

A. С. РОГОВИЙ, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, Д. А. САВЕНКОВ, О. Д. ТИНЬЯНОВ, А. С. АЗАРОВ

ПРОЄКТУВАННЯ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ ЗАСОБАМИ ANSYS ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ У НАСОСНОМУ РЕЖИМІ

У світовій енергетиці спостерігається перехід до енергоефективності, енергобезпеки та низьковуглецевої енергетики з акцентом на відновлювані джерела та зменшення традиційних потужностей. В Україні до 2035 року ключовим завданням є розробка гідромашин для ГАЕС із напорами до 500 м, зокрема для Закарпатської ГАЕС з потужністю 230 МВт у насосному режимі. Сучасний підхід до проєктування проточних частин ґрунтується на числових дослідженнях, які аналізують вплив геометричних і режимних параметрів на ефективність. САПР дає змогу спроектувати та в подальшому точно змоделювати параметри, оптимізуючи геометрію лопаток для кращої продуктивності та мінімізації втрат, що зроблено в роботі використовуючи засоби Ansys: Ansys Vista CPD, Ansys BladeGen, Ansys TurboGrid. На основі числового моделювання течії у проточній частині оборотної гідромашини в насосному режимі отримані гідродинамічні характеристики течії (розподіли тисків, швидкостей та інших параметрів). Проточна частина складалася з робочого колеса за використання секторного підходу до моделювання, спірального відводу та підводу. Ефективність спроектованої гідромашини в насосному режимі склала 96 %, що відповідає найкращим світовим зразкам і демонструє спроможність CAD-інструментів створювати високоякісні гідромашини. Результати моделювання й аналізу течії показали рівномірне зростання як статичного, так і загального тиску під час руху рідини вздовж лопаті. Відсутність піків чи провалів тиску від передньої до задньої кромки лопаті свідчить про відсутність критичних зон, які потребують подальшої оптимізації чи досліджень. Проте спостерігається відривання рідини ближче до вихідної кромки, причому зона відривання біля корпусу має більшу площу. Меридіональна швидкість збільшується на передній кромці, що планується оптимізувати в наступних дослідженнях для вирівнювання та зменшення її градієнта.

Ключові слова: оборотна гідравлічна машина, насосний режим, система автоматизованого проєктування, числове моделювання, течія, ефективність.

A. ROGOVYI, V. DRANKOVSKIY, D. SAVENKOV, O. TYNIANOV, A. AZAROV

DESIGN OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE USING ANSYS AND FLOW STUDIES IN THE PUMPING MODE

The global energy sector is experiencing a transition to energy efficiency, energy security, and low-carbon energy with a focus on renewable sources and a reduction in conventional capacities. In Ukraine, the key task by 2035 is to develop hydraulic machines for pumped storage power plants (PSP) with heads of up to 500 m, particularly for the Zakarpattia PSP with a capacity of 230 MW in pumping mode. The current approach to designing flow parts is based on numerical studies that analyze the impact of geometric and operating parameters on efficiency. CAD makes it possible to design and subsequently accurately model the parameters, optimizing the blade geometry for better performance and minimizing losses, which was done in this work using Ansys tools: Ansys Vista CPD, Ansys BladeGen, and Ansys TurboGrid. Based on the numerical modeling of the flow in the flowing part of the reversible hydraulic machine in the pumping mode, the hydrodynamic characteristics of the flow (distributions of pressures, velocities, and other parameters) were obtained. The flow consisted of an impeller using a sectoral modeling approach, a volute, and an inlet channel. The efficiency of the designed hydraulic machine in the pumping mode was 96%, which corresponds to the best world standards and demonstrates the ability of CAD tools to create high-quality hydraulic machines. Flow modeling and analysis results showed a uniform increase in static and total pressure as the fluid moves along the blade. The absence of pressure peaks or dips from the front to the back edge of the blade indicates that no critical points require further optimization or research. However, fluid separation closer to the leading edge is observed, and the separation zone near the casing has a larger area. The meridional velocity increases at the leading edge, which will be optimized in future studies to equalize and reduce its gradient.

Keywords: reversible hydraulic machine, pumping mode, computer-aided design system, numerical modeling, flow, efficiency.

Вступ. В світовій енергетиці різко змінилися тенденції розвитку електроенергетики на основі принципів енергоефективності, енергобезпеки і низьковуглецевої енергетики з переходом на прискорений розвиток відновлюваних джерел енергії і скороченням виробництва електроенергії традиційними генеруючими потужностями. Відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.» визначаються пріоритети національної енергетичної політики України з швидким зростанням потужностей відновлюваних джерел енергії, яка в 2035 р. повинна скласти 25 млрд кВт·год [1]. Такі тенденції потребують зростання балансуєчих високоманеврених потужностей в гідроенергетиці для регулювання графіків навантажень і забезпечення стійкості і надійної роботи об'єднаних енергосистем. Така стратегія потребує збільшення вдвічі потужностей на гідроенергетичних об'єктах України до 12 млн кВт до 2035 р. та вирішення ряду питань дослідження та модернізації проточних частин гідромашин на

існуючих ГЕС-ГАЕС. У сучасних умовах роботи енергосистем гострою є проблема покриття пікових навантажень, що викликає необхідність приділяти більше уваги роботі маневреного гідроенергетичного обладнання з метою оптимізації розподілення навантажень на споживачів [2].

В Україні, на період до 2035 р., розробка гідромашинного устаткування для ГАЕС з напорами до 500 м, є важливим завданням поставленим перед дослідниками і передбачає будівництво Закарпатської ГАЕС на даний напір з максимальною потужністю гідроагрегату в насосному режимі 230 МВт [3]. Ця тенденція зумовлена економічними міркуваннями, тому що за однакових потужностей вага високонапірної насос-турбіни менша, приблизно в 1,5 рази, ніж низьконапірної, а вага всього гідроагрегату зменшується приблизно на 30 %. При цьому істотно зменшуються площі водосховища, що знижує витрати на будівництво станції. Тому дана тенденція є перспективною, у зв'язку з чим виникає необхідність розроблення нового та вдосконалення наявного

обладнання для високонапірних ГАЕС.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз робіт щодо дослідження робочого процесу оборотних гідромашин показує, що нині питання про створення проточних частин оборотних гідромашин досить актуальне [4–7]. Для ГАЕС визначальним під час вибору параметрів є насосний режим, оскільки оборотна гідромашина повинна забезпечувати необхідний напір і необхідні характеристики кавітації за досягнення в турбінному режимі із розрахунковим напором необхідної встановленої потужності з максимальним ККД.

Сучасний підхід до розроблення проточної частини передбачає проведення великої кількості числових досліджень, спрямованих на виявлення впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники [8; 9]. Основою для проведення такого числового аналізу є різні математичні моделі робочого процесу, найчастіше засновані на осереднених рівняннях Рейнольдса. Розвиток методів моделювання робочого процесу заснованих на розв'язанні задачі обчислення тривимірного в'язкого потоку, знаходять широке застосування для дослідження кінематичних характеристик проточної частини гідромашини [10].

САПР уможливує точне параметричне моделювання, що дозволяє інженерам оптимізувати геометрію лопаток для підвищення ефективності та продуктивності. Наприклад, вдосконалення параметричних B-сплайнів полегшує створення гладких, гідро- та аеродинамічно ефективних форм лопаток, які мінімізують втрати тиску і відрив потоку [11]. Ці інструменти також дозволяють легко інтегруватися з робочими процесами моделювання та оптимізації, що може значно зменшити обчислювальні витрати, одночасно покращуючи показники продуктивності.

Одним з важливих застосувань є інтеграція САПР в автоматизовані ланцюжки проектування, що забезпечує швидку взаємодію та прямий зв'язок з аналізом CFD (Computational Fluid Dynamics) [12]. Такий підхід забезпечує відповідність кінцевих проектів реальній динаміці потоку, що призводить до зниження витрат на створення прототипів і підвищення точності проектування. Наприклад, параметризація на основі САПР довела свою ефективність при створенні 3D-геометрії лопатей статора і ротора відцентрового компресора [13]. Таким чином, САПР відіграє сьогодні важливу роль у вдосконаленні проектування гідромашин та здатний полегшити оптимізацію складних інженерних процесів.

Мета. Метою роботи є проектування та підвищення ефективності роботи оборотної гідромашини в насосному режимі за рахунок використання САПР-програм Ansys з подальшим удосконаленням проточної частини.

Результати досліджень. Методика дослідження складалась з декількох етапів в програмному середовищі Ansys: на основі вихідних даних проектувалося робоче колесо та спіральний відвід в програмі Ansys Vista CPD [14]. Після цього

оцінювалася та змінювалася геометрія проточної частини в програмі Ansys BladeGen, гексагональна сітка будувалася в TurboGrid й на завершальному етапі розрахунок течії у Ansys CFX.

Блочна структура дослідження у Ansys Workbench 24.1 представлена на рис. 1.

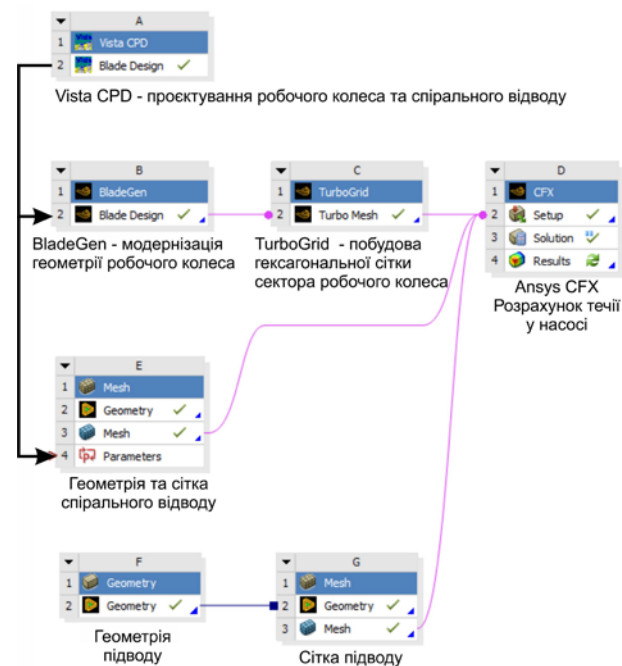


Рис. 1. Структура проектування та дослідження течії в оборотній гідромашині

Програмне забезпечення Vista для турбомашин включає інструменти для одновимірного проектування та розрахунків осевих і радіальних турбін, компресорів, вентиляторів та насосів. Інтеграція з Ansys Workbench забезпечує перехід від 1D до 3D геометрії, розрахунків і CFD аналізу. У порівнянні з програмами CFturbo і PumpLinx, Vista CPD є більш спрощеним та орієнтованим на початкові етапи проектування, тоді як CFturbo надає ширші можливості для створення багатоступеневих турбомашин і підтримує широкий діапазон типів обладнання (насоси, компресори, турбіни) [15]. Vista CPD для проектування насосів забезпечує плавний перехід до тривимірного моделювання та CFD-аналізу в Ansys CFX або Fluent, чого не пропонує PumpLinx [16], зосереджений на детальному аналізі вже готових моделей, зокрема для оцінки кавітації чи вібрацій. CFturbo, хоча і багатofункціональний, вимагає більше часу на налаштування та аналіз. Загалом Vista CPD є оптимальним вибором для швидкого первинного проектування насосів із подальшим розширеним аналізом у середовищі Ansys, тоді як CFturbo підходить для універсальних рішень, а PumpLinx – для спеціалізованих завдань експлуатаційного аналізу.

В якості вхідних параметрів розрахунку задано: частоту обертання 500 об/хв.; подачу 39 м³/с; густину рідини 1000 кг/м³, напір 528 м; кут входу 90°.

Кут потоку на передній кромці робочого колеса визначається відносно тангенціального напрямку. За

стандартом встановлюється значення 90° , яке відповідає потоку без попереднього обертання перед входом у робоче колесо [15].

Крім того, в якості початкових умов розрахунку задано коефіцієнт меридіональної швидкості, що визначає лінійний профіль швидкості від маточини до корпусу на передній кромці робочого колеса (рис. 2). Заданий градієнт розподілу швидкості характеризує співвідношення меридіональної швидкості на передній кромці маточини до середньої меридіональної швидкості.

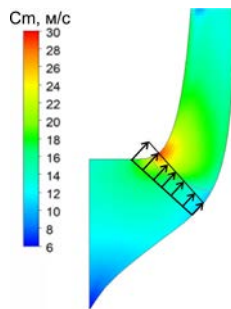


Рис. 2. Меридіональна швидкість на передній кромці із коефіцієнтом 1,1

На наступному етапі отримана в Vista CPD геометрія імпортувалася в модуль Ansys Mesh для побудови сітки спірального відводу та в програмний модуль Ansys BladeGen для оптимізації зміни/геометрії проточної частини насоса або лопаті.

Ansys BladeGen спеціалізується на тривимірному моделюванні лопаток турбомашин і інтегрується з іншими продуктами Ansys для глибокого аналізу, що робить його ідеальним для початкового дизайну. Його інтуїтивний інтерфейс сприяє швидкому прототипуванню, на відміну від Cadence Fine/Turbo, який більш орієнтований на детальний CFD-аналіз і оптимізацію [17]. Siemens NX надає широкі можливості CAD, але не настільки специфічний для гідромашин, як BladeGen. NUMECA також пропонує подібні функції з акцентом на оптимізацію [18].

На рис. 3 наведено спрофільовані лопаті оборотної гідромашини.

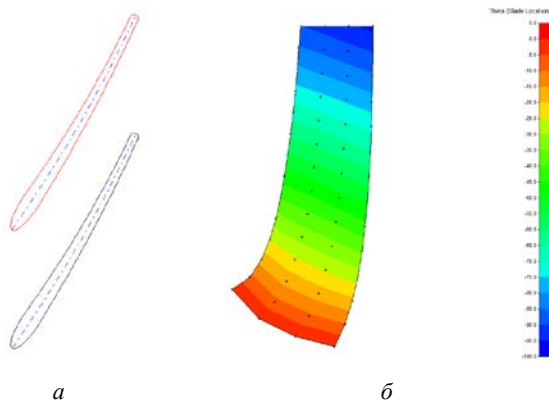


Рис. 3. Спрофільована в програмі BladeGen: а – лопать; б – кутове положення лопаті

На рис. 3, б наведено кутове положення лопаті гідромашини у полярній системі координат, відносно

осі обертання. Цей параметр визначає, як розташована лопать уздовж окружності (в напрямку тангенціального потоку). Значення цього параметру зазвичай задаються у градусах і можуть змінюватися для створення різних розташувань лопатей, таких як рівномірний або нерівномірний розподіл. У BladeGen це корисний інструмент для контролю кута нахилу лопаті, розташування передньої та задньої кромки та її орієнтації відносно інших лопатей [17].

На наступному кроці геометрія проточної частини-робочого колеса передавалася в програму Ansys TurboGrid для побудови гексагональної сітки. Гексагональна сітка є оптимальним вибором для гідромашин через свою ефективність у моделюванні складних геометрій з високою точністю. Вона знижує кількість необхідних елементів порівняно з тетраедричними сітками, що зменшує обчислювальні витрати і покращує стабільність розрахунків. Гексагональні елементи забезпечують кращу імітацію потоків, особливо в прикордонних шарах, що важливо для аеродинамічного та гідродинамічного аналізу турбін, насосів і компресорів, де критичним є моделювання турбулентності та втрат енергії [19].

На рис. 4 наведено сітки, що зроблено для міжлопатевого простору у TurboGrid та для спірального відводу й підводу в Mesh програмі Ansys. Для спірального відводу складно створити гексагональну сітку через його складну геометрію, яка має криволінійний профіль і нерівномірний перетин. Крім того, наявність язика спірального відводу насоса-турбіни, частини конструкції, яка забезпечує плавний перехід потоку рідини від вихідного каналу до відвідного трубопроводу значно ускладнює побудову гексадральної сітки, що вимагає нерационально великого часу на її побудову. Гексагональні елементи погано пристосовуються до таких форм, особливо в місцях зі значними змінами кривизни. Це ускладнює контроль якості сітки [20].

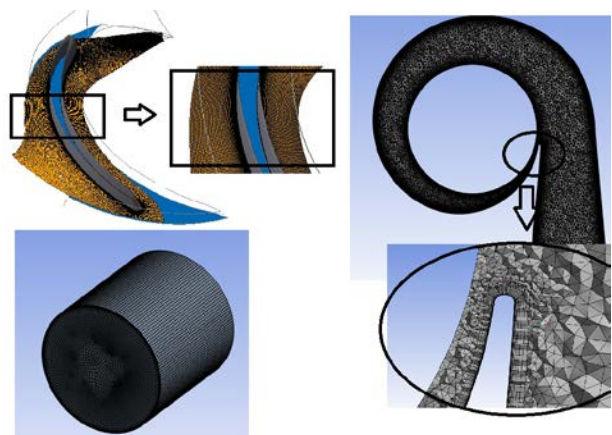


Рис. 4. Сітки для моделювання течії в оборотній гідромашині

На останньому етапі виконано розрахунок течії в гідромашині в насосному режимі об'єднавши сітки через інтерфейси в програмі Ansys CFX, що показано на рис. 5. Поєднання сіток через інтерфейси необхідне для моделювання складних геометрій із різними

сітковими характеристиками в різних областях, а також через наявність обертання робочого колеса за відсутності обертання статорних елементів: спірального відводу та підводу рідини. Це дозволяє оптимізувати розрахункову точність та швидкість, використовуючи густу сітку в критичних зонах і грубу в менш важливих, забезпечуючи коректний обмін даними між зонами.

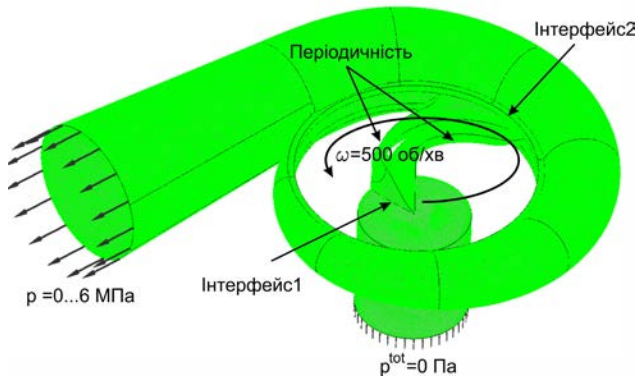


Рис. 5. Розрахункова модель та граничні умови розрахунку

У гідромашин моделюється лише один сектор із лопатки через періодичність їхньої геометрії та потоку. Більшість турбомашин мають рівномірно розташовані лопатки, що дозволяє припустити однаковість умов у кожному секторі. Це значно зменшує обчислювальні витрати, оскільки замість моделювання всієї машини аналізується лише одна частина з періодичними граничними умовами, які імітують взаємодію між секторами. Такий підхід забезпечує точність розрахунків для ключових параметрів потоку, наприклад, розподілу тиску, швидкості та енергії. Крім того, зниження кількості елементів сітки дозволяє швидше виконувати симуляції та використовувати доступні обчислювальні ресурси ефективніше [21].

Для моделювання взаємодії між обертними і нерухомими частинами гідромашини використано інтерфейс Frozen Rotor. У цьому підході ротор й спіральний відвід та підвід розглядаються як заморожені в конкретному положенні один відносно одного, тобто обертання ротора не враховується під час розрахунків. Це дозволяє швидко виконувати стаціонарні розрахунки, зберігаючи вплив відносного положення ротора і статора на характеристики потоку, наприклад, розподіл тиску або швидкості. Frozen Rotor підходить для попереднього аналізу, де важливо врахувати вплив взаємодії між частинами, але немає необхідності в точному моделюванні нестационарних явищ, таких як пульсації або коливання потоку [22].

Аналіз чутливості сіток у числовому моделюванні полягає у визначенні впливу густини та параметрів обчислювальної сітки на точність та збіжність результатів. Він передбачає проведення серії розрахунків із різними сітками, щоб оцінити зміни у ключових параметрах моделі, таких як тиск, швидкість чи температура. Такий аналіз допомагає знайти баланс між обчислювальними витратами та точністю моделювання, визначаючи мінімально

необхідну густину сітки для отримання достовірних результатів. Таким чином, для отримання характеристик, що не залежать від якості побудови сітки виконано порівняння інтегральних параметрів розрахунку (ККД та подача) від кількості контрольних об'ємів. Характеристики сіток представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Кількість елементів в досліджених сіткових розбиттях у млн контрольних об'ємів

| Вид сітки | Підвід | Сектор робочого колеса | Спіральний відвід | Разом |
|-----------|--------|------------------------|-------------------|-------|
| Груба | 0,085 | 0,221 | 0,494 | 0,8 |
| Середня | 0,2 | 1,11 | 4,24 | 5,55 |
| Гарна | 0,5 | 3,6 | 8,82 | 12,92 |

Результати визначення ККД та відносної подачі насоса (віднесена до максимальної з трьох розрахунків на різних сітках) представлено на рис. 6. Починаючи з 10 млн контрольних об'ємів інтегральні показники роботи гідромашини змінюються не більше ніж на 0,5 %. Тому, в подальших розрахунках використовуємо сіткове розбиття з загальною кількістю 12,92 млн контрольних об'ємів. Крім того, для всіх сіток контролювався параметр пристінного шару сітки y^+ й його значення для гарної сітки не перевищувало значення 5 [23], що дозволяє застосувати SST (Shear Stress Transport) модель турбулентності [24; 25].

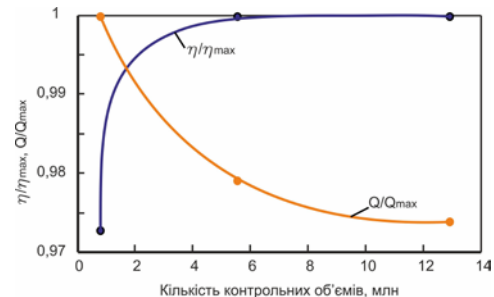


Рис. 6. Аналіз чутливості результатів до кількості елементів сітки

В якості граничних умов задано: на вході в підвід значення загального тиску 0 Па та значення статичного тиску на виході від 0 до 6 МПа для отримання характеристики насосного режиму. Зміна значення статичного тиску на виході дозволило отримати оптимальну за ККД робочу точку.

На рис. 7 представлено розподіл статичного тиску на лопаті на 20 %, 50 % і 95 % безрозмірної відстані по висоті від корпусу до заднього диску (Span Normalized). Безрозмірну відстань у насосах та турбомашин використовують для вираження геометричних або динамічних характеристик компонентів уздовж радіального розподілу у вигляді безрозмірної величини. Розподіл наведено за обводом профілю на середньому діаметрі – це безрозмірна відстань від входу до виходу, яка вимірюється від 0 до 1. Ця відстань (Streamwise) для лопатей гідромашин описує напрямок потоку рідини або газу, який збігається з локальною лінією течії (streamline) уздовж поверхні лопаті.

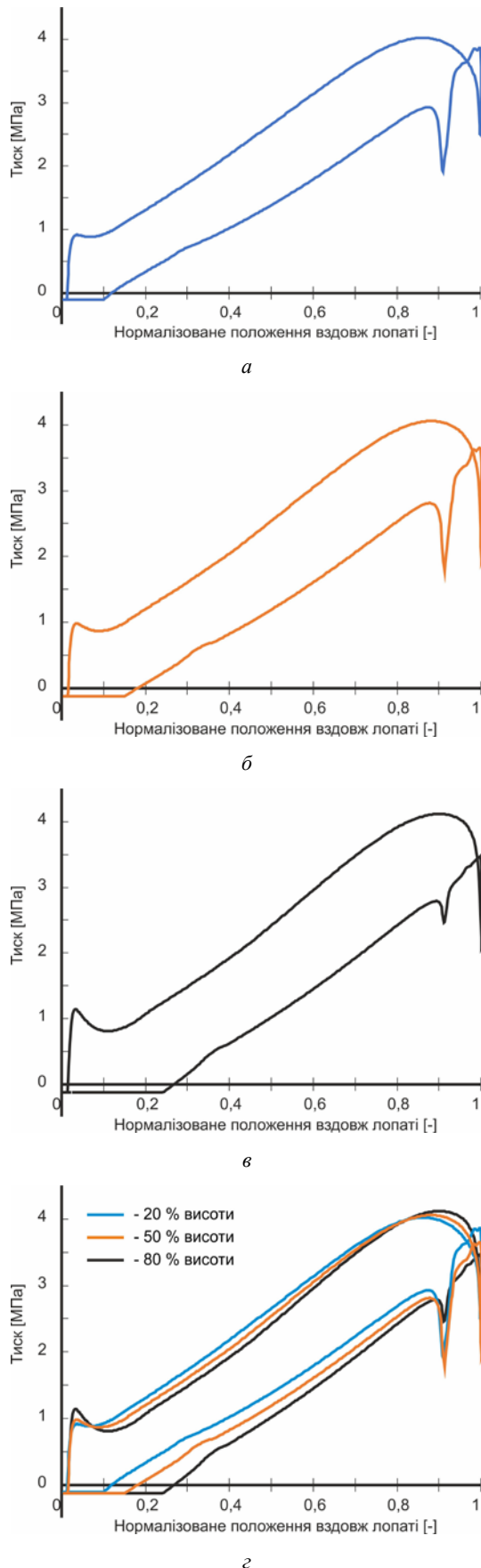


Рис. 7. Розподіл статичного тиску вздовж лопаті: а – 20 % висоти; б – 50 % висоти; в – 80 % висоти; з – об'єднані розподіли

З графіків видно, що спостерігається різниця тисків на сторонах лопаті вздовж всієї лопаті. Наявність різних тисків на різних сторонах лопаті насоса є критично важливим для забезпечення ефективної роботи машини. Це пов'язано з необхідністю створення певного тиску і потоку, щоб забезпечити оптимальне перекачування рідини.

На рис. 8 наведено розподіли тисків вздовж лопаті: p_t – загальний тиск в нерухомій системі координат; p_s – статичний осереднений за комірками вздовж лінії течії тиск. Статичний тиск розраховано у відносній шкалі відносно атмосферного тиску.

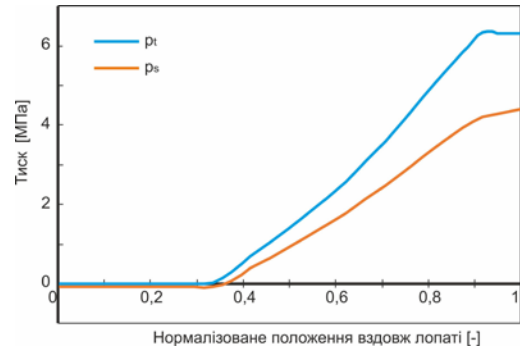


Рис. 8. Розподіл тисків вздовж лопаті

Загальний тиск в нерухомій системі координат є комбінацією статичного тиску рідини та її динамічного тиску (який виникає внаслідок руху), розрахована без урахування компонентів швидкості обертання рідини, оскільки нерухома система координат не обертається разом з геометрією. Візуалізація зміни тиску від передньої до задньої кромки лопаті, що наведено на рис. 8 доводить відсутність піків або провалів, що вказує на відсутність проблемних областей, що потребують оптимізації конструкції або подальших досліджень.

На рис. 9 представлено розподіл відносної швидкості рідини стосовно робочого колеса насоса (W) та абсолютної швидкості потоку рідини у просторі, незалежно від руху робочого колеса (C). Відносна швидкість визначається в системі відліку, яка рухається разом з лопатями робочого колеса. Абсолютна швидкість враховує як тангенціальну, так і радіальну компоненти швидкості.

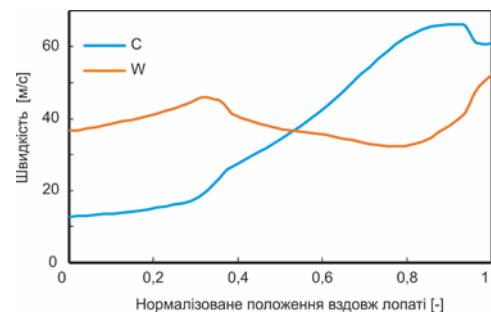


Рис. 9. Розподіл відносної та абсолютної швидкостей вздовж лопаті

Спостерігається невелике коливання відносної швидкості у міжлопатевому просторі між значеннями 35 та 50 м/с. Абсолютна швидкість зростає від 12 м/с

на передній кромці до 65 м/с – на задній.

На рис. 10 наведено аналіз зміни кутів потоку α та β вздовж лінії течії у міжлопатевому просторі. Кут потоку α – це кут між напрямком вектора потоку і тангенціальною складовою швидкості. Цей кут дозволяє визначити, наскільки ефективно потік входить у лопатевий канал, зменшуючи ризик виникнення відривів або завихрень, що знижують ефективність. Кут впливає на вибір кута нахилу вхідних кромek лопатей, щоб мінімізувати втрати енергії на вході в робоче колесо. Неправильний α може викликати небажані ефекти, як-от кавітацію чи високі гідродинамічні втрати.

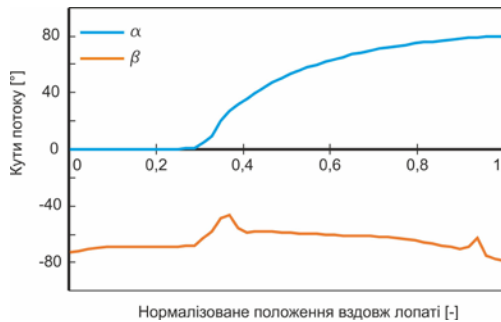


Рис. 10. Розподіл кутів потоку вздовж лопаті

Кут потоку β в гідромашинах – це кут між напрямком абсолютного вектора швидкості потоку та осью складовою потоку на вході в робоче колесо або інший компонент турбомашини. Цей кут визначає, наскільки потік узгоджується з геометрією вхідної кромки лопатей. Оптимальне значення допомагає уникнути втрат, викликаних завихненням або відривом потоку. Якщо кут α – це кут між напрямком потоку і тангенціальною швидкістю, то β – кут між напрямком абсолютної швидкості і осью складовою. Правильний підбір β є важливим для досягнення оптимальних характеристик ККД і надійності турбомашини [26; 27].

На рис. 11 наведено зміну кутів α та β вздовж висоти лопаті для вхідної й вихідної кромek.

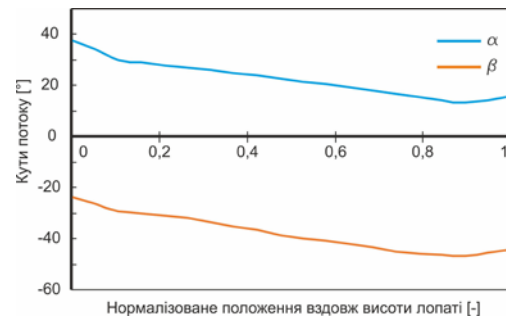
Спостерігається зменшення кутів як α так і β вздовж висоти лопаті від корпусу до заднього диску на передній кромці та практично постійне значення вздовж висоти для задньої кромки.

На рис. 12 наведено контури зміни відносної швидкості. Спостерігається відривання рідини ближче до вихідної кромки.

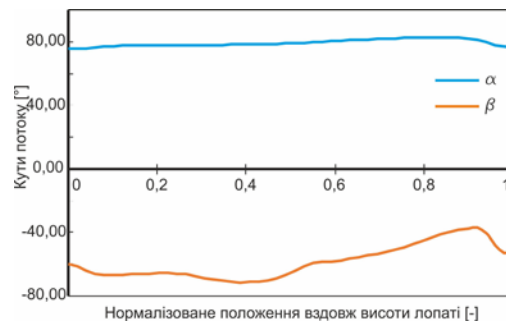
На рис. 13 наведено вектори швидкості у міжлопатевому просторі у площинах, що відповідають різній висоті лопаті. У всіх площинах спостерігається відривання потоку, але біля корпусу відривання має більшу площу зони.

На рис. 14 наведено розподіл загального тиску у різних перетинах біля лопаті насоса.

Загальний тиск рівномірно збільшується під час проходження рідини міжлопатевого простору. Спостерігається невеличке відривання на задній кромці, що проявляється в розподілах загального тиску та на розподілах статичного тиску вздовж лопаті (рис. 7).



а



б

Рис. 11. Розподіл кутів потоку вздовж висоти лопаті: а – для вхідної кромки; б – для вихідної кромки

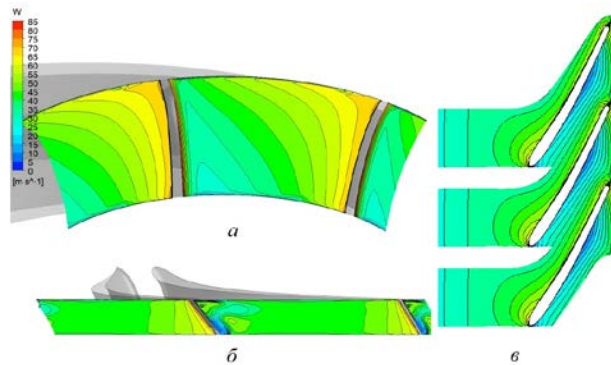


Рис. 12. Контури відносної швидкості у перетині біля: а – вхідної кромки; б – вихідної кромки; в – лопаті у перетині посередині висоти лопаті

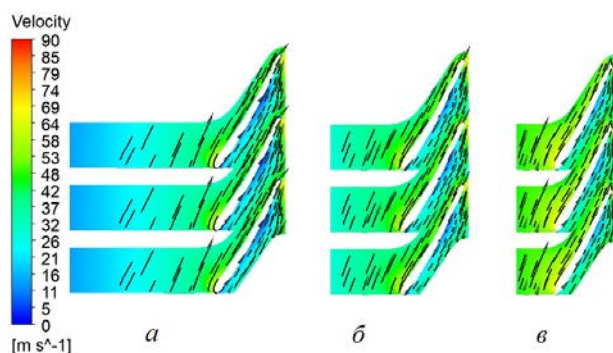


Рис. 13. Розподіл векторів швидкості біля лопаті у перетинах нормалізованої висоти: а – 0,2; б – 0,5; в – 0,8

На рис. 15 наведено розподіл статичного тиску у площинах насоса. Статичний тиск так само, як і загальний рівномірно збільшується під час проходження рідини вздовж лопаті [28].

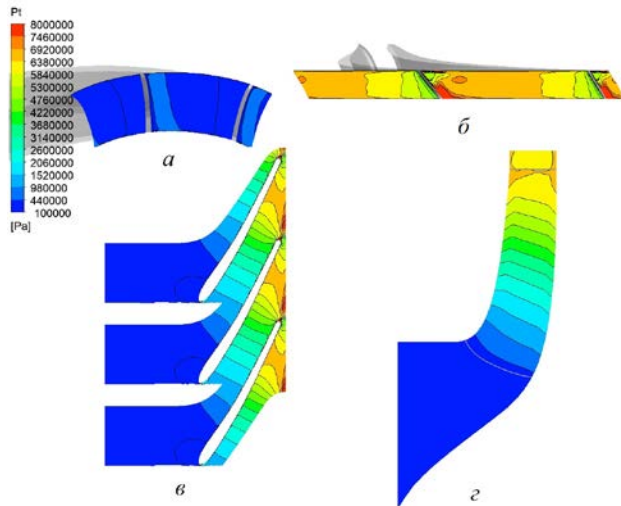


Рис. 14. Розподіл загального тиску в нерухомій системі відліку:
 а – на вхідній кромці; б – вихідній кромці; в – біля лопаті у перетині посередині висоти лопаті; г – у меридіональній площині

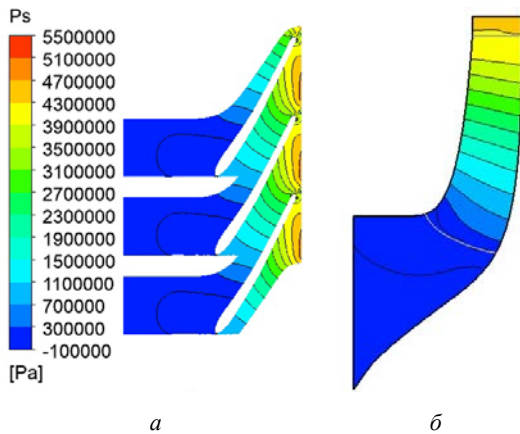


Рис. 15. Розподіл статичного тиску:
 а – біля лопаті у перетині посередині висоти лопаті;
 б – осереднений за площею кола у меридіональній площині

На рис. 16 наведено розподіл відносної та абсолютної швидкостей у меридіональній площині.

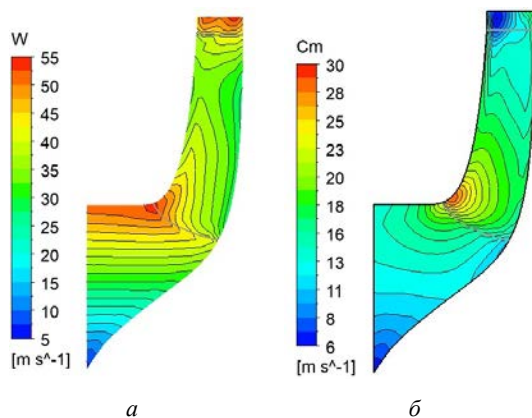


Рис. 16. Розподіл швидкостей течії у меридіональній площині:
 а – відносної осередненою за масою; б – абсолютної меридіональної осередненої за площею кола

Меридіональна швидкість має збільшення на передній кромці, що буде оптимізовано та покращено на наступній стадії досліджень з метою вирівнювання та зменшення градієнту меридіональної швидкості.

Висновки. На основі числового моделювання течії у проточній частині оборотної гідромашини в насосному режимі отримані гідродинамічні характеристики течії (розподіли тисків, швидкостей та інших параметрів).

Проточна частина, що складалася з робочого колеса за використання секторного підходу до моделювання, спірального відводу та підводу спроектовані за допомогою САПР-інструментів Ansys: Ansys Vista CPD, Ansys BladeGen, Ansys TurboGrid.

ККД спроектованої гідромашини в насосному режимі виявився 96 %, що відповідає усім найкращим зразкам, що використовується у світовій практиці, що доводить здатність та спроможність CAD-інструментів проєктувати досконалі гідромашини.

Результати розрахунку та візуалізації течії показали, що статичний тиск так само, як і загальний рівномірно збільшується під час проходження рідини вздовж лопаті. Візуалізація зміни тиску від передньої до задньої кромки лопаті доводить відсутність піків або провалів, що вказує на відсутність проблемних областей, що потребують оптимізації конструкції або подальших досліджень. Спостерігається відривання рідини ближче до вихідної кромки, але біля корпусу відривання має більшу площу зони.

Список літератури

1. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року.* URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (дата звернення: 05.11.2024).
2. Zhou Y., Zhu Y., Luo Q., Wei Y., Mei Y., Chang F. J. Optimizing pumped-storage power station operation for boosting power grid absorbability to renewable energy. *Energy Conversion and Management*. 2024. Vol. 299. P. 117827. doi: 10.1016/j.enconman.2023.117827
3. Riabenco O. A., Klyuha O. O., Tymoshchuk V. S., Halych O. O. Current tendencies of water resources using for providing the energy needs of society. *Proc. of CEE 2019. Lecture Notes in Civil Engineering*. Vol. 47. Cham: Springer, 2019. P. 384–391. doi: 10.1007/978-3-030-27011-7_49
4. Сидоров В. І. *Технології гідро- та вітроенергетики*. Черкаси: Вертикаль, 2016. 166 с.
5. Рябенко О. А., Ключа О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ, 2014. № 2. С. 167–170.
6. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
7. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
8. Morabito A., Vagnoni E. CFD-based analysis of pumped storage power plants implementing hydraulic short circuit operations. *Applied Energy*. 2024. Vol. 369. P. 123474. doi: 10.1016/j.apenergy.2024.123474
9. Khoryev O. M., Lynnyk O. V., Korotaiev P. O., Bykov Yu. A., Ahibalov Ye. S. Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2024. No. 3. P. 56–62. doi: 10.33271/nvngu/20243/056
10. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P.

- Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham: Springer, 2020. P. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
11. Siddappaji K., Turner M. G. Versatile Tool for Parametric Smooth Turbomachinery Blades. *Aerospace*. 2022. Vol. 9, issue 9. P. 489. doi: 10.3390/aerospace9090489
 12. Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
 13. Gasparin E., Mattos V., Saltara F., Mello P., Dezan D., Salviano L., Yanagihara J. High-dimensional CFD optimization of a low-flow coefficient S-CO₂ centrifugal compressor for enhanced oil recovery systems. *Geoenergy Science and Engineering*. 2023. Vol. 227. P. 211851. doi: 10.1016/j.geoen.2023.211851
 14. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham: Springer, 2024. P. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
 15. Wang C., Wang S., Xiao Y., Sun X., Tian X., Luo X. Optimization of impeller parameters for hydrodynamic turbine based on multi-objective orthogonal test design. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024. Vol. 2854, no. 1. P. 012107. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012107
 16. Wang Y., Zhou L., Han M., Shen L. Performance Prediction of an Optimized Centrifugal Pump with High Efficiency. *Fluid Dynamics & Materials Processing*. 2023. Vol. 19, no. 9. P. 2215–2228. doi: 10.32604/fdmp.2023.027188
 17. Li X., Meng T., Li W., Zhou L., Ji L. Adjoint optimization of a multi-row transonic compressor based on an extended free-form method. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2023. Vol. 237, issue 14. P. 3202–3214. doi: 10.1177/09544100231182265
 18. Remache A., Pérez-Sánchez M., Hidalgo V. H., Ramos H. M., Sánchez-Romero F. J. Towards Sustainability in Hydraulic Machinery Manufacturing by 3D Printing. *Processes*. 2024. Vol. 12, issue 12. P. 2664. doi: 10.3390/pr12122664
 19. Lu Z., Rath A., Amini S. H., Noble A., Shahab S. A computational fluid dynamics investigation of a novel flooded-bed dust scrubber with vibrating mesh. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2022. Vol. 32, issue 3. P. 525–537. doi: 10.1016/j.ijmst.2022.03.002
 20. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17*. Харків, 2017. 364 с.
 21. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
 22. Boiko V. S., Sotnyk M. I., Moskalenko V. V. Head pulsations in a centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233, no. 1. P. 012058. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012058
 23. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2771, issue 1. P. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
 24. ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
 25. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, no. 3. P. 57–62.
 26. Роговий А., Азаров А., Овчаров С., Шудрик О., Толстий П. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 82–91.
 27. Kondus V., Pavlenko I., Kulikov O., Liaposhchenko O. Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water*. 2023. Vol. 15, no. 20. P. 3609. doi: 10.3390/w15203609
 28. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham: Springer, 2024. P. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22

References (transliterated)

1. *Enerhetychna stratehiya Ukrainy na period do 2035 roku* [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035]. Available at: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (accessed 05.11.2024).
2. Zhou Y., Zhu Y., Luo Q., Wei Y., Mei Y., Chang F. J. Optimizing pumped-storage power station operation for boosting power grid absorbability to renewable energy. *Energy Conversion and Management*. 2024, vol. 299, p. 117827. doi: 10.1016/j.enconman.2023.117827
3. Riabenco O. A., Klyuha O. O., Tymoshchuk V. S., Halych O. O. Current tendencies of water resources using for providing the energy needs of society. *Proc. of CEE 2019. Lecture Notes in Civil Engineering. Vol. 47*. Cham, Springer Publ., 2019, pp. 384–391. doi: 10.1007/978-3-030-27011-7_49
4. Sydorov V. I. *Tekhnolohiyi hidro- ta vitroenerhetyky* [Hydro and wind power technologies]. Cherkasy, Vertykal' Publ., 2016. 166 p.
5. Ryabenco O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, p. 167–170.
6. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
7. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
8. Morabito A., Vagnoni E. CFD-based analysis of pumped storage power plants implementing hydraulic short circuit operations. *Applied Energy*. 2024, vol. 369, p. 123474. doi: 10.1016/j.apenergy.2024.123474
9. Khoryev O. M., Lynnyk O. V., Korotaiev P. O., Bykov Yu. A., Ahibalov Ye. S. Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2024, no. 3, pp. 56–62. doi: 10.33271/nvngu/20243/056
10. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
11. Siddappaji K., Turner M. G. Versatile Tool for Parametric Smooth Turbomachinery Blades. *Aerospace*. 2022, vol. 9, issue 9, p. 489. doi: 10.3390/aerospace9090489
12. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udosoknalennya kharakterystyk robochoho kola vysokonapirnogo vidtsentrovoho kompresora proektuvanniam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
13. Gasparin E., Mattos V., Saltara F., Mello P., Dezan D., Salviano L., Yanagihara J. High-dimensional CFD optimization of a low-flow coefficient S-CO₂ centrifugal compressor for enhanced oil recovery

- systems. *Geoenergy Science and Engineering*. 2023, vol. 227, p. 211851. doi: 10.1016/j.geoen.2023.211851
14. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
 15. Wang C., Wang S., Xiao Y., Sun X., Tian X., Luo X. Optimization of impeller parameters for hydrodynamic turbine based on multi-objective orthogonal test design. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024, vol. 2854, no. 1, p. 012107. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012107
 16. Wang Y., Zhou L., Han M., Shen L. Performance Prediction of an Optimized Centrifugal Pump with High Efficiency. *Fluid Dynamics & Materials Processing*. 2023, vol. 19, no. 9, pp. 2215–2228. doi: 10.32604/fdmp.2023.027188
 17. Li X., Meng T., Li W., Zhou L., Ji L. Adjoint optimization of a multi-row transonic compressor based on an extended free-form method. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2023, vol. 237, issue 14, pp. 3202–3214. doi: 10.1177/09544100231182265
 18. Remache A., Pérez-Sánchez M., Hidalgo V. H., Ramos H. M., Sánchez-Romero F. J. Towards Sustainability in Hydraulic Machinery Manufacturing by 3D Printing. *Processes*. 2024, vol. 12, issue 12, p. 2664. doi: 10.3390/pr12122664
 19. Lu Z., Rath A., Amini S. H., Noble A., Shahab S. A computational fluid dynamics investigation of a novel flooded-bed dust scrubber with vibrating mesh. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2022, vol. 32, issue 3, pp. 525–537. doi: 10.1016/j.ijmst.2022.03.002
 20. Rogovyi A. S. *Rozrobka teorii ta metodiv rozrakhunku vykhorokamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
 21. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
 22. Boiko V. S., Sotnyk M. I., Moskalenko V. V. Head pulsations in a centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017, vol. 233, no. 1, p. 012058. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012058
 23. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023, vol. 2771, issue 1, p. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
 24. ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
 25. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016, vol. 16, no. 3, pp. 57–62.
 26. Rogovyi A., Azarov A., Ovcharov Ye., Shudryk O., Tolsty P. Kartyny techiyi hazu u vysokonapirnomu vidtsentrovomu kompresori [Gas flow patterns in a high-pressure centrifugal compressor]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–91.
 27. Kondus V., Pavlenko I., Kulikov O., Liaposhchenko O. Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water*. 2023, vol. 15, no. 20, p. 3609. doi: 10.3390/w15203609
 28. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22

Надійшла (received) 18.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Дранковський Віктор Едуардович (Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

Савенков Дмитро Анатолійович (Savenkov Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-8654-627X>; e-mail: dmytro.savenkov@gmail.com

Тиньянов Олександр Дмитрович (Tynianov Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-7224-7152>; e-mail: oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua

Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua