

УДК 621.165:532.6

АНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД ПРОФІЛЮВАННЯ РОБОЧИХ КОЛІС ОСЕРАДІАЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ

¹ А. В. Русанов, д-р техн. наук
rusanov@ipmach.kharkov.ua

² Р. А. Русанов
rrusanov@imp.gda.pl

¹ Н. В. Пашенко, канд. техн. наук
nata.paschenko82@gmail.com

¹ М. О. Чугай, канд. техн. наук
mchugay@ipmach.kharkov.ua

¹ Інститут проблем
машинобудування
ім. А. М. Підгорного НАН України,
61046, Україна, м. Харків,
вул. Пожарського, 2/10

² Інститут проточних машин
ім. Р. Шевальського Польської АН,
Польща, Гданськ 80-231, вул. Фішера, 14

Запропоновано новий аналітичний метод побудови осерадіальних робочих коліс компресорів зі складними навалами вхідних і вихідних кромок, який дозволяє описувати широкий клас проточних частин на основі обмеженої (невеликої) кількості параметризованих величин. За допомогою цього методу створено нову проточну частину типового осерадіального робочого колеса для компресорів турбодетандерних агрегатів із коефіцієнтами витрати в діапазоні від 0,03 до 0,06. Для апробації методу виконано чисельне дослідження просторових в'язких течій в існуючій та новій модифікації проточної частини типового осерадіального компресора низькотемпературного турбодетандерного агрегату з використанням програмного комплексу IPMFlow, що є розвитком програм FlowER і FlowER-U. Розрахункова сітка складалася з понад 600 тисяч комірок. Розроблене робоче колесо має істотно просторову форму зі складним коловим навалом вхідних кромок. Показано, що у новій конструкції спостерігається більш сприятлива структура течії, в якій майже відсутні відриви потоку. Це забезпечується за рахунок просторової форми нового робочого колеса, у тому числі складним коловим навалом вхідних кромок. Така форма сприяє «притисненню» потоку до периферійного обводу в області розвороту каналу від осевого до радіального напрямку і, як наслідок, запобігає виникненню відривних вихорів. Завдяки відсутності відривних утворень на номінальному режимі і відносно незначним відривам на нерозрахованих режимах забезпечено високий рівень аеродинамічної досконалості (високий коефіцієнт корисної дії – ККД) нового типового компресора в усьому діапазоні режимів експлуатації турбодетандерного агрегату. Так, у розрахунковій точці ККД запропонованого компресора на 6% вище порівняно з прототипом. Розробку впроваджено у турбодетандерних агрегатах установок комплексної підготовки газу на видобувних підприємствах газоконденсатних родовищ Узбекистану.

Ключові слова: осерадіальний компресор, аналітичний метод профілювання, просторова течія, чисельне моделювання.

Вступ

Однією з головних вимог, що висуваються до турбомашин, є їх висока економічність. На сьогодні існують значні резерви зі збільшення економічності турбомашин за рахунок газодинамічного удосконалення їх проточних частин із використанням технології «просторового профілювання» [1–4].

Різновидом турбомашин є турбодетандерні агрегати, які застосовуються в системах «осушки» газу під час його підготовки до транспортування [5–7]. «Осушка» – це енергоємний процес, який відбувається шляхом охолодження газу до низьких температур, достатніх для конденсації небажаних фракцій з їх наступною сепарацією й видаленням. Основними елементами турбодетандера вважаються турбіна і компресор. У турбіні газ розширюється й охолоджується. Отримана на валу турбіни потужність не губиться, а використовується для приводу компресора. У компресорі турбодетандера відбувається попереднє стискання газу, завдяки чому зменшуються витрати енергії на привід компресора, у якому газ дотискається до необхідного значення. Вплив турбіни й компресора на загальну ефективність турбодетандерного агрегату є визначальним. Автори цієї роботи мають великий досвід зі створення методів для розрахунків і проектування проточних частин радіально-осевих турбін [8].

Так, висока газодинамічна ефективність проточних частин радіально-осевих турбін досягається завдяки суттєво просторовій формі робочих коліс (РК) зі складними навалами вхідних і вихідних кромок. Вперше для турбін такого типу запропоновано «тілесні» профілі лопаток, які забезпечують високу ефективність не тільки на номінальних, а й на режимах із нерозрахованими кутами натікання потоку.

На основі досвіду, отриманого під час дослідження радіально-осевих турбін, авторами розроблено новий аналітичний метод побудови осерадіальних РК компресорів складної форми, описання якого, а

також результатів його апробації є головною метою статті. Цей метод дозволяє описувати широкий клас осерадіальних РК компресорів на основі обмеженої (невеликої) кількості параметризованих величин. Використання подібних підходів найбільш прийнятне під час розв'язання оптимізаційних задач [9–12]. Апробацію методу виконано під час розробки нового типового осерадіального РК для компресорів турбодетандерних агрегатів із коефіцієнтами витрати в діапазоні від 0,03 до 0,06. Запропоноване РК має істотно просторову форму зі складним коловим навалом вхідних кромки і забезпечує приріст ККД у всьому діапазоні режимів роботи.

Метод аналітичного профілювання осерадіальних робочих коліс

В основу методу аналітичного профілювання осерадіальних РК покладено підхід, що використовується авторами для розробки радіально-осьових РК турбін [8]. Процес створення тривимірної геометрії РК можна поділити на чотири головні етапи:

- розрахунок координат меридіональних обводів;
- розрахунок координат середньої лінії профілю в кореневому перерізі;
- розрахунок координат симетричного профілю відносно середньої лінії;
- заповнення лопатки по висоті з урахуванням навалів.

Методика розрахунку координат меридіональних обводів осерадіальних РК повністю співпадає з методикою, яка застосовується для радіально-осьових РК [8], з тією різницею, що геометрія (рис. 1) дзеркально відображається відносно площини, перпендикулярній осі обертання (рис. 1, а), а вхід із виходом міняються місцями. Вхідна кромка задається перпендикулярною до осі обертання x , а вихідна – паралельною (за відсутності навалів).

Кореневий і периферійний обводи описуються кривими, що складаються з дуги кола і дотичної до неї прямої. Початковими даними для побудови меридіональних обводів є: r_{\max} , r_{\min} – максимальний і мінімальний радіуси РК, x_{\max} – ширина РК, $l_{\text{вх}}$, $l_{\text{вих}}$ – висоти вхідного і вихідного каналів РК, $\alpha_{\text{вх}}^{\text{кор}}$, $\alpha_{\text{вих}}^{\text{кор}}$, $\alpha_{\text{вх}}^{\text{пер}}$, $\alpha_{\text{вих}}^{\text{пер}}$ – кути кореневого і периферійного обводів на вході й виході відповідно (рис. 1, а).

Лопатка задається на основі базового перерізу, що лежить на поверхні обертання і співпадає з кореневим обводом. Цей переріз визначається в координатах, пов'язаних із поверхнями обертання: $r\varphi$ – добуток радіальної і кутової координат; s – відстань від вхідної кромки уздовж відповідного перерізу (по кореневому обводу) в проекції на меридіональну площину (рис. 1, в, г). Координати профілю на поверхні обертання знаходяться шляхом підсумовування координат середньої лінії профілю $r\varphi_{\text{сл}}$ (рис. 1, в) і координат профілю відносно середньої лінії $\Delta r\varphi$ (рис. 1, г) $r\varphi(s) = r\varphi_{\text{сл}}(s) + \Delta r\varphi(s)$.

Середня лінія профілю може задаватися двома типами кривих. Перший – поліном третього ступеня, який має вигляд

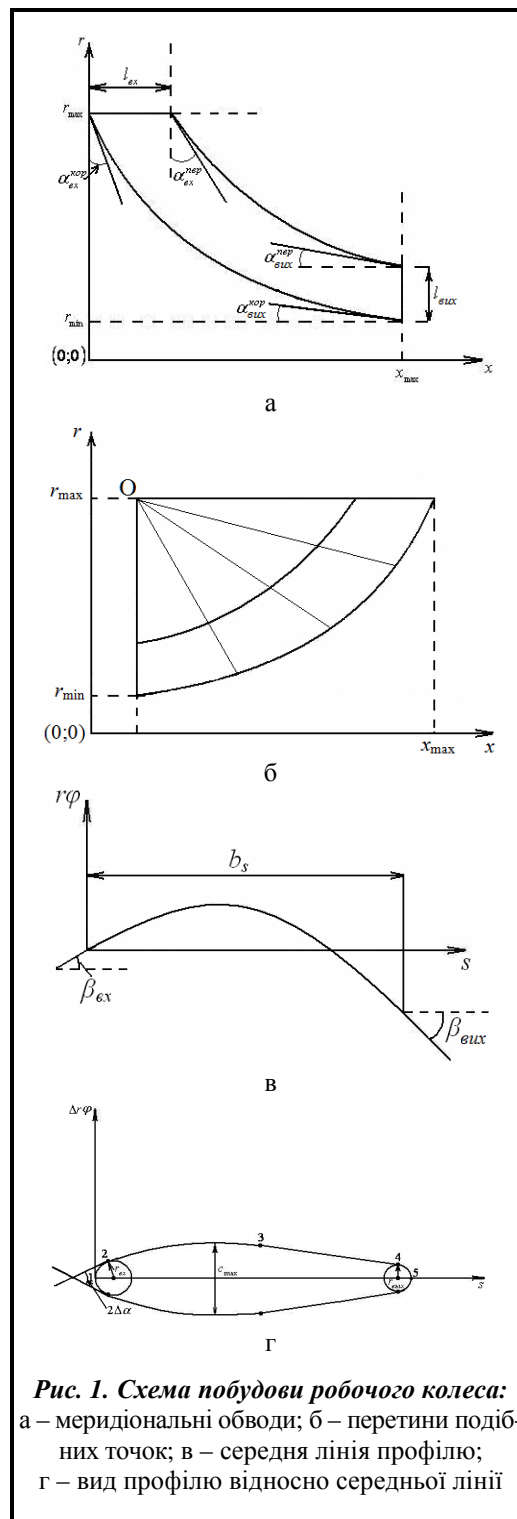


Рис. 1. Схема побудови робочого колеса: а – меридіональні обводи; б – перетини подібних точок; в – середня лінія профілю; г – вид профілю відносно середньої лінії

$$r \varphi_{\text{сл}} = \sum_{i=0}^3 a_i s^i, \quad (1)$$

де a_i – константи.

Для визначення констант у рівнянні (1) початковими даними є: b_s – ширина профілю; $\beta_{\text{вх}}$, $\beta_{\text{вих}}$ – кути середньої лінії профілю на вході й виході; d – відстань до точки за вихідною кромкою (у долях від ширини профілю), де друга похідна середньої лінії дорівнює 0 (рис. 1, в). Цей тип кривої добре зарекомендував себе під час побудови радіально-осьових РК, проте виявилось, що у багатьох випадках для осерадіальних конструкцій він не забезпечує задовільних результатів. Тому був запропонований другий спосіб обчислення середньої лінії – кривої з лінійними змінами кутів дотичних між вузловими (заданими) точками

$$\beta = \beta_i \frac{s_{i+1} - s}{s_{i+1} - s_i} + \beta_{i+1} \frac{s - s_i}{s_{i+1} - s_i}, \quad s_i \leq s \leq s_{i+1},$$

де β_i – кути дотичних до кривої середньої лінії профілю у вузлових точках.

У цьому випадку форма кривої середньої лінії профілю визначається інтегруванням рівняння

$$d(r \varphi_{\text{сл}}) = \text{tg}(\beta) ds.$$

Профіль задається двома симетричними відносно середньої лінії кривими. Для радіально-осьових РК використовувався тільки один тип симетричного профілю, у якому кожна сторона складається з чотирьох зв'язаних (по першій похідній) ділянок: 1–2 – вхідна кромка; 2–3 – дуга кола; 3–4 – пряма; 4–5 – вихідна кромка (рис. 1, г). Початковими даними для побудови профілів є: b_s – ширина профілю; $r_{\text{вх}}$, $r_{\text{вих}}$ – радіуси вхідної і вихідної кромки; c_{max} – максимальна товщина профілю; $\Delta\alpha$ – кут «загострення» вхідної ділянки. Для осерадіальних РК, які характерні для компресорів, краще зарекомендували себе «безтілесні» профілі. Вони задаються у вигляді пластин постійної або змінної товщини із закругленими кромками.

У випадку, якщо лопатка задається без навалу, для її заповнення розраховується положення середньої лінії профілю на поверхні обертання, розташованій на периферійному обводі. Для цього спочатку знаходиться на периферійному обводі точка, подібна до тієї, що лежить на кореновому обводі. Використовується декілька способів визначення подібних точок. У першому (як в роботі [8]) подібними є точки, у яких на відповідних обводах однакові безрозмірні відстані від вхідних кромки

$$\bar{s} = s/s_b,$$

де s_b – відстань між кромками на відповідному обводі.

У іншому способі подібними називаються точки, які лежать на променях, що перетинають кореневий і периферійний обводи. Початком променя є точка O , що відповідає осьовій координаті вхідної кромки і радіальній координаті вихідної кромки по кореновому обводу (рис. 1, б). У подібній точці на периферійному обводі кутова координата середньої лінії профілю задається рівною відповідній точці на кореновому обводі. Так само визначаються координати периферійного профілю $\Delta r \varphi$ відносно середньої лінії. Середня поверхня лопатки задається прямими відрізками, що з'єднують подібні точки, на яких координати профілю $\Delta r \varphi$ відносно середньої лінії постійні.

Якщо лопатку необхідно створити з навалами, то основною відмінністю від підходу, описаного вище, є задання закону зміни кутової координати середньої лінії в подібних точках як функції відстані від коренового обводу

$$\Delta \varphi_{\text{сл}} = \Delta \varphi_{\text{сл}}(l/l_r, \bar{s}), \quad (2)$$

де l – відстань від коренового обводу на лінії подібних точок; l_r – відстань між подібними точками на кореновому і периферійному обводах.

Функція зміни кутової координати (2) задається так, щоб лінія подібних точок середньої лінії профілю мала вигляд або прямої, або дуги. Залежність функції (2) від \bar{s} зазвичай обирається лінійною.

Розрахунки обох варіантів компресорів виконувалися за умов, що відповідають параметрам одного з реальних нафтогазових родовищ.

Розглянуто частоти обертання ротора 9000, 10000 та 11000 об/хв. Масова витрата змінювалася від 70 до 110 %. Значення повних температури і тиску на вході не змінювалися і дорівнювали 308 К та 4,6 МПа відповідно. Тиск на виході компресора (безлопаткового дифузора) визначався розрахунком згідно із заданою масовою витратою. Чисельне моделювання просторових в'язких течій виконувалося з використанням програмного комплексу IPMFlow, що є розвитком програм FlowER і FlowER-U [13–16]. Розрахункова сітка складалася з понад 600 тисяч комірок.

На рис. 3, 4 подана візуалізація течії у вихідному і новому компресорах на номінальному режимі та режимі 70 % масової витрати відповідно.

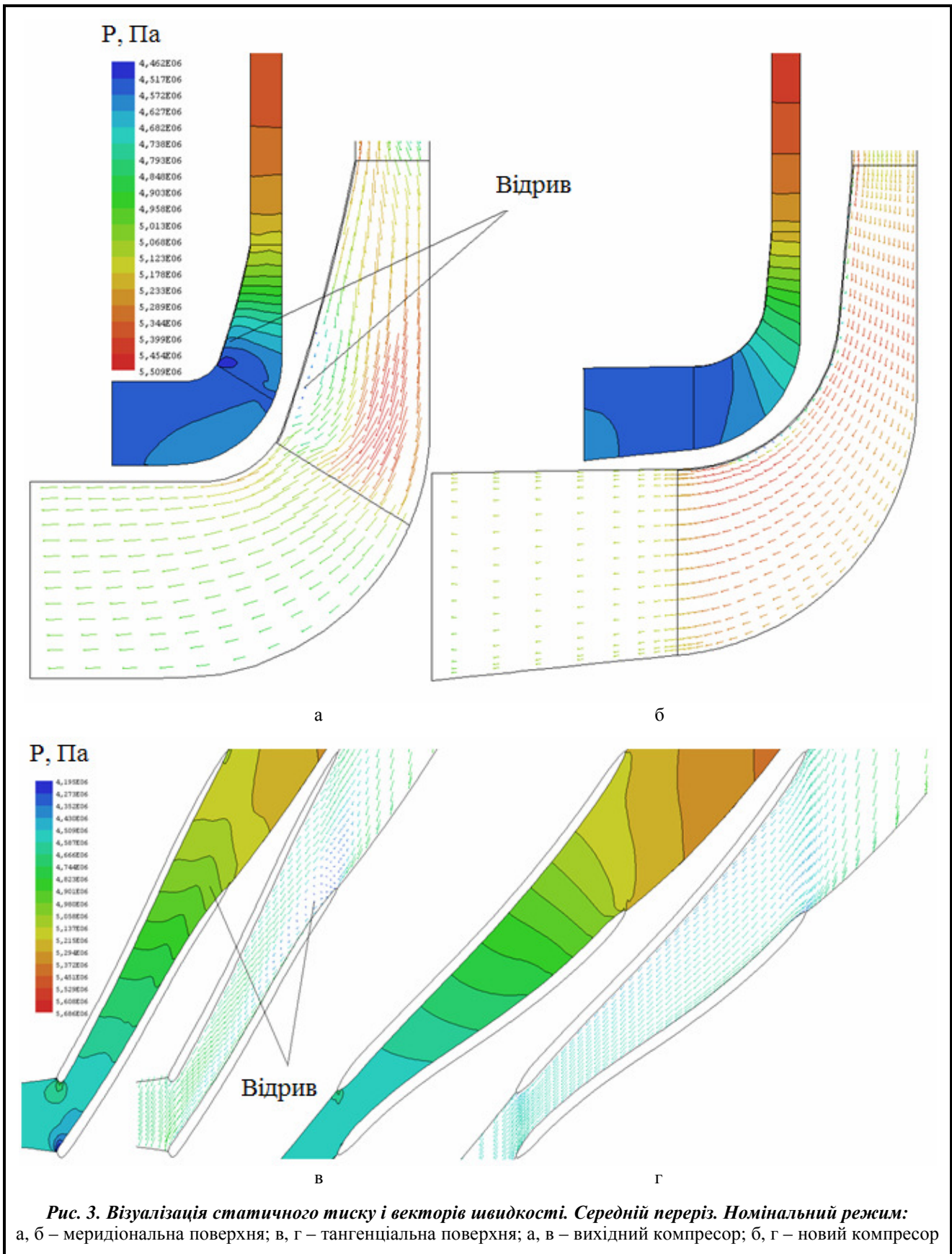
Із наведених результатів видно, що на номінальному режимі (рис. 3) у вихідному компресорі присутній відрив потоку в середніх перерізах як в меридіональній (рис. 3, а), так і в тангенціальній (рис. 3, в) площинах, водночас в новому компресорі (рис. 3, б, г) відриви відсутні. Варто відзначити, що у вихідному компресорі на ізолініях статичного тиску в областях відривних течій мають місце чітко виражені злами. У новому компресорі ізолінії статичного тиску досить гладкі, що свідчить про безвідривний характер обтікання. Відсутність відривів (сприятлива структура обтікання) забезпечується за рахунок просторової форми РК нового компресора, у тому числі складним коловим навалом вхідних кромки. Така форма дозволяє «притиснути» потік до периферійного обводу в області розвороту каналу від осьового до радіального напрямку і, як наслідок, запобігає відриву течії.

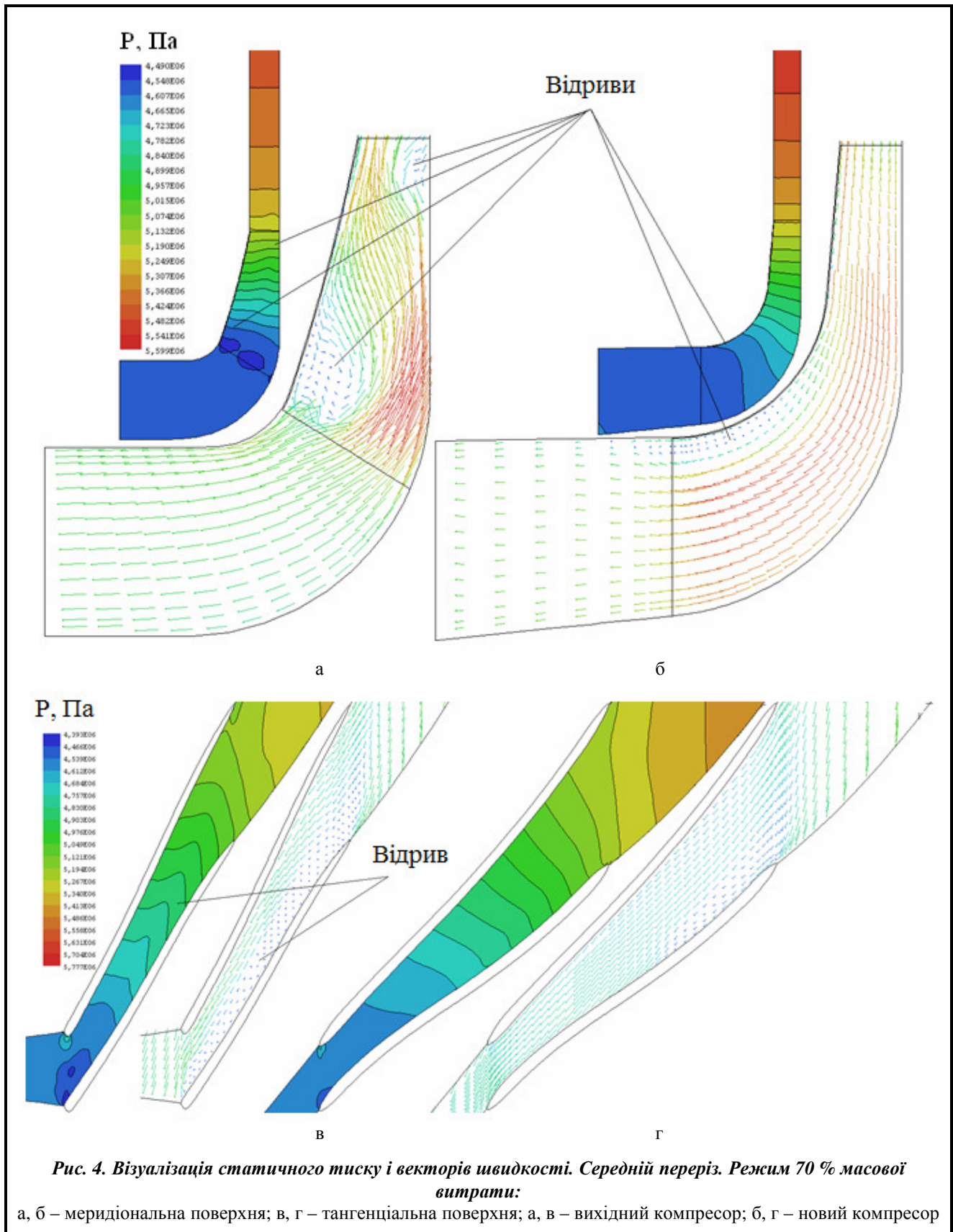
На режимі 70 % масової витрати у вихідному компресорі відриви потоку значно посилюються. Так, у середньому меридіональному перерізі чітко видно наявність двох великих відривів (рис. 4, а), у середньому тангенціальному перерізі відрив спостерігається майже у половині міжлопаткового каналу уздовж всієї сторони розрідження (рис. 4, в). У новому компресорі у середньому меридіональному перерізі присутній один відрив (рис. 4, б), однак його розміри значно менші (порівняно з вихідним компресором) і область розташування локалізована, тобто він не проникає вглиб каналу. У тангенціальній площині поблизу сторони розрідження на вихідній кромці лопатки розташована область течії, схильна до відриву (рис. 4, г), але, незважаючи на це, відрив потоку відсутній.

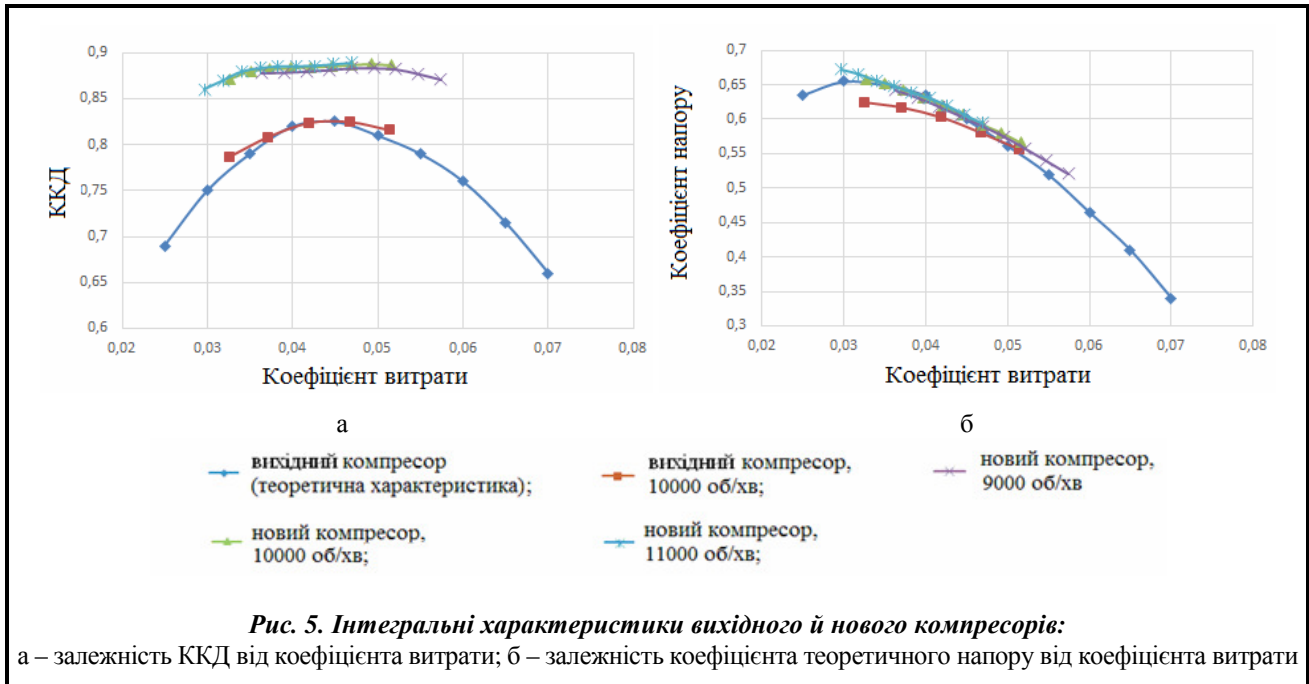
Відсутність відривів потоку на номінальному режимі і відносно незначні відриви на нерозрахункових режимах, тобто сприятлива картина обтікання, у новому компресорі є основним фактором, який забезпечив високий рівень газодинамічної досконалості (високий ККД) у всьому діапазоні режимів експлуатації розробленого компресора.

На рис. 5 подано інтегральні характеристики вихідного і нового компресорів. Для вихідного компресора наведено як теоретичну (експериментальну) характеристику, так і характеристику, отриману розрахунковим шляхом. Їхнє зіставлення показує гарне узгодження розрахункових і експериментальних даних.

Із наведених результатів видно, що розроблена нова проточна частина типового компресора має високий рівень газодинамічної досконалості і забезпечує задовільний характер обтікання в усьому діапазоні розглянутих (розрахункових і нерозрахункових) режимів роботи. Проточна частина нового компресора в номінальній точці перевершує за ККД вихідну конструкцію на 6 %. Розробку впроваджено у турбодетандерних агрегатах установок комплексної підготовки газу на видобувних підприємствах газоконденсатних родовищ Узбекистану.







Висновки

Розроблено новий аналітичний метод побудови просторових осерадіальних РК компресорів зі складними навалами вхідних і вихідних кромки. За допомогою запропонованого методу створено нове типове осерадіальне РК для компресорів турбодетандерних агрегатів з коефіцієнтами витрати в діапазоні від 0,03 до 0,06. РК має істотно просторову форму зі складним коловим навалом вхідних кромки. На відміну від існуючого типового РК у новій конструкції значно більш сприятлива структура течії, в якій майже відсутні відриви потоку. Проточна частина нового РК має високу газодинамічну ефективність і перевершує вихідний РК за ККД у всьому діапазоні режимів роботи, у тому числі в розрахунковій точці на 6 %.

Література

1. Шаровский М. А., Ивченко А. В., Шелковский М. Ю. Расчетный и экспериментальный анализ характеристик ступеней компрессора, спроектированных методом специального профилирования. *Вісн. двигунобудування*. 2006. № 3. С. 26–31.
2. Резник С. Б., Яишников В. И., Хомылев С. А., Пика Е. Л., Ершов С. В. Опыт модернизации рабочей лопатки высокоперепадной турбины с использованием расчетного и экспериментального методов. *Вісн. двигунобудування*. 2006. № 1. С. 37–41.
3. Murari P. Singh, George M. Lucas Blade Design and Analysis for Steam Turbines. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2011. 384 p. ISBN: 978-0-07-163573-8
4. Win Lai Htwe, Htay Htay Win, Nyein Aye San. Design and thermal analysis of gas turbine blade. *Intern. J. Mech. and Production Eng.* 2015. Vol. 3. Iss. 7. P. 62–66.
5. Костенко Д. Возможно ли производство электроэнергии без сжигания топлива. *Топливо-энерг. комплекс*. 2006. № 11. С. 23–24.
6. Козаченко А. Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. М.: Нефть и газ, 1999. 463 с.
7. Кемпбел Д. М. Очистка и переработка природных газов: пер. с англ. (под ред. С. Ф. Гудкова). М.: Недра, 1977. 349 с.
8. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Eng. (formerly Central European J. Eng.)*. 2015. №. 5. P. 399–410. DOI: 10.1515/eng-2015-0047
9. Бойко А. В., Усатий О. П., Бараннік В. С. Оптимізація турбінних решіток з використанням геометричних критеріїв якості обводів профілю і каналу. *Вісн. НТУ «ХПИ»*. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 9(1231). С. 6–16.

10. Luo J., Xiong J., Liu F., McBean I. Three-dimensional aerodynamic design optimization of a turbine blade by using an adjoint method. *ASME. J. Turbomachinery*. 2010. Vol. 133. № 1:011026-011026-11. DOI:10.1115/1.4001166
11. Arabnia M. Aerodynamic Shape Optimization of Axial Turbines in Three Dimensional Flow. Diss. Concordia University Montréal, Québec, Canada, 2012. 128 p.
12. Yuan X., Tanuma T., Zhu X., Lin Z., Nomura D. A CFD Approach to Fluid Dynamic Optimum Design of Steam Turbine Stages With Stator and Rotor Blades. *ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2010. Vol. 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. P. 2209–2218. DOI:10.1115/GT2010-22477
13. 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). P. 143–154.
14. Lampart P., Gardzilewicz A., Yershov S., Rusanov A. Investigation of interaction of the Main flow with root and tip leakage flows in an axial turbine stage by means of a source/sink approach for a 3D Navier-Stokes Solver. *J. Thermal Sci., Intern. J. Thermal and Fluid Sci.* 2001. Vol. 10. № 3. P. 198–204.
15. Lampart P., Rusanov A., Yershov S., Marcinkowski S., Gardzilewicz A. Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow. *Transaction ASME. J.Fluids Eng.* 2005. Vol. 127. № 1. P. 83–93. DOI:10.1115/1.1852491
16. Rusanov A.V., Lampart P., Pashchenko N.V., Rusanov R.A. Modelling 3D steam turbine flow using thermodynamic properties of steam IAPWS-95. *Polish Maritime Research*. 2016. Vol. 23. № 1. P. 61–67. DOI: 10.1515/pomr-2016-0009

Надійшла до редакції 03.09.2018