УДК 621.438 **doi: 10.20998/2078-774X.2019.03.04**

Ю. О. ЮДІН, В. П. СУБОТОВИЧ, О. В. ЛАПУЗІН, І. І. МАЛИМОН

АЕРОДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІСЕРАДІАЛЬНИХ ДИФУЗОРІВ ДЛЯ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Виконано розрахункове дослідження аеродинаміки п'яти варіантів вихідних вісерадіальних дифузорів осьового компресору газотурбінної установки ГТ-6–750. Дослідження проведене в широкому діапазоні кутів входу в дифузор компресора зі зміною форми обтічника в кожному варіанті. Розрахунки виконані у програмному комплексі Fluent. За результатами дослідження можна рекомендувати встановити модернізований варіант дифузору і відмовитись від випрямних апаратів для зменшення коефіцієнтів втрат, відривних явищ і зворотних течій.

Ключові слова: вісерадіальний дифузор, осьовий компресор, випрямний апарат, коефіцієнт втрат, кут потоку, обтічник.

Ю. А. ЮДИН, В. П. СУББОТОВИЧ, А. В. ЛАПУЗИН, И. И. МАЛИМОН

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ ДИФФУЗОРОВ ДЛЯ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Выполнено расчетное исследование аэродинамики пяти вариантов выходных осерадиальных диффузоров осевого компрессора газотурбинной установки ГТ-6-750. Исследование проведено в широком диапазоне углов входа потока в диффузор компрессора при изменении формы обтекателя в каждом варианте. Расчеты выполнены в программном комплексе Fluent. По результатам расчетов можно рекомендовать установить модернизированный вариант диффузора и отказаться от спрямляющих аппаратов для уменьшения отрывных явлений и обратных течений.

Ключевые слова: осерадиальный диффузор, осевой компрессор, спрямляющий аппарат, коэффициент потерь, угол потока, обтекатель.

YU. YUDIN, V. SUBOTOVICH, A. LAPUZIN, I. MALYMON

AERODYNAMIC INVESTIGATION OF AXIAL-RADIAL DIFFUSERS FOR AXIAL COMPRESSOR OF GAS TURBINE PLANT

The objectives of research done were to define the geometric characteristics of the fairing of axial-radial diffuser that provide the lowest overall loss coefficient (the sum of the coefficients of internal losses and output velocity losses) and evaluate the possibility for the non-use of straightening grids behind the rotor of the last stage of compressor. Using the CFD program we conducted the calculated analysis of aerodynamic characteristics for the five options of outlet axial-radial diffusers used for the axial compressor of the gas turbine plant GT-6-750. The flow for all five options of the diffuser was calculated for preset constant total pressure and total temperature at the channel input and the static pressure at the diffuser output. The angles of incidence of the flow into the channel were varied in a wide range of the values for all the options of the diffuser. A comparative analysis of the aerodynamic characteristics of the diffusers was performed and the values of the coefficients of total losses, internal losses and output velocity losses were defined. A version of the stage by-pass was suggested for the diffuser that provides the lowest coefficient of total losses in the entire range of a change in the angles of flow incidence. The diffuser of this type has a considerably reduced intensity of separation phenomena in the input axial circular channel section and in the radial channel section. For the diffusers of this type with a short input axial section and substantial radiality a conclusion was drawn up that the use of straightening grids after the rotor of the last stage of compressor is inexpedient.

Key words: axial-radial diffuser, axial compressor, straightener blade, loss factor, flow angle, fairing.

Вступ

ККД турбомашин багато в чому визначається газодинамічною ефективністю їх проточних частин, важливими елементами яких є кільцеві перехідні і вихідні дифузорні канали. Одним із шляхів підвищення економічних показників турбомашин є удосконалення аеродинаміки вихідних патрубків. Достовірну інформацію про аеродинамічну ефективність дифузорних каналів можна отримати за допомогою фізичного експерименту. У теперішній час для визначення параметрів потоку в каналах широко використовуються сучасні *CFD*-програми. Та не дивлячись на високий рівень розвитку *CFD*-розрахунків, необхідно проводити верифікацію їх результатів за базами експериментальних даних, а експериментальні дослідження неможливі без витрати значних коштів і часу. Це суттєво ускладнює вирішення проблеми поліпшення аеродинамічних характеристик таких каналів.

Застосування прямолінійних і малозігнутих кільцевих дифузорів у турбомашинах має обмеження через необхідність збільшення осьових габаритів вихлопів [1, 2]. У більшості випадків вихідні патрубки компресорів мають дифузори вісерадіальної конструкції. Для стаціонарних ГТУ слід виділити конструкції вихлопів з великими радіальністю і ступеню розширення при мінімальних осьових розмірах. Як правило у всіх конструкціях за останнім ступенем компресора є одна або дві випрямні решітки, які закручений потік за робочим колесом останнього ступеня компресора розвертають до осьового напряму.

У статті викладено результати розрахункових досліджень п'яти варіантів дифузорів для осьового компресора типу ГТ-6-750 [3]: один варіант є початковим, а чотири інших варіантів відрізняються формою контурів внутрішніх обводів.

© Ю. О. Юдін, В. П. Суботович, О. В. Лапузін, І. І. Малимон, 2019

Мета роботи

Пошук резервів підвищення аеродинамічної ефективності вихідної частини осьового компресора з вісерадіальним дифузором.

Задачі дослідження

Основне завдання дослідження полягало в визначенні аеродинамічних характеристик вісерадіальних дифузорів з різною формою обтічника в широкому діапазоні кутів потоку на вході.

В дифузорах, враховуючи рекомендації формування каналів з проміжним стисненням [2, 4], змінювалася форма обтічника (рис. 1): початковий варіант *1* дифузора повторює форму дифузора ГТ-6-750, кут твірної $\alpha_1 = 2°40'$, радіус обтічника $R_1 = 168{,}37$ мм; варіант *2*: $\alpha_1 = 8°14'$, $R_1 = 201{,}67$ мм; варіант *3*: $\alpha_1 = 10°35'$, $R_1 = 199{,}39$ мм; варіант *4*: $\alpha_1 = 3°27'$, $R_1 = 170{,}5$ мм; варіант *5*: без сходинки, $\alpha_1 = 3°$, $R_1 = 184{,}74$ мм.

Вздовж довжини вісерадіального каналу, починаючи з місця ($L = 0$), де розташована сходинка (113 мм від вхідного перерізу моделі дифузору до сходинки), визначений локальний ступінь розширення $n = F_i/F_{вх}$ вздовж довжини L вісерадіальної частини каналу. Вхідна площа $F_{вх}$ для всіх варіантів приймалась однаковою і визначена у перерізі на мінімально короткій відстані перед сходинкою, тому при $L = 0$ у варіанті *5* без сходинки ступінь розширення n дорівнює 1, а у інших варіантах зі сходинками $n < 1$.

Розрахунки виконувались у програмному комплексі *Fluent* у вісесиметричній постановці (радіус втулки на вході 315,5 мм). Задавались такі граничні умови: повний тиск на вході в дифузор $P^* = 606$ кПа; повна температура потоку на вході в дифузор $T^* = 515{,}4$ К; статичний тиск на виході з дифузора $P = 591{,}94$ кПа; робоче тіло – повітря.

Геометрія дифузорів та розрахункова сітка побудовані за такими параметрами: основна сітка трикутна з відстанню між точками 2, сітка примежового шару з параметрами $a = 0{,}005$, $b/a = 1{,}08$, $rows = 45$, $y^+ < 4$. Тут a – відстань від стінки дифузора до першої лінії сітки примежового шару; b – відстань між першою і другою лініями примежового шару; b/a – фактор росту; $rows$ – кількість ліній, що утворюють примежовий шар.

Для всіх варіантів дифузорів використовувалася модель турбулентності *Spalart-Allmaras* (*SA*). На кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ» проводилися дослідження впливу різних моделей турбулентності на розрахункові характеристики течії у вісекільцевих дифузорах, які засвідчили, що модель *SA* у порівнянні з іншими моделями дає найкращий збіг результатів розрахунків з експериментальними даними [5].

Розрахунки для кожного варіанта дифузора виконані для кутів потоку на вході в канал $\alpha_{вх}$, які дорівнювали 90°, 75°, 60°, 45° (відлік кута ведеться від колового напряму). Кут 45° є найбільш наближеним до кута потоку за робочим колесом останнього ступеня компресора, тобто перед першою випрямною решіткою, а кут 90° (осьовий потік) має місце за другою випрямною решіткою на вході в дифузор.

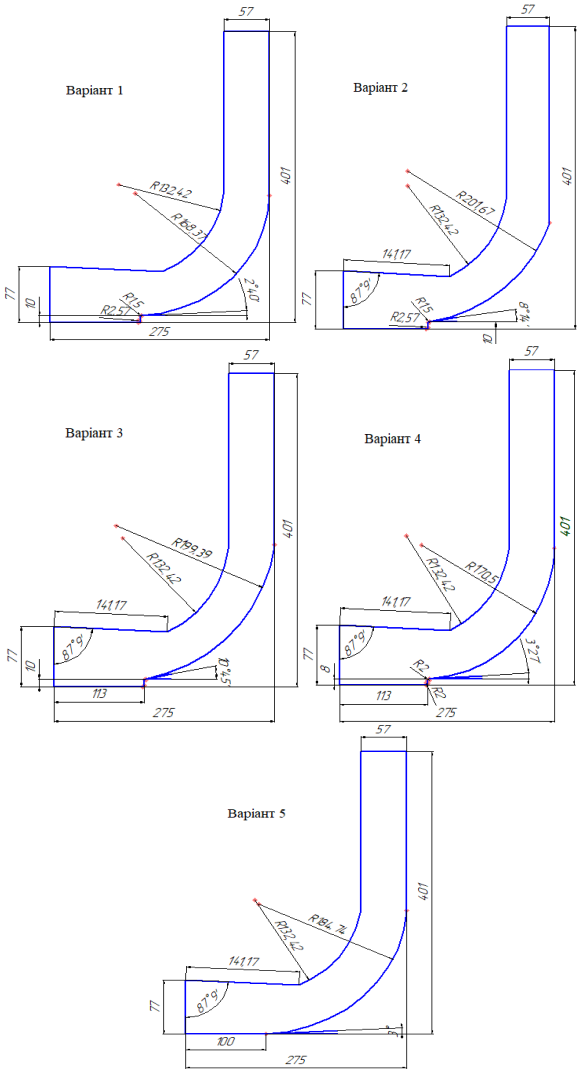


Рис. 1 – Варіанти дифузорів

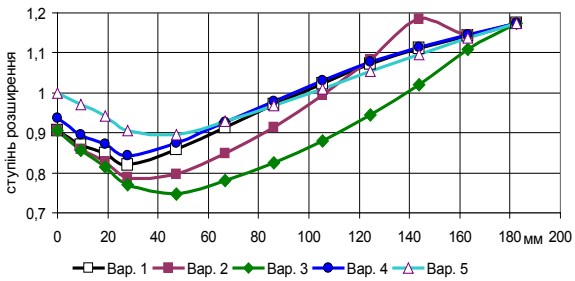
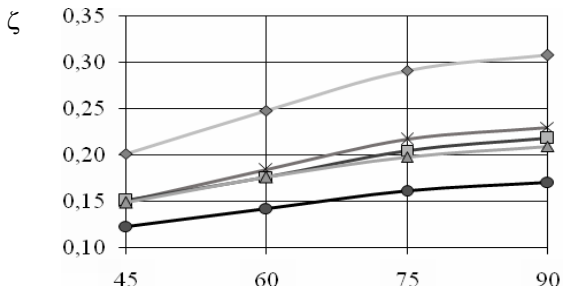


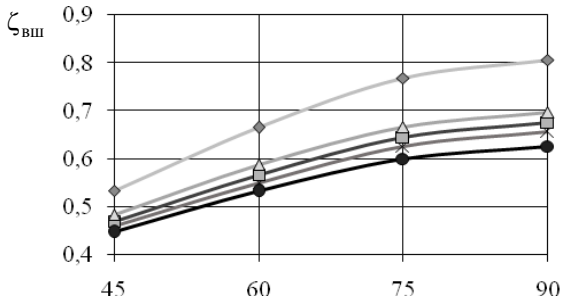
Рис. 2 – Локальна ступінь розширення n вздовж вісерадіальної частини каналу дифузора L

Результати розрахунків

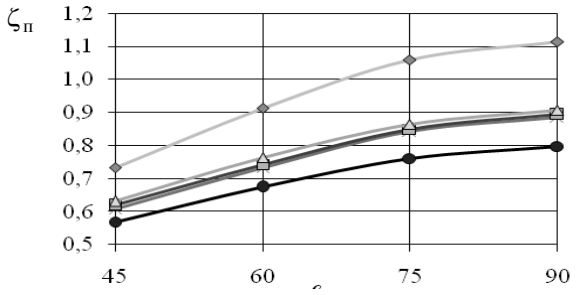
Порівняння дифузорів проводилося за коефіцієнтами втрат, які традиційно використовуються для оцінки ефективності дифузорів [1, 9] та представлені на рис. 3 в залежності від кута входу потоку $\alpha_{вх}$.



а



б



в

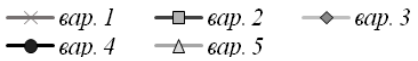


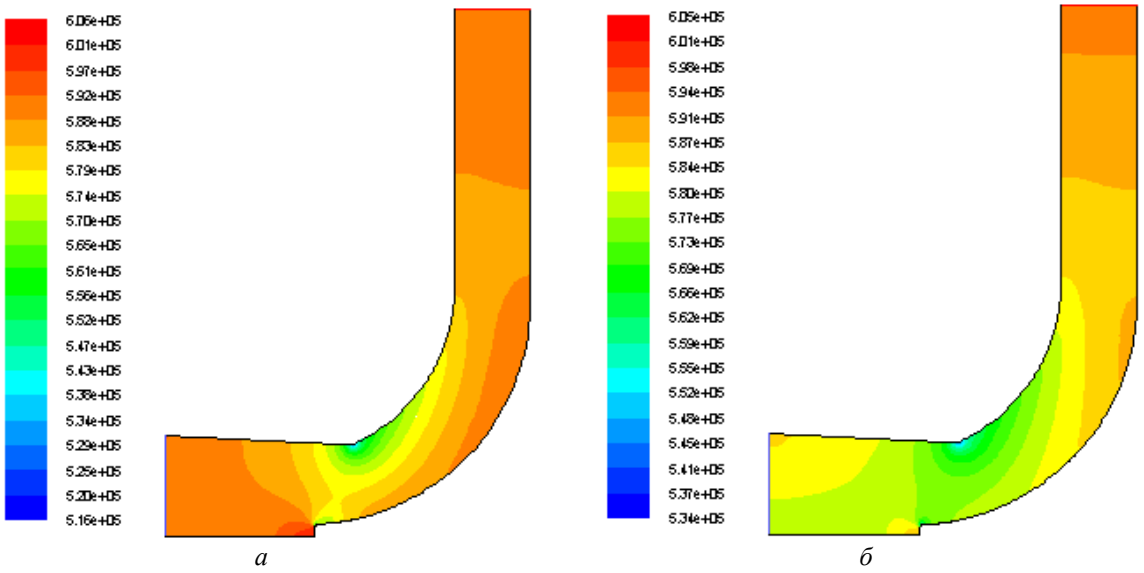
Рис. 3 – Розподіл коефіцієнтів втрат у залежності від кута входу потоку $\alpha_{вх}$ в дифузори:
а – коефіцієнти внутрішніх втрат ζ;
б – коефіцієнти втрат з вихідною швидкістю $\zeta_{вш}$;
в – коефіцієнти повних втрат $\zeta_{п}$

У дослідженому діапазоні кутів входу потоку $\alpha_{вх} = 45°…90°$ для всіх дифузорів характерно зниження коефіцієнтів втрат при збільшенні закрутки потоку на вході $\Delta\alpha_{вх} = 90° - \alpha_{вх}$. Максимальні втрати мають місце для кута $\alpha_{вх} = 90°$, мінімальні – для кута $\alpha_{вх} = 45°$. Спостерігається загальна тенденція: чим більше величина коефіцієнта втрат дифузора при осьовому вході потоку, тим більший темп його зниження при зменшенні кута входу потоку. Наприклад, при зменшенні кута $\alpha_{вх}$ з 90° до 45° у найгіршому варіанті *3* коефіцієнти втрат знижуються в 1,5–1,6 рази, а у кращому варіанті *4* – у 1,35–1,4 рази. Коефіцієнти повних втрат знижуються у варіанті *3* з 1,11 до 0,73, а у варіанті *4* з 0,8 до 0,57. Таким чином, різниця між коефіцієнтами втрат дифузорів, що досліджувались, зменшується при зростанні кута закрутки потоку на вході у дифузори такого типу.

Варіант *4* при всіх кутах входу потоку має мінімальні коефіцієнти втрат у порівнянні з іншими варіантами (рис. 3). За розподілом локального ступеня розширення варіант *4* близький до початкового варіанту *1* дифузора (рис. 2), але на перший погляд незначні зміни геометрії обтічника за рахунок раціональної висоти сходинки, збільшення кута твірної α_1 і радіуса обтічника R_1 (рис. 1) дозволило у варіанті *4* отримати менший темп зростання локального ступеня розширення вздовж довжини вісерадіальної ділянки дифузора. Це позитивно вплинуло на течію і розподіл параметрів. На рис. 4, 5 і 6 зображено розподіл статичного тиску, числа Маха та швидкості поблизу сходинки у початковому варіанті *1* з кутом входу потоку 90° (рис. 4*а*, 5*а*, 6*а*,) і у варіанті *4* з кутом входу потоку 45° (рис. 4*б*, 5*б*, 6*б*). При цьому куті входу течія у варіанті *4* практично не має відривних явищ у всьому об'ємі дифузора. У початковому варіанті 1 (кут 90°) мають місце відривання потоку як поблизу сходинки (рис. 6*а*), так і в радіальній частині дифузора, де відрив починається відразу за вісерадіальною ділянкою і розповсюджується до вихідного перерізу (рис. 5*а*).

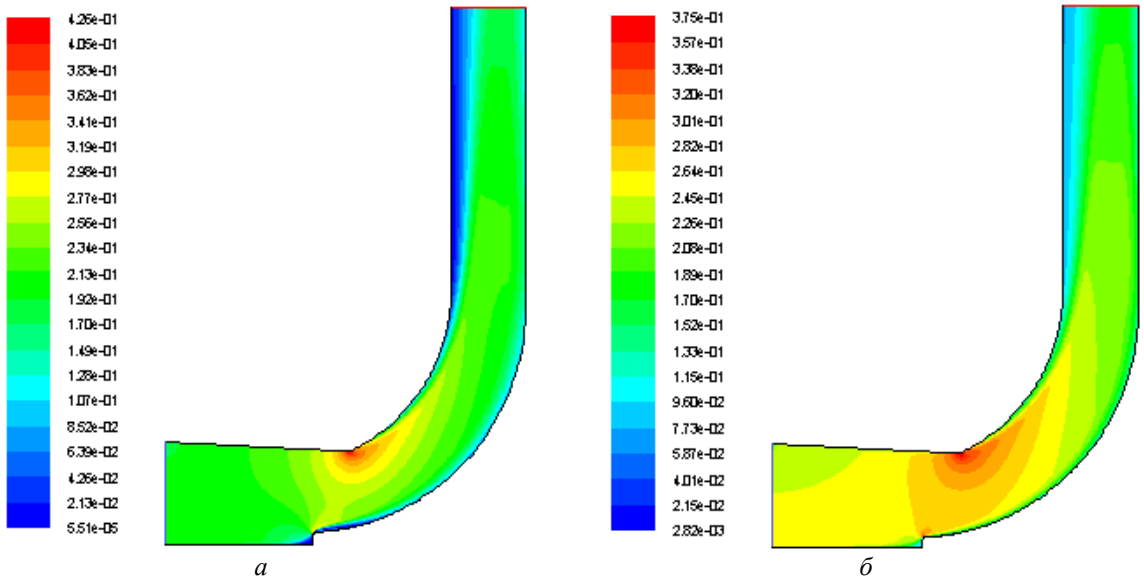
Відмова від випрямних апаратів у варіанті *4*, що відповідає куту входу 45°, у порівнянні з початковим варіантом *1* з кутом входу потоку у дифузор 90°, який забезпечується двома випрямними апаратами (коефіцієнт внутрішніх втрат кожного дорівнює ~0,035), дозволить суттєво знизити втрати. Якщо врахувати вплив коефіцієнтів втрат випрямних апаратів на збільшення коефіцієнтів внутрішніх і відповідно повних втрат варіанта *1*, то коефіцієнт внутрішніх втрат дифузора можна знизити у 2,5 рази, а коефіцієнт повних втрат у 1,7 рази.

Крім цього, це дозволить поліпшити характеристики компресора на змінних режимах, коли при зміні кутів виходу потоку за робочим колесом останнього ступеня випрямний апарат працює з кутами атаки, що супроводжується відривами потоку від поверхонь випрямного апарата та значним ростом втрат на ділянці «випрямний апарат – дифузор» [6–8].



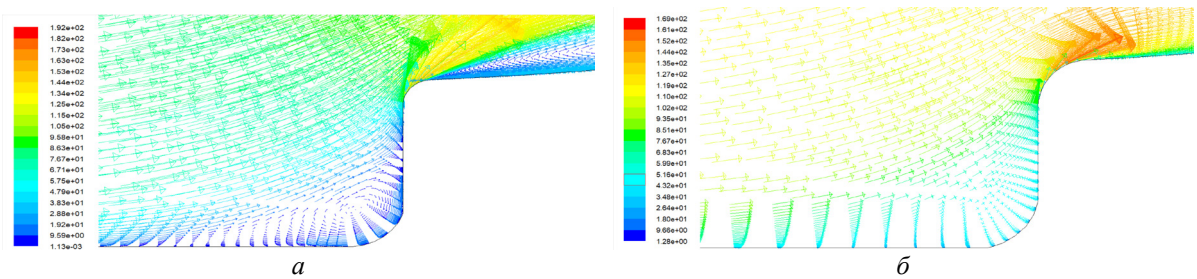
а *б*

Рис. 4 – Розподіл статичного тиску в дифузорах:
а – варіант *1*, $\alpha_{вх} = 90°$; *б* – варіант *4*, $\alpha_{вх} = 45°$



а *б*

Рис. 5 – Розподіл числа Маха в дифузорах
а – варіант *1*, $\alpha_{вх} = 90°$; *б* – варіант *4*, $\alpha_{вх} = 45°$



а *б*

Рис. 6 – Розподіл швидкості вздовж сходинки:
а – варіант *1*, $\alpha_{вх} = 90°$; *б* – варіант *4*, $\alpha_{вх} = 45°$

Висновки

За результатами розрахунків п'яти варіантів вихідних дифузорів осьового компресора газотурбінної установки ГТ-6-750 встановлено, що при осьовому вході у дифузор тільки за рахунок модернізації внутрішнього обводу можна знизити коефіцієнти втрат у дифузорі по відношенню до початкового варіанту більш ніж на 10%.

Дослідження у широкому діапазоні кутів входу потоку у дифузори показали, що даний тип дифузорів (коротких в осьовому напрямку і з великою радіальністю) має значно нижчі втрати при куті 45º, що близький до напряму потоку за робочими лопатками останнього ступеня, ніж при куті 90º, який має місце за традиційно встановленими випрямними апаратами.

Пропонується для даного типу дифузорів відмовитися від двох випрямних апаратів і, таким чином, крім зниження внутрішніх втрат вісерадіального дифузора у ~2,5 рази, поліпшити характеристики компресора на змінних режимах. Це також зменшує металоємність, вартість і спрощує конструкцію осьового компресора.

Список літератури

1. Дейч М. Е, Зарянкин А. Е. *Газодинамика диффузоров и выхлопного патрубка турбомашин*. Москва: Энергия, 1970, 273 с.
2. Мигай В. К., Гудков Э. И. *Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин*. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. 272 с.
3. Шубенко-Шубин Л. А., Лисецкий Н. Л., Шварц В. А., Корж П. И. *Газотурбинные установки : атлас конструкций и схем.* Москва: Машиностроение, 1967.
4. Cherry E. M., Padilla A. M., Elkins C. J., Eaton J. K. Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake. *International journal of heat and fluid flow*. 2010. Vol. 31. P. 569–575.
5. Суботович В. П., Юдін Ю. О., Юдін О. Ю., Темченко С. О. Про результати аеродинамічних розрахунків вісекільцевих конічних дифузорів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). С. 131–135. Бібліогр.: 8 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.
6. Кистойчев А. В. *Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ*. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. 120 с.
7. Эккерт Б. *Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет*. Москва: Машгиз, 1959. 680 с.
8. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*. Москва: Машиностроение, 1986. 432 с.
9. Субботович В. П., Юдин Ю. А., Лапузин А. В., Юдин А. Ю., Швецов В. Л. Влияние неосесимметричного вдува потока в диффузоре на работу выхлопного патрубка ЦНД турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). С. 24–28. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

References (transliterated)

1. Deich, M. E. and Zaryankin A. E. (1970), *Gazodinamika diffuzorov i vyhlopnyh patrubkov turbomashin* [Diffusers and exhaust chamber turbomachinery gas dynamics], Jenergija [Energy], Moscow, Russia.
2. Migay, V. K. and Gudkov, E. I. (1981), *Proektirovanie i raschet vyihodnyih diffuzorov turbomashin* [Design and calculation of output diffusers of turbomachines], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
3. Shubenko-Shubin L. A.. Liseckij N. L.. Shvarc V. A. and Korzh P. I. (1967), *Gazoturbinnyye ustanovki: Atlas konstruktsiy i skhem* [Gas-turbine installations: Atlas of the constructions and charts], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
4. Cherry E. M. (2010), "Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake", *International journal of heat and fluid flow*, vol. 31, pp. 569–575.
5. Subotovich, V., Yudin, Yu., Yudin, A. and Temchenko, S. (2016), "On the Data of Aerodynamic Computations of Axiannular Divergent Cones", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 131–135, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.
6. Kistoychev A. V. (2014), *Proektirovanie lopatochnogo apparata osevykh kompressorov GTU* [Design of blade row of axial compressors], Izd-vo Ural. un-ta [Publishing Ural University], Ekaterinburg, Russia.
7. Ekkert B. (1959), *Osevye i tsentrobezhnye kompressory. Primenenie, teoriia, raschet* [Axial and centrifugal compressors. Application, theory, calculation], Mashgiz, Moscow, Russia.
8. Kholshchevnikov K. V., Emin O. N.and Mitrokhin V. T. (1986), *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft impeller machine], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
9. Subotovich, V., Yudin, Yu., Lapuzin, A., Yudin, A. and Shvetsov, V. (2017), "Influence of Nonaxisymmetric Flow Injection into the Diffuser on the Turbine LPC Exhaust Nozzle", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 24–28, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

Надійшла (received) 12.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Юдін Юрій Олексійович (Юдин Юрий Алексеевич, Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9770-2273.

Суботович Валерій Петрович (Субботович Валерий Петрович, Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківский політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: subotovych@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7051-4758.

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: aleksanderlapuzin@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6445-3979.

Малимон Іван Іванович (Малимон Иван Иванович, Malymon Ivan) – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3162-4137.