

Р.А. РУСАНОВ, С.В. МОІСЕЄВ, О.В. КУПРИГІН, Д.В. КАЛЯМІН, А.В. БУРНЯШЕВ, М.К. НОВІКОВ

ДОСВІД ПРОЄКТУВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ ТУРБОДЕТАНДЕРНИХ АГРЕГАТІВ

Представлено авторську комплексну методологію проєктування проточних частин відцентрових компресорів, які є важливою складовою турбодетандерних агрегатів. Методологія включає математичні методи і моделі різних рівнів складності – від одновимірних до просторових, а також експериментальні дослідження. На першому етапі проводиться попередній розрахунок геометричних характеристик проточної частини за допомогою достатньо простих методик, заснованих на вирішенні одновимірних або квазіосесиметричних рівнянь. Розрахунок основних геометричних характеристик проточної частини за одновимірною методикою здійснюється на основі розв'язання одновимірних рівнянь збереження маси, збереження роталпії (наслідок закону збереження енергії), втрат кінетичної енергії. Як функцію цілі вибираємо максимальну потужність. Пошук геометричних характеристик ступеня ведеться серед великої кількості варіантів параметрів, що варіюються, з урахуванням основних конструктивних і режимних обмежень. На базі отриманих геометричних характеристик будується повна тривимірна геометрія, для чого використовуються методи аналітичного профілювання лопаток проточних частин, які дозволяють створювати турбінні ступені як осьового, радіально-осьового та осеріального типів. Розрахунок тривимірної в'язкої течії виконується за допомогою методу чисельного інтегрування осереднених рівнянь Нав'є-Стокса і диференційної моделі турбулентності Ментера. Опис просторової форми компресора здійснюється з використанням методу вихідних даних, для якого є обмежена кількість параметризованих величин. Наведено приклад розробленої проточної частини компресора, який має високу газодинамічну ефективність у широкому діапазоні режимів роботи і за своїми характеристиками відповідає кращим світовим аналогам. Показано, що розрахункові газодинамічні характеристики компресорів задовільно співпадають з експериментальними даними. Створено унікальну базу даних високоєфективних проточних компресорів, які використовуються як прототипи при створенні нових сучасних турбодетандерних агрегатів.

Ключові слова: турбодетандер; газопровід; природний газ; турбокомпресор; проточна частина турбомашини

R. RUSANOV, S. MOISEIEV, O. KUPRYGIN, D. KALIAMIN, A. BURNIASHEV, M. NOVIKOV

EXPERIENCE IN FLOW PARTS OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS DESIGNING FOR TURBOEXPANDER UNITS

The author's comprehensive methodology for flow parts of centrifugal compressors designing, which are an important component of turboexpander units, is presented. The methodology includes mathematical methods and models of various levels of complexity - from one-dimensional to spatial, as well as experimental investigations. At the first step, a preliminary calculation of the geometric characteristics of the flow part is carried out using fairly simple methods based on solving one-dimensional or quasi-axisymmetric equations. The calculation of the main geometric characteristics of the flow part using the one-dimensional method is carried out on the basis of solving one-dimensional equations of mass conservation, rotalpy conservation (a consequence of the law of conservation of energy), and kinetic energy losses. The maximum power is chosen as the objective function. The search for geometric characteristics of the stage is carried out among a large number of options for varying parameters, taking into account the main design and operating restrictions. On the basis of the obtained geometric characteristics, a complete three-dimensional geometry is created, for which methods of analytical profiling of the blades of the flow parts are used, which allow creating turbine stages of axial, radial-axial and axial-radial types. The calculation of three-dimensional viscous flow is performed using the method of numerical integration of averaged Navier-Stokes equations and Menter's differential turbulence model. The description of the spatial shape of the compressor is carried out using the initial data method, for which there are a limited number of parameterized quantities are needed. An example of the developed compressor flow part is given, which has high gas-dynamic efficiency in a wide range of operating modes and in its characteristics corresponds to the best world analogues. It is shown that the calculated gas-dynamic characteristics of the compressors satisfactorily match the experimental data.

Keywords: turboexpander; gas pipeline; natural gas; turbocompressor; turbomachine flow part

Вступ. Аналіз досвіду проєктування проточних частин відцентрових компресорів турбодетандерних агрегатів. Турбіни та компресорів різних типів знайшли широке застосування у технічних пристроях [1–5]. Процес створення турбіни є складною, багатофакторною задачею [6–10] при рішенні якої враховується дуже багато умов та вимог, таких як ефективність, надійність, ресурс, відповідність технічному завданню за газодинамічними характеристиками (масова витрата, тепловий перепад, габарити, маса, вартість тощо) [11–15]. Турбіни (ступені турбін) та компресори (ступені компресорів) класифікуються за багатьма параметрами, але найбільш поширеною є класифікація за напрямком руху робочого тіла: осьові, доцентрові та відцентрові, крім того вони можуть бути й змішаними. Кожен із типів турбін має свою галузь застосування й відповідні переваги та недоліки.

Найбільш поширеними є турбіни осьового типу, вони застосовуються у різного типу енергетичних та технологічних машинах. За турбінами такого типу існує найбільш великий досвід і з їх допомогою можливо забезпечити високий технічний рівень виробу [2, 8, 10, 16–19].

Найменш поширеними і досить екзотичними є відцентрові турбіни. Це пояснюється перш за все їх низькою ефективністю. Як правило вони використовуються там, де цього вимагають відповідні особливості конструкції [20, 21]. Але така конструкція має велике застосування у компресорах, тобто відцентрові компресори [22, 23].

Доцентрові турбіни можуть бути зі ступенями радіального або радіально-осьового типів [9–11, 24, 25]. Радіальні ступені, як правило, мають просту

© Р. А. Русанов, С. В. Моїсєєв, О. В. Купригін,
Д. В. Калямін, А. В. Бурняшев, М. К. Новіков, 2025

форму, але при цьому менш ефективні. В цій роботі вони розглядатись не будуть.

Радіально-осьові ступені доцентрових турбін, у порівнянні з іншими типами, при однакових умовах, мають найбільшу газодинамічну ефективність. При цьому, при однакових максимальних діаметрах робочих коліс та швидкостях обертання можуть забезпечити спрацювання більших теплових перепадів [9, 26]. В таких умовах роботи робочих коліс виникають чисельні проблеми, пов'язані з появою щільної взаємодії між потоком і лопатками [27], і з вибором матеріалів елементів конструкцій [28]. Турбіни такого типу, як правило, використовуються, коли можна забезпечити необхідні характеристики за допомогою тільки одного ступеня. Ще одним обмежуючим фактором використання таких турбін є складна просторова форма, що ускладнює їх виготовлення, але з розвитком технологій ця проблема суттєво зменшилась.

У авторів існує великий досвід розробки ступенів радіально-осьових турбін та осе-радіальних компресорів турбодетандерних агрегатів, що використовуються в технологічних процесах «осушки» природного газу, а також осьових та радіально-осьових ступенів турбін і компресорів інших типів [26, 29 - 30].

Аналіз існуючого досвіду проектування компресорів відцентрового типу, які використовуються у турбодетандерах (ТД), турбокомпресорах (ТК) і турбохолодильних установках (ТХУ), є необхідним для розуміння перспектив розвитку технологій із застосуванням турбодетандерів і прийняття відповідних рішень у межах науково-технічної політики нафтових і газових компаній.

Вказане обладнання широко використовують у газовій промисловості на промислових технологічних об'єктах у складі низькотемпературних установок комплексної підготовки газу, газоперекачувальних (компресорних) станціях, а також на газорозподільних станціях для вироблення електроенергії та зрідженого газу в малотоннажних установках. Застосування турбохолодильної техніки дозволяє забезпечити/задовольнити високі вимоги до якості підготовки газу, дотримання яких необхідно для його транспортування магістральними газопроводами, що знаходяться у кріолітозоні (верхньому шарі земної кори з негативними температурами порід і наявністю льоду), а також «осушки» газу в турбіні для підвищення ефективності технологічного процесу. Залежно від вибору корисного навантаження для турбіни можна забезпечити вироблення електричної енергії або частково відновити тиск, витрачений під час охолодження газу [31, 32].

Аналіз світового ринку турбомашин енергетичного й технологічного призначення й основні тенденції розвитку ринку на 2025–2035 роки представлено в роботі [33]. Дослідження ринку турбодетандерів виконано консалтинговою

компанією Research Nester Inc., яка надає докладні звіти щодо вивчення ринків та їх аналізу, що дозволяє компаніям отримати інформацію про виробничу галузь. Research Nester Inc. обслуговує понад 50 країн Азіатсько-Тихоокеанського регіону, Північної Америки, Латинської Америки, Європи, Близького Сходу й Африки.

Згідно з наведеними даними, у 2022 році тільки турбодетандерних агрегатів (ТДА) вироблено на понад 950 мільйонів доларів США, а у 2024 році – 1,08 мільярда доларів. Середньорічний темп зростання складатиме не менше 6,8 % до 2035 року. Прогнозований обсяг виробництва – 1,14 мільярда доларів у 2025 році й 2,54 мільярда доларів у 2035 році. Очікується, що попит на природний газ призведе до збільшення використання ТДА енергетичного й технологічного призначення. Так, у 2021 році світове споживання природного газу зросло приблизно на 4 % й сягнуло майже 4 трильйонів кубометрів. ТДА є високоефективними пристроями для переробки вуглеводнів, розділення повітря і скраплення газів. Вони є важливою частиною будь-якої компресорної системи [34]. Виходячи з цього, прогнозується, що світовий ринок ТДА розширюватиметься.

За прогнозами впродовж 2025–2035 років нафтогазовий сегмент займатиме 35 % світового ринку ТДА. Основними причинами розширення сегмента є збільшення використання скрапленого природного газу для різних цілей і швидке підвищення попиту у промисловому, комерційному та житловому секторах.

Нині основними гравцями на ринку ТДА є L.A. Turbine (Chart Industries, Inc.), Air liquid Engineering & Construction, Atlas Copco, Air Products and Chemical, Inc., Baker Hughes Company, Linde pic, Elliott Company, Siemens Energy AG, MAN Energy. Solution SE, Honeywell International Inc. та інші [33].

Так, L. A. Turbine Corporation (Chart Industries, Inc.) [35] вважається одним зі світових лідерів у технології розробки ТДА (м. Валенсія, Каліфорнія, США). Вона займається проектуванням, виробництвом, ремонтом, технічною підтримкою ТДА для нафтової та газової промисловості і галузей промислової рекуперації енергії; виробляє турбіни для ТДА потужністю від 500 кВт до 17 МВт; а також комплектуючі для їх ремонту й експлуатації. Україна має потужну і розгалужену мережу газодобувних і газопереробних підприємств для отримання, переробки і транспортування природного газу. Базовими агрегатами, що забезпечують роботу газової індустрії, є турбоперетворювачі, до складу яких входять турбокомпресорні, турбодетандерні і турбохолодильні установки, що забезпечують конденсацію природного газу з вилученням вологи, яка приводить до утворення газогідратних відкладень в елементах газотранспортної системи, що зменшує надійність її експлуатації. Крім того, вилученню підлягає рідинна фаза газового конденсату, який широко використовується як рідке моторне паливо для автотранспортної техніки. Вилучення компонентів конденсованих фаз із

природного газу є важливою складовою забезпечення відповідної якості природного газу як комерційного продукту, який має відповідати регламентованим держстандартам щодо його якісних характеристик.

Серед українських підприємств, які займаються розробкою і виробництвом ТДА, перш за все можна відзначити ПрАТ «Турбогаз». Завдяки співпраці зі спеціалістами ВНЗ та інститутів НАН України, продукція ПрАТ «Турбогаз» за своїми характеристиками відповідає або перевершує найкращі світові зразки. Для досягнення цього при створенні ТДА використовуються комплексні теоретично-розрахунково-експериментальні методології й впроваджуються новітні інноваційні рішення [36–39].

У роботі представлено комплексну методологію проектування важливої складової ТДА, а саме проточних частин відцентрових компресорів. Методологія включає математичні методи і моделі різних рівнів складності – від одновимірних до просторових, а також експериментальні дослідження.

Метод розрахунку і проектування проточної частини осе-радіального компресора. Попередні основні характеристики проточної частини компресора визначаються за допомогою простих, як правило, розроблених на основі одновимірних рівнянь газодинаміки й емпіричних залежностей [40–41].

Для отримання повної просторової форми й більш точних газодинамічних характеристик проточної частини використовуються авторські методи проектування і розрахунку [29, 42].

Основною перевагою ступенів турбомашин радіально-осьового й осе-радіального типів у порівнянні з осьовими конструкціями є висока продуктивність і відносно малі габарити. На відміну від осьових турбомашин, для яких існують апробовані підходи щодо профілювання лопаток, засновані на використанні стандартних профілів або на побудові профілів за загально-визнаними методиками, у тому числі і за параметризованими величинами, для радіально-осьових та осе-радіальних турбомашин сталі підходи відсутні.

У роботі використовується оригінальний метод аналітичного профілювання робочих коліс (РК) радіально-осьового та осе-радіального типів [24, 30], застосування якого в поєднанні з чисельним моделюванням тривимірних в'язких течій дозволяє істотно прискорити процес проектування аеродинамічно ефективних проточних частин (ПЧ).

Загальна схема радіально-осьового РК на меридіональній площині зображена на рис. 1. Вхідна кромка задається паралельно осі обертання x , а вихідна – перпендикулярно до неї.

Кореневий та периферійний обводи описуються кривими, що складаються з дуги кола й сполученої з ним прямої. Вихідними даними для побудови меридіональних обводів є:

- r_{max} , r_{min} – максимальний та мінімальний радіуси РК;

- x_{max} – ширина РК;
- l_{ex} , $l_{вих}$ – висоти вхідного та вихідного каналів РК;
- $\alpha_{ex}^{кор}$, $\alpha_{вих}^{кор}$, $\alpha_{ex}^{пер}$, $\alpha_{вих}^{пер}$, – кути кореневого та периферійного обводів на вході та виході відповідно.

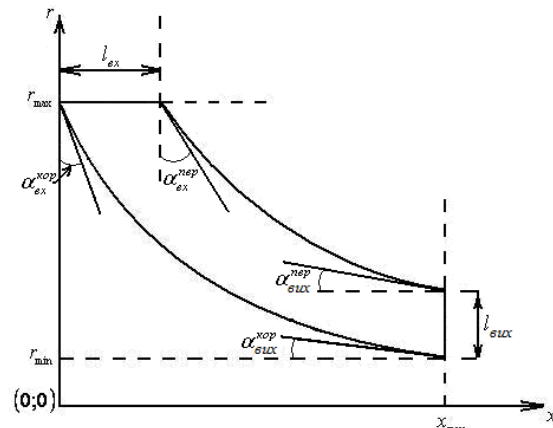


Рисунок 1 – Загальна схема робочих коліс на меридіональній площині

Лопатка утворюється двома перерізами, що лежать на поверхнях обертання й збігаються з кореневим і периферійним обводами. Ці перерізи задаються в координатах, що пов'язані з поверхнями обертання:

- $r\varphi$ – добуток радіальної та кутової координат;
- s – відстань від вхідної кромки вздовж відповідного перерізу (кореневий або периферійний обводи) у проекції на меридіональну площину.

Координати профілів на поверхнях обертання визначаються як суми координат середньої лінії профілю $r\varphi_{cl}$ (рис. 2, а) і координат профілю щодо середньої лінії $\Delta r\varphi$ (рис. 2, б):

$$r\varphi(s) = r\varphi_{cl}(s) + \Delta r\varphi(s).$$

Середня лінія профілю є поліномом третього ступеня:

$$r\varphi_{cl} = \sum_{i=0}^3 a_i s^i,$$

де a_i – константи.

Профіль задається двома симетричними щодо середньої лінії кривими (рис. 2, б). Для радіально-осьових РК використовувався тільки один тип симетричного профілю, кожен з яких складається із чотирьох сполучених (за першою похідною) ділянок, а саме: 1–2 – вхідна кромка, 2–3 – дуга кола, 3–4 – пряма, 4–5 – вихідна кромка.

Вихідними даними для побудови профілів є:

- b_s – ширина профілю;
- β_{ex} , β_{vih} – кути середньої лінії профілю на вході та виході;
- r_{ex} , r_{vih} – радіуси вхідної та вихідної кромок;
- c_{max} – максимальна товщина профілю;
- $\Delta\alpha$ – кут «загострення» вхідної ділянки;

• d – відстань до точки за вихідною кромкою (у частинах від ширини профілю), де друга

похідна середньої лінії дорівнює нулю (рис. 2).

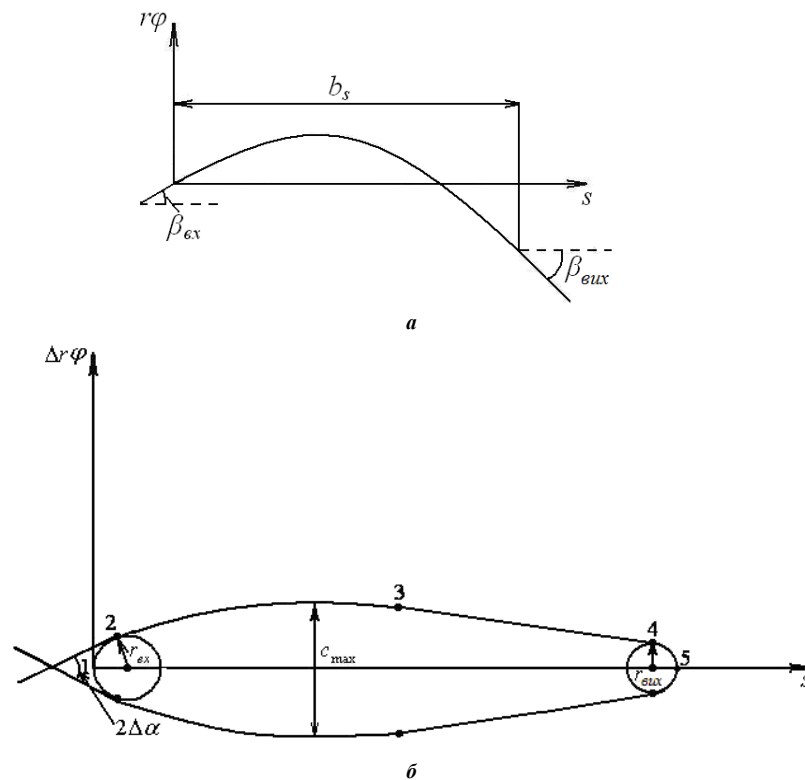


Рисунок 2 – Переріз лопатки:
а – середня лінія профілю; б – вигляд профілю щодо середньої лінії

Для осе-радіальних РК компресорів краще зарекомендували себе профілі, які задаються у вигляді пластин постійної або змінної товщини із закругленими кромками.

У випадку, якщо лопатка задається без навалу, то для її заповнення знаходиться положення середньої лінії профілю на поверхні обертання, розташованій на периферійному обводі. Для цього спочатку на периферійному обводі знаходиться точка, подібна до тієї, що лежить на кореневому обводі. Є декілька способів завдання подібних точок. У першому способі подібними є точки, в яких безрозмірні відстані від вхідних кромок на відповідних обводах $\bar{s} = s/s_b$, де s_b – відстань між кромками на відповідному обводі, однакові.

В іншому способі подібними називаються точки, що лежать на променях, які перетинають кореневий та периферійний обводи. При цьому початком променя є точка, що відповідає осьовій координаті вхідної кромки і радіальній координаті вихідної кромки по кореневому обводу (рис. 3).

У подібній точці на периферійному обводі кутова координата середньої лінії профілю задається такою, що дорівнює відповідній точці на кореневому обводі. Так само визначаються координати периферійного профілю $\Delta r\varphi$ відносно середньої лінії. Середня лінія профілю між кореневим і периферійним перерізами задається прямою лінією, що сполучає подібні точки і на якій координати профілю $\Delta r\varphi$ відносно середньої лінії є постійними.

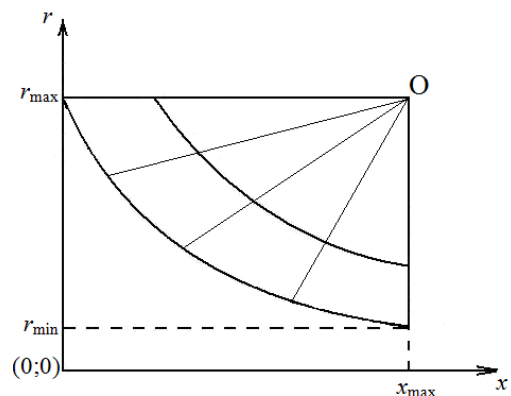


Рисунок 3 – Схема побудови променів, що визначають положення подібних точок

Якщо лопатку необхідно створити з навалами, то основною відмінністю від підходу, описаного вище, є завдання закону зміни кутової координати середньої лінії в подібних точках як функції відстані від кореневого обводу, де l – відстань від кореневого обводу на лінії подібних точок, а l_r – відстань між подібними точками на кореневому і периферійному обводах. Функція зміни кутової координати задається так, щоб лінія подібних точок середньої лінії профілю мала вигляд прямої або дуги, а залежність цієї функції від $\bar{s}$ зазвичай вибирається лінійною.

Сьогодні обчислювальна гідрогазодинаміка

(CFD) – важливий інструмент конструювання й модернізації турбомашин, який дозволяє аналізувати тривимірну течію, оцінювати ефективність проточної частини й обирати шляхи її вдосконалення.

Рівняння Нав'є-Стокса, осереднені за Фавром-Рейнольдсом [43] з коректними межовими умовами, описують одну з найскладніших форм течій суцільного середовища без урахування різних фізико-хімічних перетворень, а саме: просторову, стисливу, в'язку, турбулентну та нестационарну течії у всьому діапазоні швидкостей. За сучасного рівня розвитку CFD і комп'ютерної техніки найбільш доцільно для моделювання турбулентних ефектів застосовувати двопараметричну диференціальну модель турбулентної в'язкості SST Ментера [44], побудовану на основі k - ω моделі Уїлкокса модель переносу зсувних напружень Ментера.

Важливою складовою чисельних моделей просторових течій є спосіб опису властивостей робочих тіл. Із цією метою використовуються рівняння стану, від вибору яких суттєво залежить достовірність отриманих результатів. На сьогоднішній день найбільш точно реальні термодинамічні властивості робочих тіл описують рівняння Беннедікта-Вебба-Рубіна [45], але проблемою їх прямого використання є те, що витрати процесорного часу зростають майже на два порядки. Набагато менш витратним є підхід, коли функції замикавання визначаються інтерполяцією за заздалегідь розрахованими таблицями термодинамічних величин. Для зменшення розмірності таблиць без зниження точності інтерполяції використовується новий інтерполяційно-аналітичний підхід щодо апроксимації складних функцій [46–47]. Для задач проєктування компресорів у більшості випадків достатнім є використання більш простого рівняння стану Таммана [48] з вибором констант, що відповідають зміні термодинамічних параметрів робочого тіла у діапазоні режимів експлуатації установки [49].

Наведені моделі розрахунку і проєктування реалізовано у програмному комплексі IPMFlow, який є розвитком програм FlowER і FlowER-U [27, 50–51].

Загальна постановка задачі на розробку проточної частини осе-радіального компресора. Задача проєктування проточної частини компресора складна й багатофакторна, в якій потрібно враховувати різні чинники, такі як забезпечення робочих характеристик, ефективність, надійність, вартість, дотримання різного роду обмежень, технологічність та інше.

Важливою складовою проєктування вважаються газодинамічні розрахунки й отримання на їх основі просторової форми проточної частини і робочих характеристик компресора. Вихідними для цього є дані, отримані у тому числі на основі попередніх оцінок, досвіду і технічних вимог:

- геометричні обмеження;
- діапазони режимних параметрів (газодинамічні параметри на вході й виході, масова витрата, частоти обертання ротора та інше);
- дані для визначення констант рівняння стану Таммана;

- необхідні характеристики, яких слід досягти (потужність, ККД та ін.).

Приклад вихідних даних для відцентрового компресора проєкту з умовною назвою «740»:

- робоче колесо компресора без покривного диску з радіальним зазором 0,5 мм;
- 4 частоти обертання ротора – 6 700, 8 700, **10 680** і 12 700 об/хв;
- 3 значення тиску на вході в компресор: 2,63; **2,83** і 3,03 МПа (абс.);
- зміна масової витрати робочого тіла в діапазоні від **40%** до **110%** від номінального режиму;
- зовнішній діаметр по вхідних кромках робочого колеса **не більше 453,2 мм**.

Технологічні параметри компресора для номінального режиму роботи наведено в табл. 1, а в табл. 2 – параметри для визначення констант рівняння стану Таммана з метою найбільшого результату до фізичних властивостей робочого тіла.

Таблиця 1 – Параметри роботи компресора на номінальному режимі

Найменування параметрів	Компресор
Витрати газу, кг/с	104,16
Витрати газу, млн.ст.м ³ /добу (20°C; 0,1013 МПа)	12,7376
Тиск на вході, МПа (абс.)	2,83
Тиск на виході, МПа (абс.)	3,414
Температура на вході, °C	32,7
Температура на виході, °C	49,27
Номінальні оберти, об/хв	10 680

Таблиця 2 – Вихідні дані для визначення констант рівняння стану Таммана

Найменування параметрів	Величина
<i>Bxid</i>	
$P_{вх}$, МПа (абс.)	2,83
$T_{вх}$, °C	32,7
$\rho_{вх}$, кг/м ³	20,01
Ентальпія, кДж/кг	-4393
В'язкість динамічна, Па·с	$1,223 \times 10^{-5}$
<i>Bxid</i>	
$P_{вих}$, МПа (абс.)	3,414
$T_{вих}$, °C	51,18
$\rho_{вих}$, кг/м ³	22,71
Ентальпія, кДж/кг	-4355
В'язкість динамічна (dry gas), Па·с	$1,292 \times 10^{-5}$
<i>Ізоентропічні параметри на виході</i>	
$P_{вих}$, МПа (абс.)	3,414
$T_{вих}$, °C	46,79
$\rho_{вих}$, кг/м ³	23,09
Ентальпія, кДж/кг	-4366
В'язкість динамічна (dry gas), Па·с	$1,279 \times 10^{-5}$

Після отримання проточної частини компресора, яка задовольняє наведеним вище вимогам, виконується перевірка за іншими критеріями, і якщо вони не досягаються, до

проточної частини вносяться відповідні зміни, а процес розрахунку і проектування повторюється доти, доки не буде отримано бажаний результат.

Обговорення результатів досліджень. На рис. 4 розглянуто приклад розробленої проточної частини компресора відповідно до вимог, наведених вище («Проект 740»).

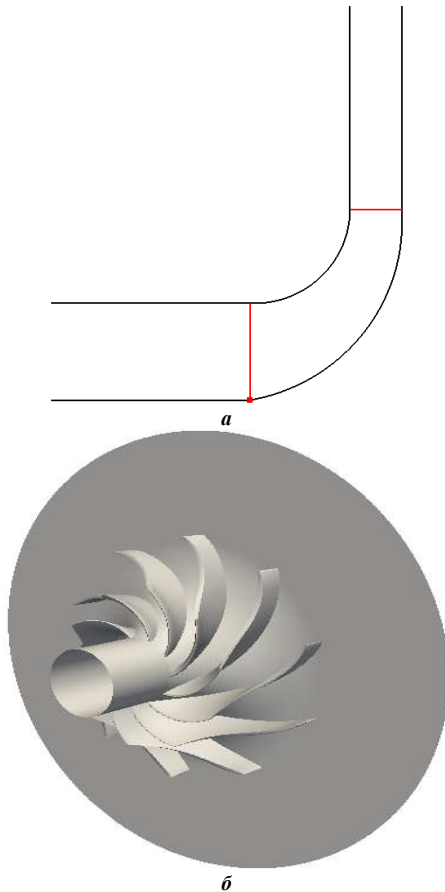


Рисунок 4 – Проточна частина компресора:
а – меридіональний переріз; б – ізометрія РК

Відповідно до технологічних параметрів експлуатації турбодетандера отримано всі геометричні розміри проточної частини компресора (осе-радіальне робоче колесо без покривного диска з радіальним зазором 0,5 мм та меридіональні обведення), а також розрахункові характеристики компресора за умов зміни частоти обертання і масової витрати (для кожного з параметрів, що варіюються, використано не менше 4-х величин).

Кількість лопаток РК – 10. Зовнішній діаметр РК – 445 мм. Периферійне меридіональне обведення виконано з урахуванням того, що маємо РК без покривного диска із зазором 0,5 мм. Осьові й радіальні координати кореневого й периферійного обводів задано. Геометричні характеристики лопатки РК задані у 11 перерізах. Перший переріз знаходиться на кореновому обводі, а останній – на відстані 0,5 мм від периферійного обводу.

На рис. 5–7 наведено візуалізацію течії на номінальному і двох «крайніх» режимах роботи.

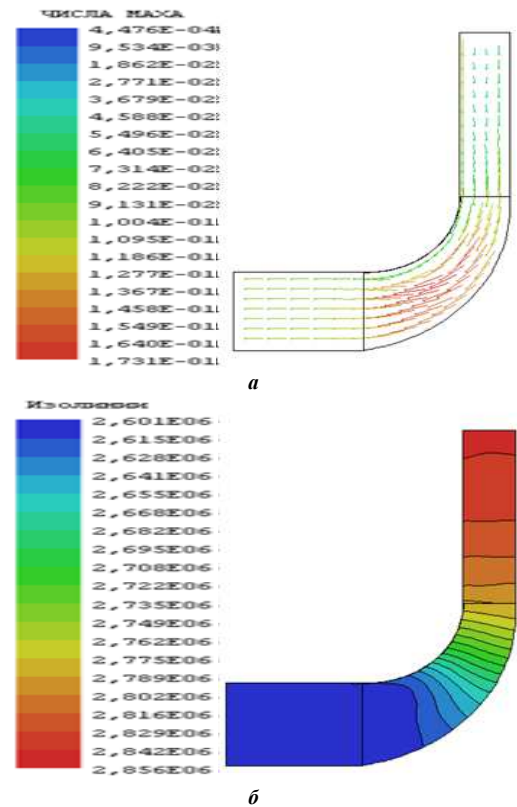


Рисунок 5 – Візуалізація течії. Середній перетин у меридіональній площині. Режим мінімальних тиску на вході і швидкості обертання ротора:
а – вектори швидкості; б – ізолінії статичного тиску

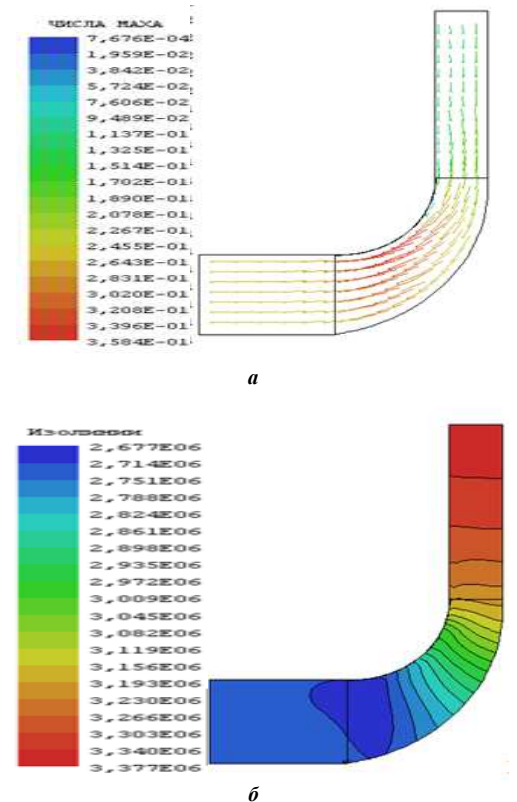


Рисунок 6 – Візуалізація течії. Середній перетин у меридіональній площині. Номінальний режим:
а – вектори швидкості; б – ізолінії статичного тиску

У першу чергу слід зазначити, що за результатами розрахункових досліджень можна зробити висновок про те, що у більшій частині діапазону роботи компресора спостерігається сприятлива картина течії. Відриви потоку

утворюються тільки на межах деяких робочих діапазонів.

На рис. 8 та 9 наведено інтегральні безрозмірні характеристики компресора, а на рис. 10 – залежність, на якій вказано прогнозні границі початку помпажу та запирання.

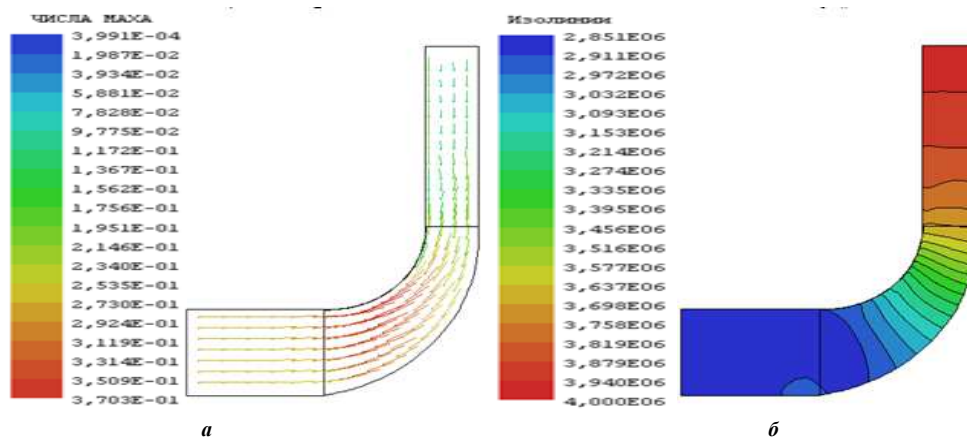


Рисунок 7 – Візуалізація течії. Середній перетин у меридіональній площині. Режим максимальних тиску на вході і швидкості обертання ротора:

a – вектори швидкості, *б* – ізолінії статичного тиску

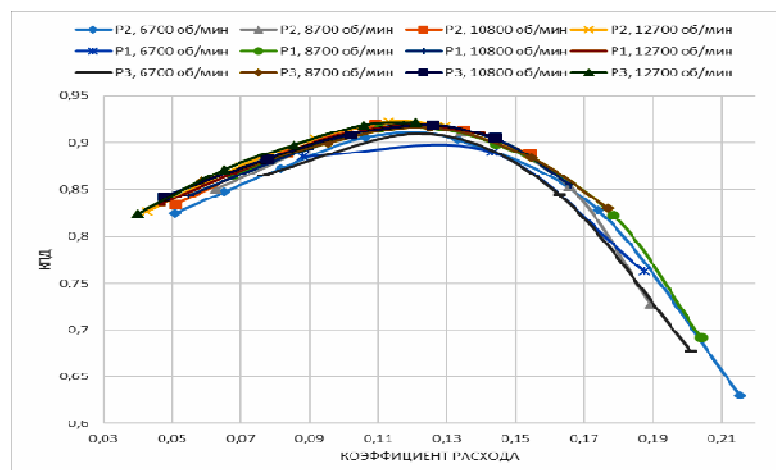


Рисунок 8 – Залежність ККД від коефіцієнта витрати

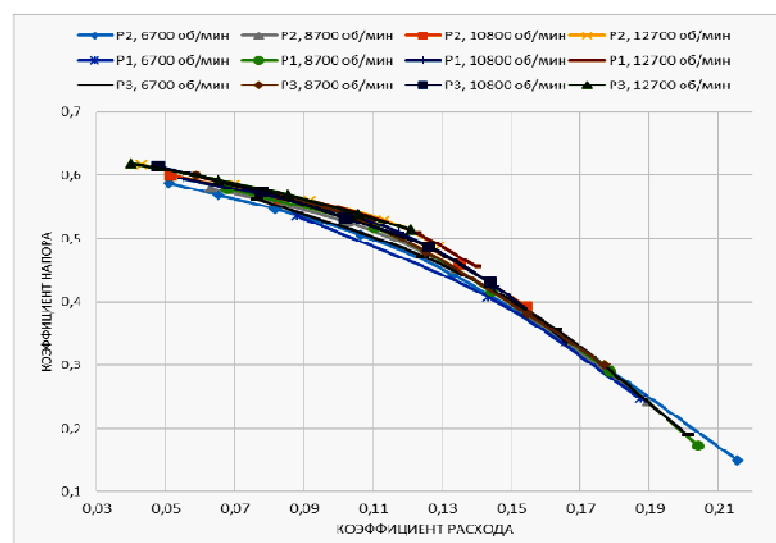


Рисунок 9 – Залежність коефіцієнта теоретичного напора від коефіцієнта витрати

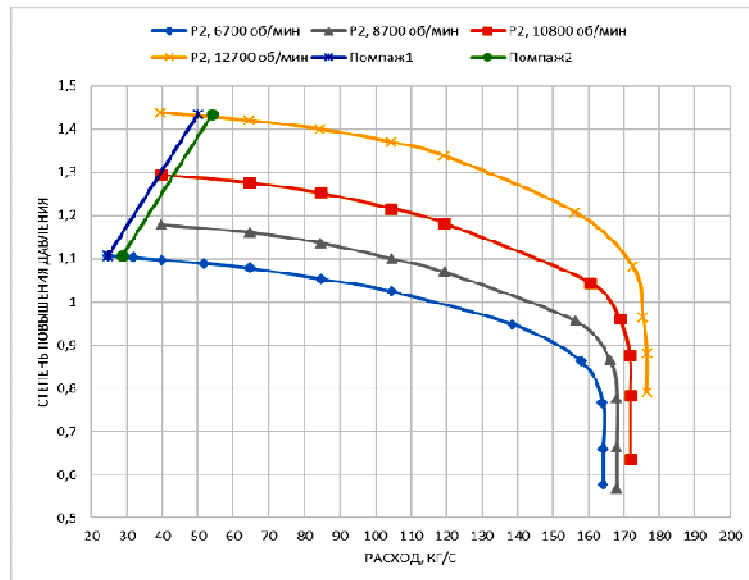


Рисунок 10 – Залежності ступеня підвищення повного тиску від масової витрати компресора

Наведені вище результати розрахункових досліджень просторової течії свідчать про те, що розроблена проточна частина має високий рівень аеродинамічної досконалості й забезпечує задовільний характер обтікання у всьому діапазоні розглянутих режимів роботи, розрахункових і нерозрахункових. Номінальний режим роботи відповідає максимальним значенням величини ККД компресора.

Після виробництва всі ТДА перед постачанням замовнику випробовуються на стенді на робочому тілі – повітрі. На рис. 11 наведено фотографію робочої частини експериментального стенду ПрАТ «Турбогаз», де проводилися аеродинамічні дослідження компресора, проточна частина якого була побудована за результатами розрахункових досліджень просторової течії, наведених вище.



Рисунок 11 – Робоча частина експериментального стенду

До складу стенду для проведення механічних і газодинамічних повітряних випробувань турбомашин входять: агрегат компресорний INVERSYS 315 Plus у складі компресора з максимальним тиском 7,5 бар та продуктивністю 13,2...54,1 м³/хв; агрегат компресорний відцентровий C700-C115MX2 у складі компресора з максимальним тиском 3,9 бар надлишкових та

продуктивністю 87,6...119,8 м³/хв; компресор поршневий Ру5,5 продуктивністю 5,0 м³/хв; агрегати компресорні DVK430D та DVK340D. Їх було використано для верифікації розрахункових результатів.

На рис. 12 та 13 наведено порівняння результатів розрахункових досліджень просторової течії у проточній частині компресора проекту «740» з результатами експериментальних досліджень компресора в аеродинамічній лабораторії ПрАТ «Турбогаз». Розрахунок виконано на робочому тілі повітря.

Отримані розрахункові результати задовільно співпадають з експериментальними даними, що свідчить про високу точність і надійність наведеної у статті методології проектування проточних частин відцентрових компресорів.

За описаною методологією розроблено і впроваджено достатньо велику кількість відцентрових компресорів, фотографії деяких робочих коліс цих компресорів наведено на рис. 14.

Із наведених прикладів робочих коліс видно, що вони мають складну просторову форму, можуть бути виконаними зі складним навалом вхідної кромки, проміжними лопатками, а у разі потреби мати спеціальне покриття.

На основі отриманого досвіду ПрАТ «Турбогаз» сформував унікальну базу компресорів (рис. 15, 16), які використовуються як прототипи при створенні сучасних і високоефективних проточних частин нових ТДА.

Висновки. Розроблено комплексну методологію проектування проточних частин відцентрових компресорів, яка включає математичні методи і моделі різних рівнів складності – від одновимірних до просторових, а також експериментальні дослідження.

На прикладі компресора проекту «740» показано, що запропонована методологія дає можливість створення проточних частин компресорів, які мають високу газодинамічну

ефективність у широкому діапазоні режимів роботи,
і за своїми характеристиками відповідає кращим

світовим аналогам.

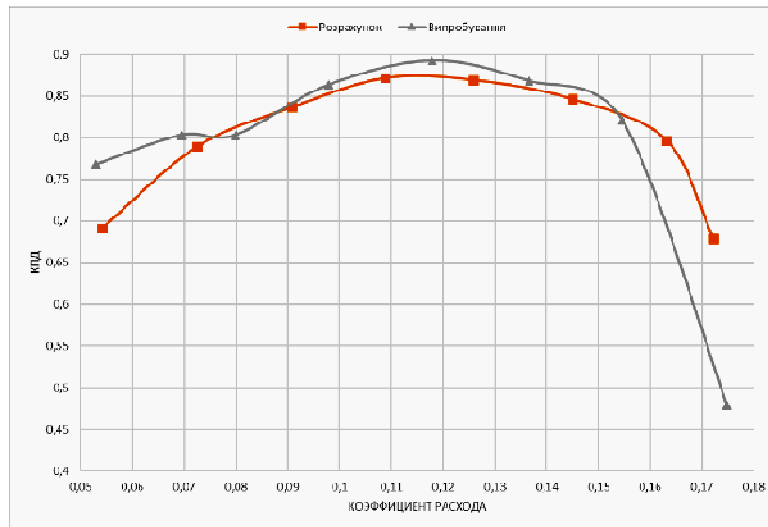


Рисунок 12 – ККД компресора – порівняння розрахункових даних із результатами експериментальних досліджень

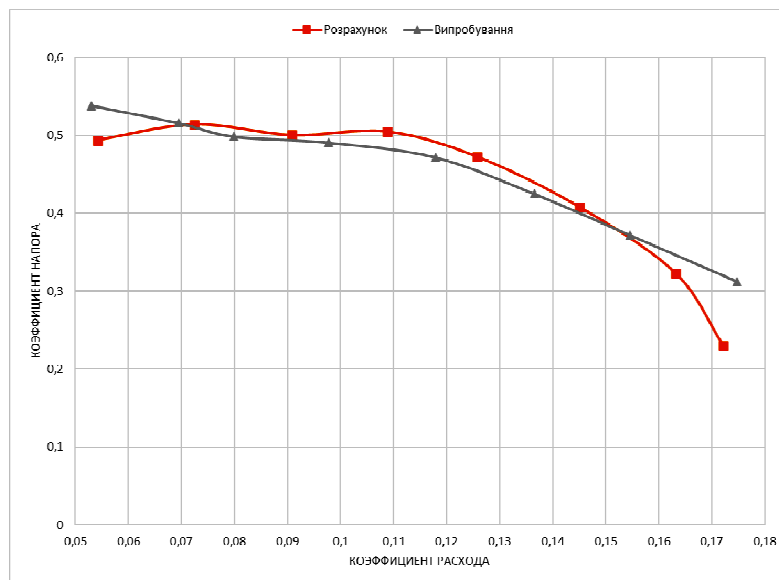


Рисунок 13 – Коефіцієнт напору компресора – порівняння розрахункових даних із результатами експериментальних досліджень



Рисунок 14 – Приклади робочих коліс компресорів, розроблених і впроваджених ТДА

Показано, що розрахункові газодинамічні
характеристики компресорів задовільно співпадають
з експериментальними даними.

Сформовано унікальну базу даних

високоєфективних проточних компресорів, які
використовуються як прототипи при створенні нових
сучасних ТДА.

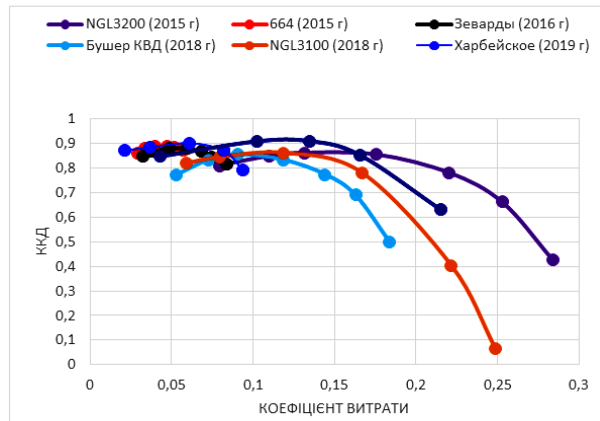


Рисунок 15 – База даних ПрАТ «Турбогаз». ККД розроблених компресорів

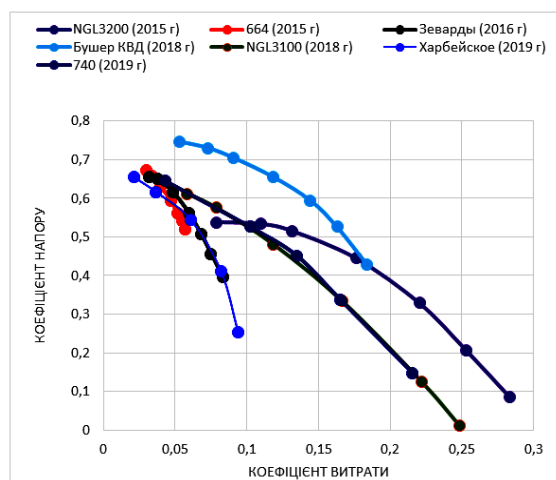


Рисунок 16 – База даних ПрАТ «Турбогаз». Напірні характеристики розроблених компресорів

Список літератури

- Chahine, C.; Seume, J.R.; Verstraete, T. The influence of metamodeling techniques on the multidisciplinary design optimization of a radial compressor impeller. *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
- Shao, S.; Deng, Q.H.; Feng, Z.P. Aerodynamic optimization of the radial inflow turbine for a 100kW-class micro gas turbine based on metamodel-semi-assisted method. *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013*, San Antonio, TX, USA, 3–7 June 2013.
- Guo, Z.D.; Song, L.M.; Zhou, Z.M.; Li, J.; Feng, Z.P. Aerodynamic analysis and multi-objective optimization design of a high pressure ratio centrifugal impeller. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2015, 137, 092602-14.
- Witanowski, K.; Klonowicz, P.; Lampart, P.; Klimaszewski, P.; Suchocki, T.; Jedrzejewski, Z.; Zaniewski, D.; Ziolkowski, P. Impact of rotor geometry optimization on the off-design ORC turbine performance. (2023) *Energy*, 265, art. no. 126312 DOI: 10.1016/j.energy.2022.126312.
- Koprowski, A.; Rządowski, R. Computational fluid dynamics analysis of several designs of a Curtis wheel. (2021) *Archives of Thermodynamics*, 42 (3), pp. 197 - 208, DOI: 10.24425/ather.2021.138116.
- Bonaiuti, D.; Zangeneh, M. On the coupling of inverse design and optimization techniques for the multiobjective, multipoint design of turbomachinery blades. *J. Turbomach.* 2009, 131, 021014.
- He, L.; Shan, P. Three-dimensional aerodynamic optimization for axial-flow compressors based on the inverse design and the aerodynamic parameters. *J. Turbomach.* 2011, 134, 031004.
- Fu, L.; Shi, Y.; Deng, Q.H.; Li, H.Z.; Feng, Z.P. Integrated optimization design for a radial turbine wheel of a 100 kW-class microturbine. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2011, 134, 012301.
- Al-Jubori, A.M.; Al-Dadah, R.; Mahmoud, S. Performance enhancement of a small-scale organic Rankine cycle radial-inflow turbine through multi-objective optimization algorithm. *Energy* 2017, 131, 297–311.
- Verstraete, T.; Alsalihi, Z.; Van den Braembussche, R.A. Multidisciplinary optimization of a radial compressor for micro gas turbine applications. *J. Turbomach.* 2010, 132, 031004.
- Mueller, L.; Alsalihi, Z.; Verstraete, T. Multidisciplinary optimization of a turbocharger radial turbine. *J. Turbomach.* 2013, 135, 021022.
- Van den Braembussche, R.A.; Alsalihi, Z.; Verstraete, T.; Matsuo, A.; Ibaraki, S.; Sugimoto, K.; Tomita, I. Multidisciplinary multipoint optimization of a transonic turbocharger compressor. *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
- Shi, Jiakui & Fan, Shuangshuang & Li, Jiajia & Cheng, Jiangnan & Wan, Jie & Peng, Edison. (2023). An Optimization Method of Steam Turbine Load Resilient Adjustment by Characterizing Dynamic Changes in Superheated Steam Energy. *Energies*. 16. 3324. 10.3390/en16083324.
- Spencer J. Sperling, Richard Celestina, Louis Christensen, Randall Mathison, Hakan Aksoy and Jong Liu. (2020). Variation of Cooling Mass Flow Rate and its Effect on Unsteady Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Rotating Turbine Stage. *AIAA 2020-3698. Session: Turbomachinery Heat Transfer*. 10.2514/6.2020-3698. <https://doi.org/10.2514/6.2020-3698>
- Samad, A.; Kim, K.Y.; Goel, T.; Haftka, R.T.; Shyy, W. Shape optimization of turbomachinery blade using multiple surrogate models. *In Proceedings of the FEDSM2006*, Miami, FL, USA, 17–20 July 2006.
- Dick, E. (2015). Axial and Radial Turbines for Gases. In: *Fundamentals of Turbomachines. Fluid Mechanics and Its Applications*, vol 109. Springer, Dordrecht. https://doi.org/10.1007/978-94-017-9627-9_15.
- Yohan Engineer, Ahmed Rezk, Abul Kalam Hossain, Energy analysis and optimization of a small-scale axial flow turbine for Organic Rankine Cycle application, *International Journal of Thermofluids*, Volume 12, 2021, 100119, <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100119>.
- Sunden B., Xie G. Gas turbine blade tip heat transfer and cooling: A literature survey. (2010) *Heat Transfer Engineering*, 31 (7), pp. 527 - 554. DOI: 10.1080/01457630903425320
- Kaczmarczyk T.Z., Żywica G. Experimental study of a 1 kW high-speed ORC microturbogenerator under partial load. (2022) *Energy Conversion and Management*, 272, art. no. 116381. DOI: 10.1016/j.enconman.2022.116381
- Jankowski, M.; Klonowicz, P.; Borsukiewicz, A. Multi-objective optimization of an ORC power plant using one-dimensional design of a radial-inflow turbine with backswept rotor blades. *Energy*, 2021, 237, 121506. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121506>
- Liu, Yu & Hendrick, Patrick & Zou, Zhengping & Buysschaert, Frank. (2022). An investigation on Aerofoil Shaped Blade Profiles for Centrifugal Turbines. 10.33737/gpps21-tc-7.
- Kabalyk, K.; Jaeschke, A.; Liśkiewicz, G.; Kulak, M.; Szydłowski, T.; Pietruszewski, R. Structural Response of a Single-Stage Centrifugal Compressor to Fluid-Induced Excitations at Low-Flow Operating Condition: Experimental and Numerical Study. *Energies* 2021, 14, 4292. <https://doi.org/10.3390/en14144292>
- Bednarsz, A.; Kabalyk, K.; Jakubowski, R.; Bartłomowicz, R. Numerical Study on Sensitivity of Turbofan Engine Performance to Blade Count of Centrifugal Compressor Impeller. *Energies* 2023, 16, 5251. <https://doi.org/10.3390/en16145251>
- Rusanov, A.; Rusanov, R.; Lampart, P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*, 2015, 5(1), pp. 399–410
- Choundhary N., Usatova O., Kriutchenko D., Strelnikova E. Influence of Compressibility in Fluid - Structure Interaction Problems for Fluid-Filled Reservoirs. (2023) *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 3 - 13. DOI: 10.1007/978-3-031-18487-1_1

26. Sierikova O., Strelnikova E., Gnito V., Degtyarev K. Boundary calculation models for elastic properties clarification of three-dimensional nanocomposites based on the combination of finite and boundary element methods. (2021) *IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology, KhPI Week 2021 - Conference Proceedings*, pp. 351 - 356. DOI: 10.1109/KhPIWeek53812.2021.9570086
27. Rusanov, A., Rusanov, R., Klonowicz, P., Lampart, P., Żywica, G. & Borsukiewicz, A. Development and Experimental Validation of Real Fluid Models for CFD Calculation of ORC and Steam Turbine Flows. *Materials*, 2021, Vol. 14, 6879. doi: 10.3390/ma14226879
28. Rusanov A., Subotin V., Shvetsov V., Rusanov, R., Palkov S., Palkov I., Chuhai M. Development of the flow part of reactive type HPC of K-325-23.5 series steam turbine based on the use of modern computer technologies. *J. of Mech. Eng.*, 2021, vol. 24, no. 4, pp. 6-16. <https://doi.org/10.15407/pmach2021.04>
29. Русанов А.В., Моисеев, С.В., Сухоребрий, П.Н., Косьянова, А.И., Русанов, Р.А., Метод проектирования высокоэффективных проточных частей турбодетандерных агрегатов, *Авиационно-космическая техника и технология*, 2012, № 8 (95), С. 67-72
30. Rusanov, A., Rusanov, R., Pashchenko, N., Chuhai, M., Analytical method of profiling axial-radial compressor impellers, *J. of Mech. Eng.*, 2018, vol. 21, no. 4, pp. 4-13, doi: 10.15407/pmach2018.04.004
31. ПрАТ «Турбогаз», доступ: <https://turbogaz.com.ua/uk/projects>.
32. Morgese G, Fornarelli F, Oresta P, Capurso T, Stefanizzi M, Camporeale SM, Torresi M. Fast Design Procedure for Turboexpanders in Pressure Energy Recovery Applications. *Energies*. 2020; 13(14): 3669. <https://doi.org/10.3390/en13143669>
33. Turboexpander Market Size & Share, *Grown Forecast Report 2037*, Report ID: 5080, Published Date: Nov 15, 2024, доступ: <https://www.researchnester.com/reports/turboexpander-market/5080>.
34. Bielka, P.; Kuczyński, S. Energy Recovery from Natural Gas Pressure Reduction Stations with the Use of Turboexpanders: Static and Dynamic Simulations. *Energies* 2022, 15, 8890. doi:10.3390/en15238890
35. L. A. Turbine Corporation, доступ: <http://www.laturbine.com>
36. С. В. Моисеев, М. К. Новиков, А. В. Бурияшев, Г. В. Пакки, М. А. Ткачук, Г. І. Львов, С. О. Кравченко, С. М. Подреза. Розроблення проривних технологій зміцнення елементів турбодетандерних установок. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Машинознавство та САПР, 2023, № 1. с. 53-67, doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.06
37. Tkachuk, M., Lvov, G., Kravchenko, S., Moiseiev, S., Novikov, M., Burniashev, A., Pakki, G., & Podrieza, S. Substantiating promising technical solutions for turbo- expander power plants based on the research into working processes and states. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023, № 4/7 (124), 98–105. doi: 10.15587/1729-4061.2023.285865
38. Патент на винахід № 123415 «Доцентрова турбіна». Зареєстровано в Державному реєстрі України винаходів 31.03.2021. Моисеев С.В., Бурияшев А.В., Плахотник В.В., Борисенко О.В. Дата публікації відомостей про державну реєстрацію 31.03.2021, Бюл. № 13
39. Патент на винахід № 123333 «Регульований сопловий апарат доцентрової турбіни». Зареєстровано в Державному реєстрі України винаходів 17.03.2021. Моисеев С.В., Бурияшев А.В., Плахотник В.В., Борисенко О.В. Дата публікації відомостей про державну реєстрацію 17.03.2021, Бюл. № 11
40. Бойко, А. В., Говорущенко, Ю. Н., Ершов, С. В., и др., *Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин*, Харьков, НТУ «ХПИ», 2002, 356 с
41. Бойко, А.В., Говорущенко, Ю.Н., Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин, Харьков, *Вища школа*, 1989, 217 с
42. Русанов, А.В., Использование современных компьютерных технологий для создания высокоэффективных проточных частей радиально-осевого типа, *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, 2013, № 2(32), с. 4-9
43. Anderson, D.A.; Tannehill, J.C.; Pletcher, R.H. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, 2nd ed.; Taylor and Francis: Milton Park, UK, 1986; 792p.
44. Menter, F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA J.* 1994, 32, p. 1598–1605.
45. Benedict, M.; Webb, G.B.; Rubin, L.C. An Empirical Equation for Thermodynamic Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures: I. Methane, Ethane, Propane, and n-Butane. *J. Chem. Phys.* 1940, 8, 334–345.
46. Русанов, А.В., Интерполяционно-аналитический метод учета реальных свойств газов и жидкостей, *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2013, № 3/10 (63), с. 53-57
47. Русанов, А.В., Лампарт, П., Русанов, Р.А., Интерполяционно-аналитическая аппроксимация модифицированного уравнения состояния Бенедикта-Вебба-Рубина для учета реальных свойств рабочих тел в трехмерных расчетах, *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, 2014, № 3, С. 18-23.
48. Tammann, G. Über die Abhängigkeit der volumina von Lösungen vom druck. *Zeitschrift für Physikalische Chemie*. 17, 1895, p. 620–636
49. Русанов А. В., Ершов, С. В., *Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин*, Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008, 275 с.
50. Yershov S., Rusanov A., Gardzilewicz A., Lampart P., Calculations of 3D viscous compressible turbomachinery flows. *Proc. 2nd Symp. on Comp. Technologies for Fluid/Thermal/Chemical Systems with Industrial Applications, ASME PVP Division Conf. (1-5 August 1999, Boston, USA)*, PVP, 1999, Vol. 397.2, pp. 143-154
51. Rzadkowski, R., Żywica, G., Kaczmarczyk, T.Z., Koprowski, A., Dominiczak, K., Szczepanik, R., Kowalski, M. (2020). Design and investigation of a partial admission radial 2.5-kW organic Rankine cycle micro-turbine. *International Journal of Energy Research*, 44 (14), 11029 - 11043, <https://doi.org/10.1002/er.5670>

References (transliterated)

1. Chahine, C.; Seume, J.R.; Verstraete, T. The influence of metamodeling techniques on the multidisciplinary design optimization of a radial compressor impeller. *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
2. Shao, S.; Deng, Q.H.; Feng, Z.P. Aerodynamic optimization of the radial inflow turbine for a 100kW-class micro gas turbine based on metamodel-semi-assisted method. *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013*, San Antonio, TX, USA, 3–7 June 2013.
3. Guo, Z.D.; Song, L.M.; Zhou, Z.M.; Li, J.; Feng, Z.P. Aerodynamic analysis and multi-objective optimization design of a high pressure ratio centrifugal impeller. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2015, 137, 092602-14.
4. Witanowski, Klonowicz P., Lampart P., Klimaszewski P., Suchocki T., Jedrzejewski, Zaniewski D., Ziółkowski P. Impact of rotor geometry optimization on the off-design ORC turbine performance. (2023) *Energy*, 265, art. no. 126312 DOI: 10.1016/j.energy.2022.126312.
5. Koprowski A., Rządowski R. Computational fluid dynamics analysis of several designs of a Curtis wheel. (2021) *Archives of Thermodynamics*, 42 (3), pp. 197 - 208, DOI: 10.24425/ather.2021.138116.
6. Bonaiuti, D.; Zangeneh, M. On the coupling of inverse design and optimization techniques for the multiobjective, multipoint design of turbomachinery blades. *J. Turbomach.* 2009, 131, 021014.
7. He, L.; Shan, P. Three-dimensional aerodynamic optimization for axial-flow compressors based on the inverse design and the aerodynamic parameters. *J. Turbomach.* 2011, 134, 031004.
8. Fu, L.; Shi, Y.; Deng, Q.H.; Li, H.Z.; Feng, Z.P. Integrated optimization design for a radial turbine wheel of a 100 kW-class microturbine. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2011, 134, 012301.
9. Al-Jubori, A.M.; Al-Dadah, R.; Mahmoud, S. Performance enhancement of a small-scale organic

- Rankine cycle radial-inflow turbine through multi-objective optimization algorithm. *Energy* 2017, 131, 297–311.
10. Verstraete, T.; Alsalihi, Z.; Van den Braembussche, R.A. Multidisciplinary optimization of a radial compressor for micro gas turbine applications. *J. Turbomach.* 2010, 132, 031004
 11. Mueller, L.; Alsalihi, Z.; Verstraete, T. Multidisciplinary optimization of a turbocharger radial turbine. *J. Turbomach.* 2013, 135, 021022.
 12. Van den Braembussche, R.A.; Alsalihi, Z.; Verstraete, T.; Matsuo, A.; Ibaraki, S.; Sugimoto, K.; Tomita, I. Multidisciplinary multipoint optimization of a transonic turbocharger compressor. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
 13. Shi, Jiakui & Fan, Shuangshuang & Li, Jiajia & Cheng, Jiangnan & Wan, Jie & Peng, Edison. (2023). An Optimization Method of Steam Turbine Load Resilient Adjustment by Characterizing Dynamic Changes in Superheated Steam Energy. *Energies*. 16. 3324. 10.3390/en16083324.
 14. Spencer J. Sperling, Richard Celestina, Louis Christensen, Randall Mathison, Hakan Aksoy and Jong Liu. (2020). Variation of Cooling Mass Flow Rate and its Effect on Unsteady Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Rotating Turbine Stage. *AIAA 2020-3698. Session: Turbomachinery Heat Transfer*. 10.2514/6.2020-3698. <https://doi.org/10.2514/6.2020-3698>
 15. Samad, A.; Kim, K.Y.; Goel, T.; Haftka, R.T.; Shyy, W. Shape optimization of turbomachinery blade using multiple surrogate models. In *Proceedings of the FEDSM2006*, Miami, FL, USA, 17–20 July 2006.
 16. Dick, E. (2015). Axial and Radial Turbines for Gases. In: *Fundamentals of Turbomachines*. Fluid Mechanics and Its Applications, vol 109. *Springer*, Dordrecht. https://doi.org/10.1007/978-94-017-9627-9_15.
 17. Yohan Engineer, Ahmed Rezk, Abul Kalam Hossain, Energy analysis and optimization of a small-scale axial flow turbine for Organic Rankine Cycle application, *International Journal of Thermofluids*, Volume 12, 2021, 100119, <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100119>.
 18. Sunden B., Xie G. Gas turbine blade tip heat transfer and cooling: A literature survey. (2010) *Heat Transfer Engineering*, 31 (7), pp. 527 - 554. DOI: 10.1080/01457630903425320
 19. Kaczmarczyk T.Z., Żywica G. Experimental study of a 1 kW high-speed ORC microturbogenerator under partial load. (2022) *Energy Conversion and Management*, 272, art. no. 116381. DOI: 10.1016/j.enconman.2022.116381
 20. Jankowski, M., Klonowicz, P., Borsukiewicz, A. Multi-objective optimization of an ORC power plant using one-dimensional design of a radial-inflow turbine with backswept rotor blades. *Energy*, 2021, 237, 121506. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121506>
 21. Liu, Yu & Hendrick, Patrick & Zou, Zhengping & Buyschaert, Frank. (2022). *An investigation on Aerofoil Shaped Blade Profiles for Centrifugal Turbines*. 10.33737/gpps21-tc-7.
 22. Kabalyk, K.; Jaeschke, A.; Liśkiewicz, G.; Kulak, M.; Szydłowski, T.; Pietruszewski, R. Structural Response of a Single-Stage Centrifugal Compressor to Fluid-Induced Excitations at Low-Flow Operating Condition: Experimental and Numerical Study. *Energies* 2021, 14, 4292. <https://doi.org/10.3390/en14144292>
 23. Bednarz, A.; Kabalyk, K.; Jakubowski, R.; Bartłomowicz, R. Numerical Study on Sensitivity of Turbofan Engine Performance to Blade Count of Centrifugal Compressor Impeller. *Energies* 2023, 16, 5251. <https://doi.org/10.3390/en16145251>
 24. Rusanov, A., Rusanov, R., Lampart, P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*, 2015, 5(1), pp. 399–410
 25. Choudhary N., Usatova O., Kriutchenko D., Strelnikova E. Influence of Compressibility in Fluid - Structure Interaction Problems for Fluid-Filled Reservoirs. (2023) *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 3 - 13. DOI: 10.1007/978-3-031-18487-1_1
 26. Sierikova O., Strelnikova E., Gnitsko V., Degtyarev K. Boundary calculation models for elastic properties clarification of three-dimensional nanocomposites based on the combination of finite and boundary element methods. (2021) *2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology, KhPI Week 2021 - Conference Proceedings*, pp. 351 - 356. DOI: 10.1109/KhPIWeek53812.2021.9570086
 27. Rusanov, A., Rusanov, R., Klonowicz, P., Lampart, P., Żywica, G. & Borsukiewicz, A. Development and Experimental Validation of Real Fluid Models for CFD Calculation of ORC and Steam Turbine Flows. *Materials*, 2021, Vol. 14, 6879. doi: 10.3390/ma14226879
 28. Rusanov A., Subotin V., Shvetsov V., Rusanov, R., Palkov S., Palkov I., Chuha M. Development of the flow part of reactive type HPC of K-325-23.5 series steam turbine based on the use of modern computer technologies. *J. of Mech. Eng.*, 2021, vol. 24, no. 4, pp. 6-16. <https://doi.org/10.15407/pmach2021.04>
 29. Rusanov A.V., Moiseev, S.V., Sukhorebrii, P.N., Kosyanova, A.I., Rusanov, R.A., Metod proektirovaniya visokoeffektivnikh protochnikh chastei turbodetandernikh agregatov, *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2012, № 8 (95), S. 67-72
 30. Rusanov, A., Rusanov, R., Pashchenko, N., Chuha M., Analytical method of profiling axial-radial compressor impellers, *J. of Mech. Eng.*, 2018, vol. 21, no. 4, pp. 4-13, doi: 10.15407/pmach2018.04.004
 31. PrAT «Turbogaz», Available at: <https://turbogaz.com.ua/uk/projects..>
 32. Morgese G, Fornarelli F, Oresta P, Capurso T, Stefanizzi M, Camporeale SM, Torresi M. Fast Design Procedure for Turboexpanders in Pressure Energy Recovery Applications. *Energies*. 2020; 13(14): 3669. <https://doi.org/10.3390/en13143669>
 33. Turboexpander Market Size & Share, *Grown Forecast Report 2037*, Report ID: 5080, Published Date: Nov 15, 2024, доступ: <https://www.researchnester.com/reports/turboexpander-market/5080>.
 34. Bielka, P.; Kuczyński, S. Energy Recovery from Natural Gas Pressure Reduction Stations with the Use of Turboexpanders: Static and Dynamic Simulations. *Energies* 2022, 15, 8890. doi:10.3390/en15238890
 35. L. A. Turbine Corporation, доступ: <http://www.laturbine.com>
 36. S.V. Moiseiev, M.K. Novikov., A.V. Burniashev, G.V. Pakiki, M.A. Tkachuk, G.I. Lvov, S.O. Kravchenko, S.M. Podreza. Rozroblennya proryvnykh tehnologiy zmitsnennia elementiv turbodetandernyh ustanovok. *Visnik NTU «KhPI»*. *Sriia: Mashynoznavstvo ta SAPR*, № 1. p 53-67, doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.06
 37. Tkachuk, M., Lvov, G., Kravchenko, S., Moiseiev, S., Novikov, M., Burniashev, A., Pakki, G., & Podreza, S. Substantiating promising technical solutions for turbo-expander power plants based on the research into working processes and states. *Eastern-European Journal of*

- Enterprise Technologies*, 2023, № 4/7 (124), 98–105. doi: 10.15587/1729-4061.2023.285865
38. Patent na vynakhid № 123415 «*Dotsentrova turbina*». Zareiestrovano v Derzhavnomu reiestri Ukrainy vynakhodiv 31.03.2021. Moiseiev S.V., Burniashev A.V., Plakhotnyk V.V., Borysenko O.V. Data publikatsii vidomostei pro derzhavnu reiestratsiiu 31.03.2021, Biul. № 13
 39. Patent na vynakhid № 123333 «*Rehulovanyi soplovyi aparat dotsentrovoy turbiny*». Zareiestrovano v Derzhavnomu reiestri Ukrainy vynakhodiv 17.03.2021. Moiseiev S.V., Burniashev A.V., Plakhotnyk V.V., Borysenko O.V. Data publikatsii vidomostei pro derzhavnu reiestratsiiu 17.03.2021, Biul. № 11
 40. Boiko, A. V., Govorushchenko, Yu. N., Yershov, S. V., i dr., *Aerodinamicheskii raschet i optimalnoe proektirovanie protochnoi chasti turbomashin*, Kharkov, NTU «KhPI», 2002, 356 s.
 41. Boiko, A.V., Govorushchenko, Yu.N., *Osnovi teorii optimalnogo proektirovaniya protochnoi chasti osevykh turbomashin*, Kharkov, Vishcha shkola, 1989, 217 s
 42. Rusanov, A.V., *Ispolzovanie sovremennikh kompyuternikh tekhnologii dlya sozdaniya visokoeffektivnykh protochnykh chastei radialno-osevogo tipa, Kompresornoe i energeticheskoe mashinostroenie*, 2013, № 2(32), s. 4-9
 43. Anderson, D.A.; Tannehill, J.C.; Pletcher, R.H. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, 2nd ed.; Taylor and Francis: Milton Park, UK, 1986; 792p.
 44. Menter, F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA J.* 1994, 32, p. 1598–1605.
 45. Benedict, M.; Webb, G.B.; Rubin, L.C. An Empirical Equation for Thermodynamic Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures: I. Methane, Ethane, Propane, and n-Butane. *J. Chem. Phys.* 1940, 8, 334–345.
 46. Rusanov, A. V., *Interpolyatsionno-analiticheskii metod ucheta realnykh svoistv gazov i zhidkostei, Vostochno-Evropeiskii zhurnal peredovykh tekhnologii*, 2013, № 3/10 (63), s. 53-57
 47. Rusanov, A.V., Lampart, P., Rusanov, R.A., *Interpolyatsionno-analiticheskaya approksimatsiya modifitsirovannogo uravneniya sostoyaniya Benedikta-Vebba-Rubina dlya ucheta realnykh svoistv rabochikh tel v trekhmernykh raschetakh, Kompresornoe i energeticheskoe mashinostroenie*, 2014, № 3, S. 18-23.
 48. Tammann, G., Über die Abhängigkeit der volumina von Lösungen vom druck. *Zeitschrift für Physikalische Chemie.* 17, 1895, p. 620–636
 49. Rusanov A. V., Yershov, S. V., *Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin*, Kharkov, IPMash NAN Ukraini, 2008, 275 s.
 50. Yershov S., Rusanov A., Gardzilewicz A., Lampart P., Calculations of 3D viscous compressible turbomachinery flows. *Proc. 2nd Symp. on Comp. Technologies for Fluid/Thermal/Chemical Systems with Industrial Applications, ASME PVP Division Conf. (1-5 August 1999, Boston, USA)*, PVP, 1999, Vol. 397.2, pp. 143-154
 51. Rzakowski, R., Zywicki, G., Kaczmarczyk, T.Z., Koprowski, A., Dominiczak, K., Szczepanik, R., Kowalski, M. (2020). Design and investigation of a partial admission radial 2.5-kW organic Rankine cycle micro-turbine. *International Journal of Energy Research*, 44 (14), 11029-11043, <https://doi.org/10.1002/er.5670>

Надійшла (received) 15.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Русанов Роман Андрійович / Rusanov Roman – доктор філософії, старший дослідник, старший науковий співробітник відділу термогазодинаміки енергетичних машин, Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2930-2574>, тел: (095)4235121, e-mail: roman_rusanov@ipmach.kharkov.ua

Моїсєєв Сергій Вікторович / Moiseiev Sergiy – ПрАТ «ТУРБОГАЗ», заступник Голови Наглядової Ради, м. Харків, Україна, e-mail: svmh@ukr.net

Купригін Олег Вікторович / Kuprygin Oleg – ПрАТ «ТУРБОГАЗ», Голова Наглядової Ради, м. Харків, Україна, e-mail: turbogaz@ukr.net

Калямін Дмитро Валентинович / Kaliamin Dmytro – ПрАТ «ТУРБОГАЗ», заступник Голови Наглядової Ради, м. Харків, Україна, e-mail: kdv777@gmail.com

Бурніашев Аркадій Васильович / Burniashev Arkadii – ПрАТ «ТУРБОГАЗ», заступник головного інженера з концептуальних рішень та перспективних розробок, м. Харків, Україна, e-mail: arkadii8201@gmail.com

Новіков Максим Костянтинович / Novikov Maksym – ПрАТ «ТУРБОГАЗ», заступник Голови Правління, головний інженер, м. Харків, Україна; e-mail: novikovmaxim1980@ukr.net