7066-1:2007 (ISO/TR 7066-1:1997).

Стандарт ISO/TR 7066-1 описує процедури оцінювання невизначеності при калібруванні та застосуванні пристроїв для вимірювання витрати, зокрема для лінійних калібрувальних залежностей [15]. Положення стандарту використані як методична основа для порівняльного аналізу CFD-

варіантів, а не як пряма процедура калібрування витратоміра.

Такий підхід є виправданим, оскільки в задачі верифікації чисельної моделі потрібно отримати узагальнену оцінку сумарного відхилення CFD-результатів від еталонних зведених характеристик. Саме тому відносні похибки окремих параметрів були інтерпретовані як окремі складові невизначеності, після чого для кожного варіанта сітки було визначено інтегральний показник за RSS-моделлю.

Стандарт ISO/TR 7066-1 прямо пов'язаний із оцінюванням невизначеності для методів вимірювання витрати, а в суміжному ISO 7066-2 окремо зазначено, що метод ISO 7066-1 стосується лінійного випадку, тобто саме він слугує базовим джерелом для такої схеми комбінування [15].

Оцінювання невизначеності виконувалося на основі параметрів, наданих в табл. 7. Одночасно були наявні як еталонні значення зі зведених характеристик так і результати CFD-розрахунку для кожного з варіантів сітки. До розрахунку були включені такі показники: коефіцієнт стисливості на вході, густина газу на вході, ступінь стискування, вихідний тиск, вихідна температура, зведена продуктивність нагнітача, зведена продуктивність після корекції по обертах, продуктивність КС в стандартних умовах, зведена продуктивність КС. Отже, для кожного CFX Variant було сформовано набір із дев'яти відносних відхилень, на підставі яких визначався інтегральний показник невизначеності.

Результати оцінювання інтегральної невизначеності для всіх досліджених варіантів сітки наведено в табл. 8.

Таблиця 8 — Результати оцінювання інтегральної невизначеності U_{RSS} за варіантами сітки CFX Variant 1–7

CFX Variant	Кількість комірок сітки	U_{RSS} , %
1	50 000	7,94
2	500 000	7,83
3	1 000 000	7,87
4	1 500 000	7,80
5	2 000 000	7,72
6	2 500 000	1,27
7	4 000 000	1,19

Порівняння даних табл. 8 показує, що для варіантів CFX Variant 1–5 інтегральна невизначеність залишається на відносно високому рівні й змінюється незначно, тоді як для варіантів CFX Variant 6 і CFX Variant 7 спостерігається різке її зменшення. Це свідчить про перехід чисельної моделі до області практичної сіткової збіжності при густоті сітки понад 2,5 млн. комірок.

Аналіз отриманих результатів

Отримані результати свідчать, що для *Variant 1–5* інтегральна невизначеність зберігається на рівні приблизно 7,5 % – 8,0 %, тобто навіть при переході від 50 тис. до 2 млн. елементів покращення залишається відносно помірним. Це означає, що в діапазоні грубих і середніх сіток чисельна модель ще не досягає повної стабілізації інтегральних характеристик. Найбільш помітне зниження невизначеності спостерігається при переході до *Variant 6* і *Variant 7*.

Для цих двох випадків інтегральний показник U_{RSS} зменшується більш ніж у шість разів порівняно з *Variant 1*. Це свідчить про перехід моделі до

зони практичної сіткової збіжності. Особливо показовим є те, що для *Variant 6* $U_{RSS} = 1,27$ %, для *Variant 7* $U_{RSS} = 1,19$ %. Різниця між цими значеннями є малою, тому *Variant 6* можна розглядати як раціональний варіант з погляду співвідношення точності та обчислювальних витрат, тоді як *Variant 7* – як найточніший варіант серед досліджених.

Графічне подання результатів

Для наочного подання впливу густоти сітки на інтегральну невизначеність побудовано графік залежності середнього, медіанного та RMS -значення U_{RSS} від кількості комірок сітки.

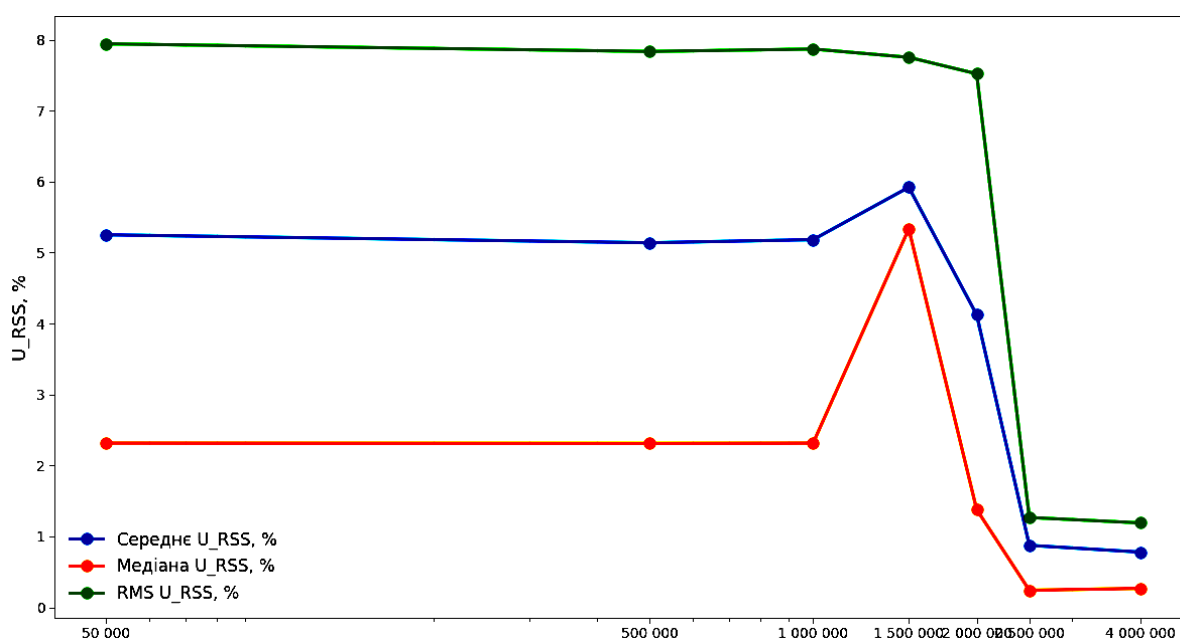


Рис. 5 – Залежність показників невизначеності U_{RSS} від кількості комірок сітки для *CFX Variant 1–7*

Аналіз графіка показує, що до 2 млн. комірок значення RMS -невизначеності змінюються порівняно слабо, тоді як після 2,5 млн. спостерігається різке зменшення інтегральної невизначеності. Отже, саме в області *Variant 6–7* чисельна модель набуває необхідного рівня збіжності і може використовуватись для подальшого наукового аналізу.

Застосування підходу за ДСТУ ISO/TR 7066-1:2007 дало змогу перейти від аналізу окремих похибок до інтегрального оцінювання узгодженості *CFD*-моделі зі зведеними характеристиками нагнітача.

RSS -оцінка дозволила кількісно охарактеризувати сумарний рівень невизначеності кожного варіанта сітки.

У результаті встановлено, що:

- *Variant 1–5* мають порівняно високий інтегральний рівень невизначеності;
- *Variant 6* і *7* забезпечують істотне зменшен-

ня сумарної невизначеності;

- *Variant 7* є найбільш точним;
- *Variant 6* є найбільш раціональним з позиції співвідношення точності та ресурсоемності.

Це дозволило формалізувати вибір оптимального варіанта *CFD*-моделі нагнітача 520-12-1.

Висновки

В роботі виконано комплексне дослідження відцентрового нагнітача 520-12-1 (ГТК-10), яке охоплювало аналіз геометрії за робочими кресленнями, побудову тривимірної моделі проточної частини, чисельне моделювання робочого процесу в середовищі *ANSYS CFX*, а також порівняння отриманих результатів з його зведеними характеристиками. Встановлено, що на точність порівняння суттєво впливає не лише густота сітки, а й спосіб врахування термодинамічних властивостей приро-

дного газу, що дозволило поєднати чисельні результати зі зведеними характеристиками нагнітача. Для кожного варіанта сітки на основі системи відносних відхилень між CFD-результатами та зведеними характеристиками нагнітача визначено інтегральний показник невизначеності за RSS-моделлю.

За результатами дослідження встановлено, що *CFX Variant 7* забезпечує найкраще узгодження зі зведеними характеристиками за більшістю ключових параметрів і може розглядатися як найточніший варіант чисельної моделі. Водночас *CFX Variant 6* демонструє близький рівень точності за суттєво менших обчислювальних витрат, тому може бути прийнятий як раціональний варіант для подальших розрахунків.

Отримані результати дають підстави розглядати побудовану 3D CFD-модель як узгоджену та верифіковану чисельну модель, достовірність якої підтверджена шляхом системного порівняння зі зведеними характеристиками, аналізу сіткової збіжності та оцінювання інтегральної невизначеності

Планується використання методики для подальших досліджень: аналізу різних режимів роботи, впливу зміни фізичних властивостей газу, а також моделювання геометричних параметрів робочих коліс нагнітачів газотранспортних мереж з метою реалізації вимог водневої стратегії ЄС (*EU Hydrogen Strategy*), яка передбачає широке використання водню як енергоносія для тих галузей промисловості, які неможливо електрифікувати та має дає можливість скорочення викидів вуглекислого газу.

Інформація щодо наборів даних

Нові набори даних у рамках цього дослідження не створювалися.

Заява про внесок авторів

Андрішин М. П.: збір та обробка даних, формальний аналіз.

Капітанчук К. І.: перевірка результатів, написання – рецензування та редагування; наукове керівництво, фінансування.

Шклярчук Д. О.: концептуалізація, методологія, написання – початковий варіант.

Усі автори ознайомилися з остаточною версією рукопису та погодилися з її публікацією.

Заява щодо фінансування та подяки

Це дослідження не отримувало зовнішнього фінансування.

Заява щодо конфлікту інтересів

Автори заявляють про відсутність конфлікту інтересів.

Заява щодо використання інструментів штучного інтелекту

Інструменти штучного інтелекту не використовувалися.

Список літератури

- Кулик М. С. Нагнітачі природного газу : підручник / М. С. Кулик, К. І. Капітанчук, М. П. Андрішин. – Київ : НАУ, 2022. – 224 с. – ISBN 978-966-932-173-2. – URL: <https://er.kai.edu.ua/server/api/core/bitstreams/3df2bbce-e53e-4794-b777-05499aac5d73/content> (дата звернення 10.04.2026).
- ISO 5389:2005 Turbocompressors – Performance test code. – Geneva : International Organization for Standardization, 2005. – 142 p. – URL: <https://www.iso.org/standard/39665.html> (дата звернення 10.04.2026).
- Mamat A. M. I. CFD Analysis of 500W Centrifugal Compressor Performance / A. M. I. Mamat, M. Z. Azmizam // Journal of Applied Engineering Design and Simulation. – 2024. – Vol. 4, Is. 2. – PP. 21–33. – DOI: <https://doi.org/10.24191/jaeds.v4i2.84>.
- Аналіз роботи робочого колеса нагнітача при транспортуванні природного газу та газо-водневої суміші / К. І. Капітанчук, Д. О. Шклярчук // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2025. – № 4sup1. – С. 51–58. – DOI: <https://doi.org/10.32620/akt.2025.4sup1.06>.
- Гуріненко В. М. Особливості розробки системи протипожежного захисту нагнітача типу 520-12-1 цеху ГТК-10 // Інформаційний огляд ДК «Укртрансгаз». – 2005. – № 3(33). – С. 15–16.
- Borisenko V. Development of a method for geometric modeling of centrifugal compressor impellers / V. Borisenko, S. Ustenko, I. Ustenko, K. Kuzma // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 1, No. 1(109). – PP. 35–42. – DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.224924>.
- Chapter 2: Rotor 37 / ANSYS // TurboSystem 2024 R2. – URL: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/tg_tutr/999916.html (дата звернення 10.04.2026).
- Андрішин М. П. CFD-аналіз чисельного моделювання процесу стиснення газо-водневої суміші в відцентрових компресорах при транспортуванні / М. П. Андрішин, К. І. Капітанчук, Д. О. Шклярчук // Двигуни та енергетичні установки: XVII Міжнародна науково-технічна конференція «АВІА–2025», 22–24 квітня 2025 року. – Київ : Державний університет «Київський авіаційний інститут». – 2025. – С. 6.33–6.37. – URL: <https://er.kai.edu.ua/items/61657c22-ae9e-49fc-809b-2173f6b789eb> (дата звернення 10.04.2026).
- Капітанчук, К. І. Дослідження впливу газо-водневої суміші на газотермодинамічні параметри роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції / К. І. Капітанчук, М. П. Андрішин, Н. М. Андрішин // Наукоємні технології. – 2023. – № 1(57). – PP. 77–85. – DOI: <https://doi.org/10.18372/2310-5461.57.17447>.
- Ansyz TurboGrid User's Guide / ANSYS // Release 2025 R1. – 2025. – URL: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v251/en/pdf/Ansys_TurboGrid_Users_Guide.pdf (дата звернення 10.04.2026).
- 13.4.2. Fluid Models Tab / ANSYS // CFX 2024 R2. – URL: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v242/en/cfx_pre/DomainGeneralOptions.html (дата звернення 10.04.2026).
- 8.15.11. CFX-TASCflow Results Files / ANSYS // CFX 2024 R2. – URL: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v242/en/cfd_post/i1342665.html (дата звернення 10.04.2026).
- ISO 12213-1:2006 Natural gas – Calculation of compression factor – Part 1: Introduction and guidelines. – 2nd ed. – Geneva : International Organization for Standardization, 2006. – URL: <https://www.iso.org/obp/ui/en/#iso:std:iso:12213-1:ed-2:v1:en> (дата звернення 10.04.2026).
- Taylor B. N. NIST TN 1297: Appendix D1. Terminology / B. N. Taylor, C. E. Kuyatt // NIST Technical Note 1297. – Gaithersburg : National Institute of Standards and Technology, 1994. – URL: <https://www.nist.gov/pml/nist-technical-note>

- 1297/nist-tn-1297-appendix-d1-terminology (дата звернення 10.04.2026).
- ISO/TR 7066-1:1997 Assessment of uncertainty in calibration and use of flow measurement devices. Part 1: Linear calibration relationships. – No. 1. – Geneva: International Organization for Standardization, 1997. – URL: <https://www.iso.org/standard/13636.html> (дата звернення 10.04.2026).
- References (transliterated)**
- Kulyk M. S., Kapitanchuk K. I., Andriyishyn M. P. (2022), *Nagnitachi pryrodnoho gazu* [Natural gas compressors], NAU, Kiev, 228 p., ISBN 978-966-932-173-2, Ukraine, Access mode: <https://er.kai.edu.ua/server/api/core/bitstreams/3df2bbce-e53e-4794-b777-05499aac5d73/content> (accessed 10 April 2026).
 - ISO 5389:2005 *Turbocompressors – Performance test code*. International Organization for Standardization, 142 p., Access mode: <https://www.iso.org/standard/39665.html> (accessed 10 April 2026).
 - Mamat A. M. I., Azmizam M. Z. (2024), “CFD Analysis of 500W Centrifugal Compressor Performance”, *Journal of Applied Engineering Design and Simulation*, vol. 4, is. 2, pp. 21–33, <https://doi.org/10.24191/jaeds.v4i2.84>.
 - Kapitanchuk K., Shklyaruk D. (2025), “Analysis of the Performance of the Compressor Impeller During the Transportation of Natural Gas and Gas-Hydrogen Mixture”, *Aviatsiynokosmichna tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace Engineering and Technology], no. 4sup1, pp. 51–58, <https://doi.org/10.32620/akt.2025.4sup1.06>.
 - Gurinenko V. M. (2005), “Osoblyvosti rozrobky systemy protypompazhnogo zahystu nagnitacha typu 520-12-1 cehu GTK-10 [Features of the development of the anti-surge protection system for a 520-12-1 centrifugal compressor at the GTK-10 compressor station]”, *Informacijnyj ogljad DK “Ukrtransgaz”* [Information review of the State Corporation “Ukrtransgaz”], no. 3(33), pp. 15–16.
 - Borisenko V., Ustenko S., Ustenko I., Kuzma K. (2021), “Development of a method for geometric modeling of centrifugal compressor impellers”, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 1, no. 1(109), pp. 35–42, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.224924>.
 - ANSYS (2024), “Chapter 2: Rotor 37”, *TurboSystem 2024 R2*, Access mode: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/tg_tutr/i999916.html (accessed 10 April 2026).
 - Andriishyn M., Kapitanchuk K., Shklyaruk D. (2025), “CFD-analiz chysel'nogo modeljuvannja procesu stysnennja gazovodnevoi' sumishi v vidcentrovyyh kompresorah pry transportuvanni [CFD analysis of numerical modeling of the compression process of a gas-hydrogen mixture in centrifugal compressors during transportation]”, *XVII Mizh. nauk.-tekh. konf. “Dvyhuny ta enerhetychni ustanovy”* [XVII International Scientific and Technical Conference “Engines and Power Plants”], pp. 6.33–6.37.
 - Andriyishyn M., Kapitanchuk K., Andriyishyn N. (2023), “A study of the influence of the gas-hydrogen mixture on the gas-thermodynamic parameters of the gas pumping unit of the compressor station”, *Science-Based Technologies*, vol. 57, no. 1, pp. 77–85, <https://doi.org/10.18372/2310-5461.57.17447>.
 - ANSYS (2025), “Ansys TurboGrid User's Guide”, *Release 2025 R1*, Access mode: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v251/en/pdf/Ansys_TurboGrid_Users_Guide.pdf (accessed 10 April 2026).
 - ANSYS (2024), “13.4.2. Fluid Models Tab”, *CFX 2024 R2*, Access mode: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v242/en/cfx_pre/DomainGeneralOptions.html (accessed 10 April 2026).
 - ANSYS (2024), “8.15.11. CFX-TASCflow Results Files”, *CFX 2024 R2*, Access mode: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v242/en/cfd_post/i1342665.html (accessed 10 April 2026).
 - ISO (2006), *ISO 12213-1:2006 Natural gas – Calculation of compression factor – Part 1: Introduction and guidelines*, 2nd ed, International Organization for Standardization, Geneva, Access mode: <https://www.iso.org/obp/ui/en/#iso:std:iso:12213-1:ed-2:v1:en> (accessed 10 April 2026).
 - Taylor B. N., Kuyatt C. E. (1994), “NIST TN 1297: Appendix D1. Terminology”, NIST Technical Note 1297, *National Institute of Standards and Technology Gaithersburg*, Access mode: <https://www.nist.gov/pml/nist-technical-note-1297/nist-tn-1297-appendix-d1-terminology> (accessed 10 April 2026).
 - ISO (1997), *ISO/TR 7066-1:1997 Assessment of uncertainty in calibration and use of flow measurement devices. Part 1: Linear calibration relationships*, International Organization for Standardization, Geneva, Access mode: <https://www.iso.org/standard/13636.html> (accessed 10 April 2026).

Надійшла (received) 22.04.2026
 Прийнята (accepted) 10.05.2026
 Публікація (published) 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Андріішин Михайло Петрович (Andriishyn Mykhaylo) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри електричної інженерії та енергомашинобудування, Національний університет «Київський авіаційний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: andriishinmp@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4439-3526>.

Капітанчук Костянтин Іванович (Kapitanchuk Kostyantyn) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри електричної інженерії та енергомашинобудування, Національний університет «Київський авіаційний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: kostiantyn.kapitanchuk@npp.kai.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3605-0977>.

Шклярук Дмитро Олександрович (Shklyaruk Dmytro) – аспірант кафедри електричної інженерії та енергомашинобудування, Національний університет «Київський авіаційний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: amiako7250@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-6699-9047>.