

Максимальний статичний тиск досягнуто при 4000 об/хв і становить близько 590 Па, що забезпечує стабільну роботу системи в зоні оптимального ККД близько 43 %, придатну для використання в малогабаритних аеродинамічних установках або легких БПЛА. Результати підтверджують перспективність застосування анулоїдної схеми з ВВЗНЛ для створення компактних апаратів вертикального зльоту з підвищеною стабільністю та енергоефективністю. Подальшу роботу буде спрямовано на оптимізацію геометрії відцентрового вентилятора з метою підвищення його ККД та проведення експериментальної перевірки моделі в лабораторних умовах.

#### Список використаних джерел:

1. Lei Y. The Aerodynamic Performance of a Novel Overlapping Octocopter in Hover // *Aerospace*. – 2024. – Vol. 11, No. 9. – P. 737. URL: <https://www.mdpi.com/2226-4310/11/9/737>
2. Zhao H., Wang B., Shen Y., Zhang Y., Li N., Gao Z. Development of Multimode Flight Transition Strategy for Tilt-Rotor VTOL UAVs. *Drones*. 2023; 7(9):580. URL: <https://www.mdpi.com/2504-446X/7/9/580>
3. Jiang Y., Zhang B. CFD Study of a New Annular Lift Fan Configuration with High Lift Efficiency. *Aerospace*. 2017; 4(1): 13. URL: <https://www.mdpi.com/2226-4310/4/1/13>
4. Якимчук С.А. Чисельне моделювання та оптимізація аеродинаміки відцентрового вентилятора, XXV Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки», м. Київ, 2025. URL: <https://share.google/77ZYKkbZyecKiDczV>
5. Капітанчук К.І., Якимчук С.А., CFD-аналіз чисельного моделювання аеродинамічних процесів відцентрового вентилятора, XVII Міжнародна науково-технічна конференція «АВІА-2025». Київ, 2025. URL: <https://er.nau.edu.ua/items/827ad0c0-bd84-4bf9-85e1-d3c9993c36f2>
6. Капітанчук К.І., Якимчук С.А., Моделювання та дослідження ефективності ВВЗНЛ, XXX Міжнародний конгрес двигунобудівників, Авіаційно-космічна техніка і технологія, Харків, 2025 – №4 с. 39–45. URL: <http://nti.khai.edu/ojs/index.php/akt/article/view/akt.2025.4sup2.03>

УДК 622.691: 622.692

Андрійшин М.П., канд. техн. наук  
ORCID 0000-0002-4439-3526  
Капітанчук К.І., канд. техн. наук  
ORCID 0000-0003-3605-0977  
Шклярчук Д.О.  
ORCID 0009-0007-6699-9047  
Державний університет  
«Київський авіаційний інститут»

#### ВАЛІДАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО КОЛЕСА НАГНІТАЧА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Відцентрові компресори (далі – ВЦК) широко використовуються в газотранспортних системах (далі – ГТС) для транспортування природного газу магістральними газопроводами (далі – МГ). В умовах енергетичної трансформації та переходу до використання водневих технологій актуальним є питання адаптації існуючого компресорного обладнання до роботи з газоводневими сумішами [1–2].

Проектування та модернізація ВЦК вимагають застосування математичних моделей, які дозволяють прогнозувати газодинамічні характеристики на етапі проектування. Валідація таких моделей є надважливою для забезпечення надійності та ефективності компресорного обладнання.

Метою даної роботи є валідація математичної моделі робочого колеса ВЦК шляхом порівняння результатів зведених характеристик нагнітача з результатами CFD-моделювання та встановлення рівня точності математичної моделі.

Валідацію виконано в кілька етапів. Спочатку проведено аналітичні розрахунки зведених характеристик для оцінки очікуваних параметрів роботи нагнітача (тиску на виході, ступеня стискування, необхідної потужності тощо).

Далі побудовано CFD-модель робочого колеса і виконано серію чисельних експериментів зі змінними налаштуваннями, поступово підвищуючи точність моделі до отримання прийнятної збіжності з дослідними даними [3, 4].

За результатами математичного розрахунку, виконаного в програмному середовищі Mathcad, отримано основні газодинамічні параметри, наведені у таблиці 1.

**Таблиця 1 – Результати математичного розрахунку**

Параметр	Значення
Колова швидкість при виході газу з колеса нагнітача $u_2$ , м/с	222,188
Ступінь стискування $\epsilon$	1,177
Частота обертання ротора нагнітача, об/хв	4295
Температура газу на виході з нагнітача $T_2$ , К	301,154
Потужність $N$ , кВт	9458
Політропний ККД	0,783

Модель робочого колеса ВЦК створена в модулі BladeGen програмного комплексу ANSYS. Геометрія включає 14 основних лопаток; втулку (hub) та кожух (shroud) з профільованими поверхнями. Розрахункова сітка побудована в модулі TurboGrid з використанням структурованої гексадральної сітки типу O-grid навколо лопаток. Проведено дослідження незалежності розрахунку від густини сітки з трьома варіантами:

- Сітка 1: 138 340 елементів
- Сітка 2: 238 546 елементів
- Сітка 3: 470 633 елементів

Результати засвідчили, що сітка 2 забезпечує оптимальне співвідношення точності та обчислювальних витрат, при цьому безрозмірна відстань до стінки ( $y^+ < 1$ ).

Проведено порівняльний аналіз чотирьох моделей турбулентності:

- SST (Shear Stress Transport) двопараметрична модель, що поєднує переваги моделей  $k-\omega$  та  $k-\epsilon$ ;
- SST Gamma-Theta модифікація SST з урахуванням переходу ламінарного потоку в турбулентний;
- LRR (Launder-Reece-Rodi) модель напружень Рейнольдса;
- $k-\omega$  – стандартна двопараметрична модель.

На основі аналізу результатів та порівняння з експериментальними даними для подібних геометрій, модель SST обрана як найбільш придатна для моделювання течії у робочому колесі.

Модель SST демонструє найкращу збіжність з експериментальними даними у діапазоні чисел Маха 0,3...0,6 та забезпечує точне моделювання примежового шару [4, 6].

Порівняння результатів математичного моделювання та CFD-аналізу наведено у таблиці 2.

**Таблиця 2 – Результати математичного моделювання**

Параметр	Mathcad	ANSYS CFX
Ступінь стискування $\epsilon$	1,177	1,142
Температура газу на виході з нагнітача $T_2$ , К	301,154	296,34
Політропний ККД	0,783	0,810
Колова швидкість при виході газу з колеса нагнітача $u_2$ , м/с	222,188	222,31

Основні причини розбіжності результатів:

- спрощення в розрахунку зведених характеристик: одновимірний підхід не враховує тривимірні ефекти течії, градієнти параметрів по висоті лопатки та вторинні течії;
- геометричні особливості: CFD-модель враховує реальну профільовану геометрію втулки та кожуха, складну форму лопаток.
- моделі турбулентності: модель SST в ANSYS CFX забезпечує більш точне моделювання турбулентних ефектів порівняно з емпіричними залежностями математичної моделі.

Максимальне відхилення між розрахунками зведених характеристик нагнітача та результатами CFD-моделювання становить 3,3 % для ККД, що знаходиться в межах прийнятної похибки для інженерних розрахунків. Це підтверджує той факт, що модель SST є надійним інструментом для моделювання течії в лопаткових машинах [5, 7] і може використовуватися для прогнозування роботи ВЦК на газодневних сумішах різного складу, що є критично важливим для адаптації існуючої інфраструктури до вимог енергетичного переходу [8].

### Список використаних джерел

1. Основні чинники, що впливають на енергетичну ефективність використання природного газу / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, О.М. Чернишенко // Наукоємні технології, №1 (41), 2019. – С. 51–58. DOI: 10.18372/2310–5461.41.13529
2. Визначення ефективності роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції за даними її експлуатації / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андрійшин // Наукоємні технології, №1 (49). – 2021. – С. 49–56. URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/50467>
3. Дослідження впливу газо-водневої суміші на газотермодинамічні параметри роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції // М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андрійшин Science–Based Technologies. 2023. Vol 57. Issue 1. p77. doi.org/10.18372/2310–5461.57.17447
4. He X., Zhu M., Xia K. et al. Validation and verification of RANS solvers for TUDa–GLR–Open Stage transonic axial compressor. Journal of the Global Power and Propulsion Society. 2023. Vol. 7. P. 13–29. doi: 10.33737/jgpps/158034
5. Menter F.R. Two–Equation Eddy–Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal. 1994. Vol. 32, № 8. P. 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149
6. Аналіз можливості транспортування газо-водневої суміші через газотранспортну систему / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, Д.О. Шклярчук // XXIV Міжнар. наук.-тех. конф. АС ПГП «Промислова гідраліка і пневматика», 26–27 грудня 2024 р. Київ: матеріали конференції – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС». 2024. С. 53–56. URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/66945>
7. Андрійшин, М.П. CFD-аналіз чисельного моделювання процесу стиснення газо-водневої суміші в відцентрових компресорах при транспортуванні / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, Шклярчук Д.О. // Двигуни та енергетичні установки: матеріали XVII Між. наук.-тех. конф. «АВІА–2025», 18–20 квітня 2025 р. / Київ. авіац. ін-т. – Київ, 2025. – С. 6.33–6.37.
8. Аналіз роботи робочого колеса нагнітача при транспортуванні природного газу та газоводневої суміші / К.І. Капітанчук, Д.О. Шклярчук // Авіаційно–космічна техніка і технологія. – 2025. – № 1(205). – С. 51–58. doi: 10.32620/akt.2025.4sup1.06

УДК 621.22

**Андрусак В.О.**

ORCID: 0000-0003-2089-9423

**Івченко О. В., канд. техн. наук, доцент**

ORCID: 0000-0002-4274-7693

**Подлесний Анатолій Володимирович**

ORCID: 0009-0004-1161-0012

Сумський національний аграрний університет

**Кондусь В. Ю., канд. техн. наук, доцент**

ORCID: 0000-0003-3116-7455

Сумський державний університет

### ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНИХ РАДІАЛЬНИХ ГАБАРИТІВ

Визначальним фактором при проектуванні занурювального насосного обладнання для водопостачання є жорсткі обмеження радіальних габаритів, що регламентуються нормативними документами [1] та внутрішніми діаметрами обсадних колон свердловин [2].

Існуючі на ринку серійні зразки насосів, для забезпечення необхідного напору в умовах обмеженого діаметра, традиційно виконуються за багатоступеневою схемою зі значною осьюовою довжиною. Така архітектура породжує низку конструктивних та експлуатаційних проблем, зокрема зниження жорсткості вала, ускладнення динамічного балансування ротора та підвищення трудомісткості ремонтно-монтажних робіт.

Актуальним напрямом вирішення вищеописаних проблем – є інтенсифікації робочого процесу за рахунок підвищення частоти обертання ротора понад стандартні 3000 об/хв (50 Гц). Це стало економічно доцільним завдяки розвитку та здешевленню силової перетворювальної електроніки (частотних перетворювачів). Подвоєння частоти обертання дозволяє суттєво підвищити напірність кожного ступеня, зменшити їх кількість і, як наслідок, мінімізувати осьові габарити агрегату. Проте радіальні обмеження залишаються незмінними та продовжують лімітувати конструкцію проточної частини.