

ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОПАТОЧНЫХ ДИФFUЗОРОВ КЛИНОВИДНОЙ ФОРМЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Варсегов В.Л.* , Абдуллах Б.Н.А.**

Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева — КАИ,
КНИТУ-КАИ, ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия

* e-mail: varsegov@mail.com

** e-mail: Kuragorony@gmail.com

Статья поступила в редакцию 16.09.2019

Проведена оптимизация геометрии лопаток диффузоров клиновидной формы центробежного компрессора (ЦБК), влияющей на коэффициент потери полного давления ξ и коэффициент восстановления статического давления C_p в диффузоре при разных углах входа $\alpha_{3л}$. Основной акцент сделан на исследовании течения рабочего тела в межлопаточных каналах диффузора и влияния геометрии клиновидного диффузора на эффективность центробежного компрессора при разных углах на входе лопаток диффузора на основе численного анализа. В статье представлены также результаты численного исследования проточной части компрессора, т.е. совместной работы рабочего колеса (РК) с диффузором для оценки качества геометрии и работы диффузора с целью повышения эффективности компрессора. Проектирование узлов центробежного компрессора осуществлено с помощью программных пакетов Ansys Workbench (Vista CCD, Fluid flow CFX) и Solidworks для профилирования лопаток диффузора.

Ключевые слова: малоразмерный ТРД, диффузор, центробежный компрессор, оптимизация геометрии, коэффициент потери полного давления, коэффициент восстановления полного давления.

Введение

Оптимизация геометрических параметров ЦБК является важнейшим фактором улучшения газодинамических характеристик и повышения коэффициента полезного действия малоразмерного турбореактивного двигателя (МТРД). В связи с этим рассматривается задача оптимизации параметров рабочего процесса и улучшения аэродинамического качества профиля лопаток диффузора ЦБК. Форма и геометрия лопаток диффузора существенно влияют на газодинамические характеристики двигателя, поэтому оптимизация конструкции ЦБК начинается с выбора формы лопаток и углов [1]. Объектами исследования являются лопатки диффузора клиновидной формы. Для нахождения оптимальной геометрии лопаток диффузора, при которой диффузор работает без отрыва, ставится задача моделирования, с использованием методов численной газодинамики, течения в диффузорном канале с различными углами на входе.

Создание конкурентоспособного малоразмерного ТРД в современных условиях развития авиадвигателестроения требует обеспечения высоких значений КПД узлов при высокой степени повышения давления. ЦБК находят широкое применение при создании малоразмерных газотурбинных двигателей, которые применяются для беспилотных летательных аппаратов и газотурбинных энергетических установок.

Использование численного моделирования газодинамики течения в элементах двигателя позволяет значительно сократить время и материальные затраты на проектирование узлов малоразмерного ТРД.

Для обеспечения высоких значений КПД и степени повышения давления компрессора проводится численный газодинамический расчет в программе Ansys Workbench (Fluid flow CFX), которая дала возможность проводить исследование течения воздуха в межлопаточных каналах диффузора [2].

Расчетная сетка и граничные условия

Построение структурированной гексаэдрической сетки для всех элементов ступени выполнено в Ansys Turbogrid. При расчете ЦБК наиболее приемлема SST-модель Ментера (перенос сдвиговых напряжений), которая является некой комбинацией моделью турбулентности, основанной на использовании $K-\omega$ -модели в пристеночных областях и $K-\epsilon$ -модели в областях, находящихся на достаточном удалении от стенки. Этот комбинированный метод заключается в преобразовании уравнений $K-\epsilon$ -модели к $K-\omega$ -формулировке. Уравнения видоизмененной $K-\epsilon$ -модели дополняются стыковочной функцией 1-F1. Функция F1 принимает значение $F1 = 1$ вблизи поверхности и обращается в ноль за пределами пограничного слоя, т.е. на линии границы пограничного слоя и за его пределами $K-\epsilon$ -модель возвращается к первоначальной, стандартной формулировке [3, 4].

Эта модель показала хорошие результаты при расчете течений в зоне отрыва и при сильном продольном градиенте давления. Она учитывает перенос касательных напряжений [5].

Для преобразования уравнений стандартной $K-\epsilon$ -модели к уравнениям в $K-\omega$ -формулировке воспользуемся формулой связи между параметрами ω и ϵ [6]:

$$\omega = \frac{\epsilon}{\beta_0^* K},$$

откуда

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{K\beta_0^*} \left(\frac{d\epsilon}{dt} - \frac{\epsilon}{k} \frac{dK}{dt} \right).$$

Подставляем эти формулы в уравнения $K-\epsilon$ и получаем, что в преобразованном виде стандартная $K-\epsilon$ -модель имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j K)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta_0^* \rho K \omega; \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ \alpha_2 \frac{\omega}{K} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 + \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{aligned}$$

где числовые константы

$$\beta_0^* = C_w = 0,09; \quad \alpha_2 = (C_{\epsilon 1} - 1) = 0,44;$$

$$\beta_2 = (C_{\epsilon 1} - 1) = 0,0828.$$

Проектирование лопаточного диффузора клиновидной формы для ступени центробежного компрессора

Лопаточный диффузор (ЛД) предназначен для дальнейшего преобразования кинетической энергии в потенциальную энергию статического давления. Он представляет собой кольцевую диффузорную решетку профилей, вследствие воздействия которой на поток скорость уменьшается интенсивнее, чем в щелевом диффузоре [7]. Существует несколько типов ЛД:

- диффузор с лопатками дуговой формы постоянной толщиной;
- аэродинамический диффузор;
- многокаскадный диффузор;
- диффузор с лопатками пластинчатой формы постоянной толщиной;
- диффузор клиновидной формы;
- канальный диффузор.

Диффузор клиновидной формы и диффузор с лопатками дуговой формы постоянной толщины чаще всего применяются в малоразмерных ТРД. С точки зрения газодинамики в аэродинамическом лопаточном диффузоре меньше срыв потока, поэтому у ЦБК с таким диффузором КПД больше [8].

Параметры, задаваемые при проектировании щелевого и лопаточного диффузора для проведения газодинамического расчета в программе Fluid Flow CFX, представлены в таблице.

Чтобы связать поверхности РК и диффузоров, использовался интерфейс Stage (рис. 1). Данный

Параметры	Значения
Давление на входе в диффузор, Па	320000
Температура на входе в диффузор, К	340
Статическое давление на выходе, Па	250000
Количество сегментов диффузора, шт.	14
Начальный радиус сегментов r_3 , мм	107
Выходной радиус сегментов r_4 , мм	142
Ширина диффузора b_3 , мм	10
Толщина сегментов диффузора на входе, мм	2
Входной угол сегментов диффузора α_3 , градусы	10...35
Выходной угол сегментов диффузора α_4 , градусы	50...75

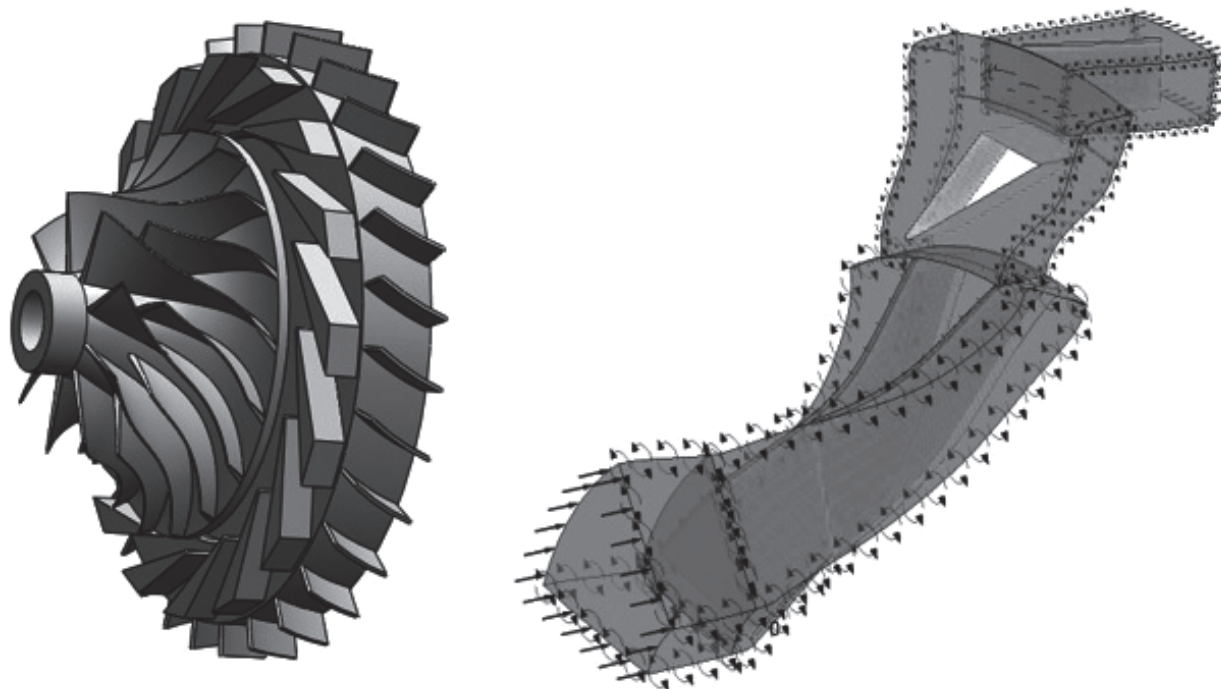


Рис. 1. Проточная часть ЦБК с диффузором клиновидной формы

тип интерфейса используется для решения задач в стационарной постановке, при этом параметры потока на границах раздела усредняются по окружности. То есть данный тип интерфейса предназначен для определения интегральных характеристик ступени. Различная угловая протяженность секторов РК и диффузоров учитывается интерфейсом Stage автоматически [9, 10].

Численный анализ диффузора клиновидной формы ЦБК

Течение рабочего тела в диффузоре, как и в межлопаточных каналах турбомашин, имеет сложный пространственный и нестационарный характер. Течение может быть до-, транс- или сверхзвуковым. Поток в межлопаточных каналах диффузора имеет значительную турбулентность. На лопатке области ламинарного, переходного и турбулентного течения могут присутствовать одновременно в одном лопаточном диффузоре. Вязкие и турбулентные области подвергаются воздействию сложных напряжений из-за наличия больших градиентов давления по всем трем направлениям (рис. 2), вращения, кривизны канала, наличия ударных волн, взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем [11].

Потери на отрыв являются одной из наиболее существенных составляющих общих потерь энергии в лопаточном венце. В основном потери на отрыв зависят от угла натекания потока на решет-

ку. С увеличением угла натекания возникает отрыв со спинки. Со спинки центробежные силы отселяют поток от поверхности лопатки, и он активно взаимодействует с потенциальным ядром потока, а со стороны корытца поток прижимается к поверхности лопатки центробежными силами и там локализуется, вызывая меньшие потери энергии [12].

Поток имеет неоднородное поле скоростей и давлений в межлопаточных каналах по высоте канала, особенно у поверхностей лопаток, где наблюдаются большие градиенты параметров потока. Поскольку поток вблизи поверхностей лопаток имеет более низкую скорость и кинетическую энергию, чем в ядре, возникает неуравновешенность между градиентом давления и центробежным ускорением. Таким образом, поток у поверхностей лопаток прижимается к спинке. Попадая на спинку, токи вызывают набухание пограничного слоя, и образуется вихрь (рис. 3). Вихри вращаются в противоположные стороны, и направления их вращения соответствуют направлению перетекания [13, 14].

С целью уменьшения влияния отрыва на эффективность работы компрессора, исследовалось влияние угла лопаток $\alpha_{3л}$. В диффузоре отрыв потока может произойти даже при малых углах лопаток $\alpha_{3л}$, и интенсивность влияния отрыва постепенно увеличится, а это приводит к потере энергии. Энергия, в свою очередь, не идет на вы-

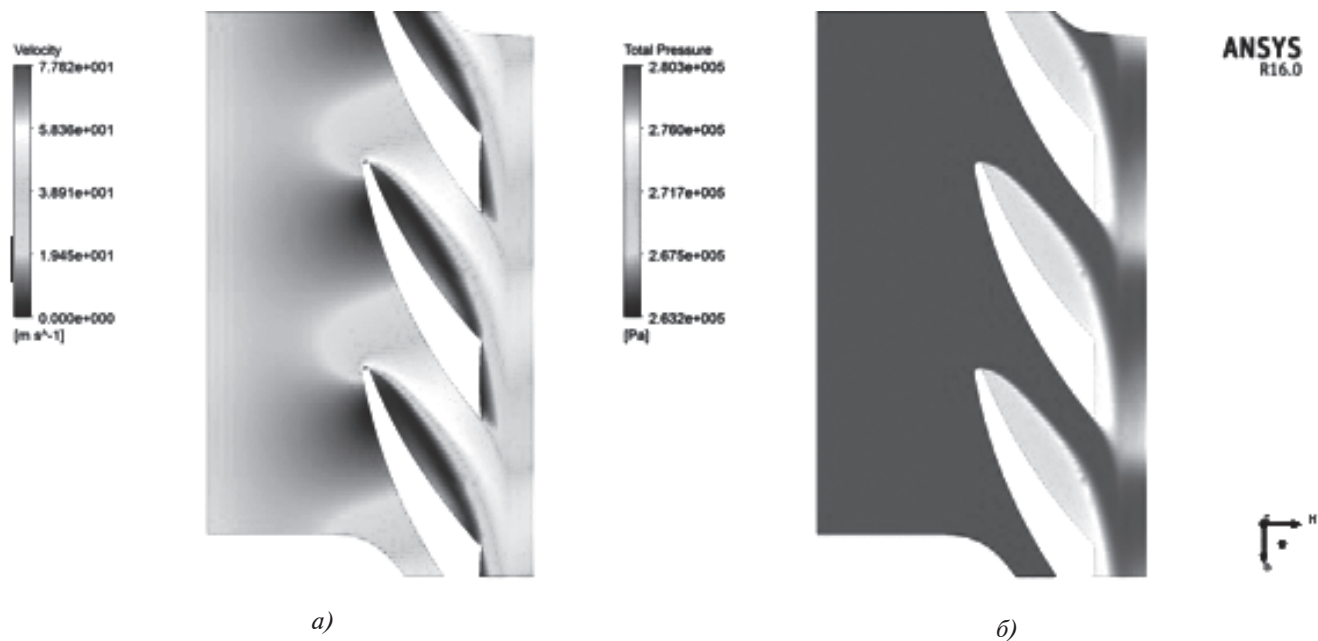


Рис. 2. Градиенты параметров потока: *a* — скорость *б* — давление

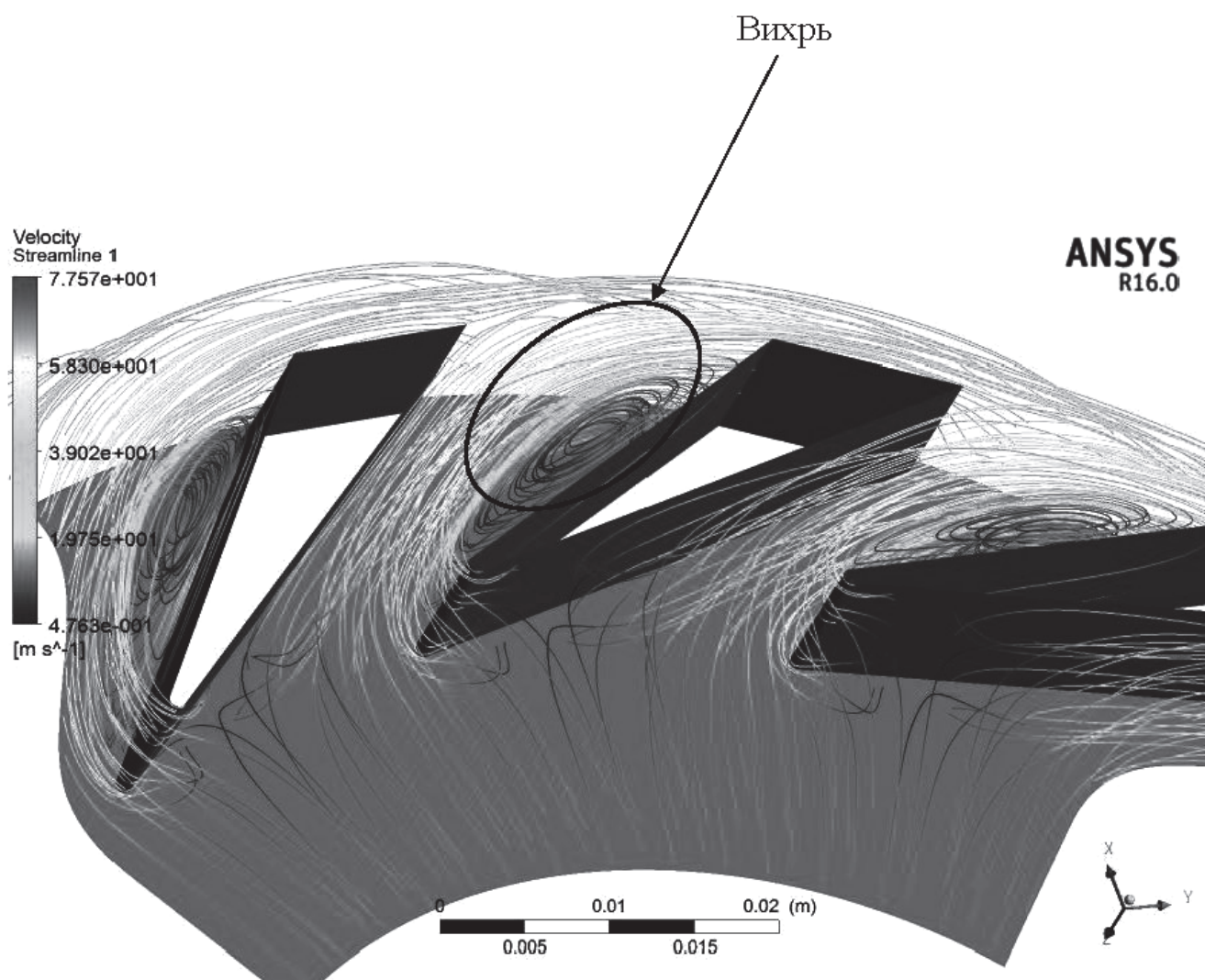


Рис. 3. Вихреобразование около спинки лопаток диффузора

полнение основной функций компрессора и является потерей [15]. На рис. 4 изображено течение потока в диффузоре при углах натекания 10 и 35°. Как видно из рис. 4,а, при угле $\alpha_{3л} = 10^\circ$ отрыв происходит не по всей поверхности спинки, а лишь в начале спинки лопаток, где градиент давления ещё больше тормозит движение частиц воздуха. Это может привести к остановке жидкости в пограничном слое и даже вызвать движение в обратном направлении [16]. При этом основной поток как бы отсасывается от стенки – происходит отрыв. При угле 10° не только происходит отрыв на спинке ЛД, но и за выходными кромками лопаток образуется разрежение (донный эффект). В эту зону стекают пограничные слои и подсасываются частички из ядра потока. За решеткой образуется вихревая структура – так называемый закрученный след. При возникновении отрыва потока от стенки канала значительная часть кинетической энергии может переходить в энергию вихревого течения с последующим превращением в тепло [17].

Как видно из рис 4,б, при угле 35° структура потока более благоприятная в результате управ-

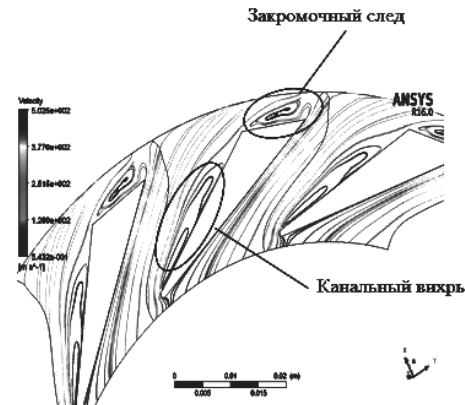
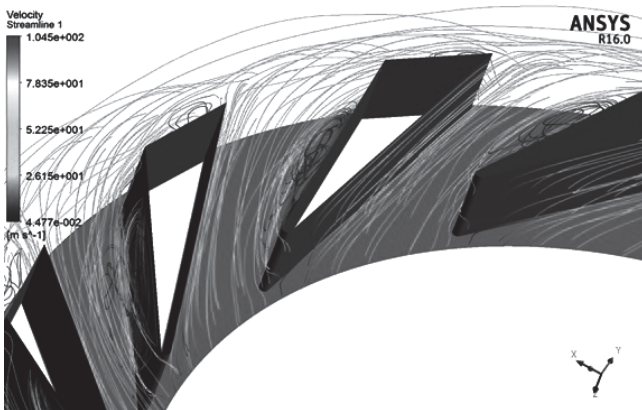
емого торможения потока, которое обеспечивается спроектированной геометрией сегментов.

В результате газодинамического расчета ЛД в Ansys CFX определены безразмерные газодинамические характеристики диффузоров. На рис. 5 представлены зависимости коэффициента потери полного давления ξ и идеального коэффициента восстановления статического давления C_p от лопаточного угла входа $\alpha_{3л}$. Из-за наличия отрыва при угле $\alpha_{3л} = 10^\circ$ коэффициент потери полного давления ξ достигает максимального значения, а идеальный коэффициент восстановления статического давления C_p достигает минимального значения. Коэффициент восстановления статического давления определялся по формуле

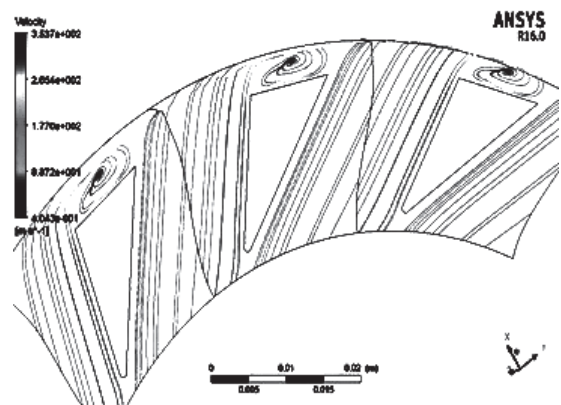
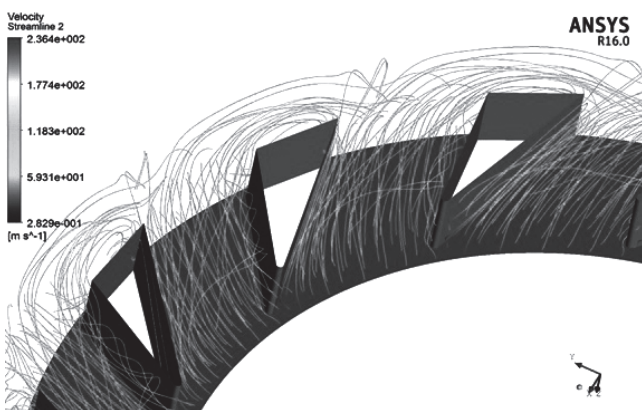
$$C_p = \frac{P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВХ}}^* - P_{\text{ВХ}}}$$

Коэффициент потери полного давления:

$$\xi = \frac{P_{\text{ВХ}}^* - P_{\text{ВЫХ}}^*}{P_{\text{ВХ}}^* - P_{\text{ВХ}}}$$



а)



б)

Рис. 4. Образование вихря при углах: а – $\alpha_{3л} = 10^\circ$; б – $\alpha_{3л} = 35^\circ$

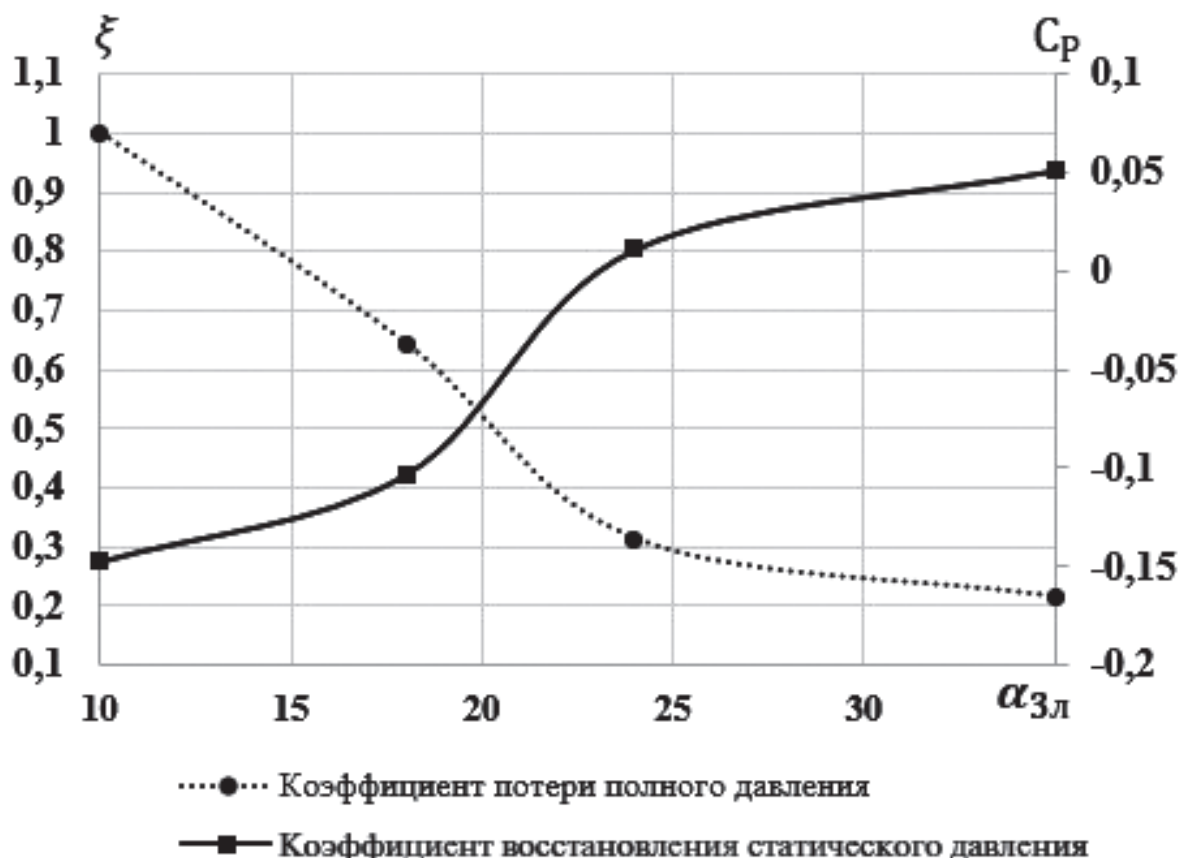


Рис. 5. Зависимости коэффициента потери полного давления и коэффициента восстановления статического давления от лопаточного угла на входе в диффузор

Результаты численного исследования проточной части ЦБК

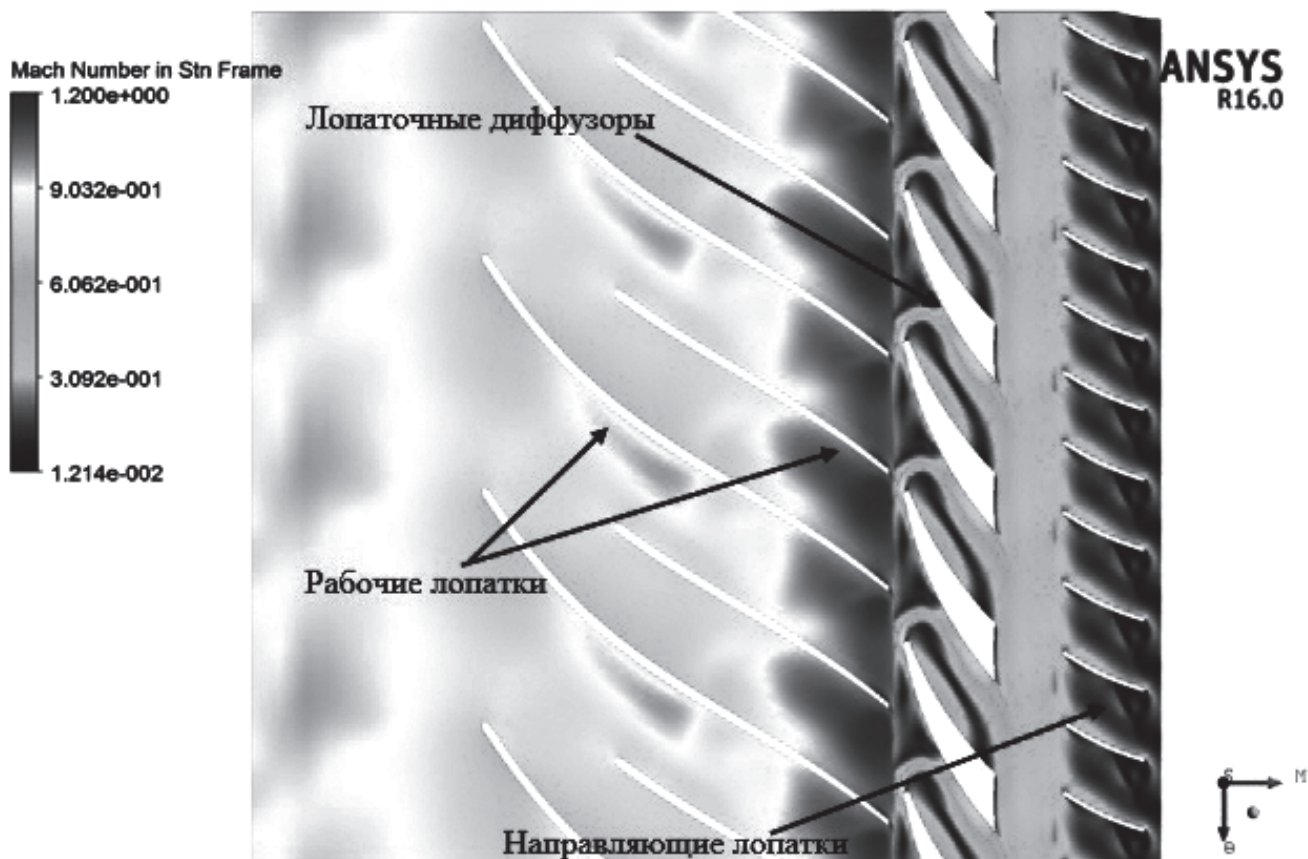
Скорость потока воздуха в межлопаточных каналах ЦБК может достигать скорости звука и превышать ее. В компрессорах сверхзвуковая скорость наблюдается на входе в решетку. Торможение сверхзвукового потока в канале сопровождается возникновением скачков уплотнения, сопровождающихся значительными потерями энергии, которые называются волновыми. Ещё большие потери возникают от взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем, что вызывает крупномасштабный отрыв пограничного слоя [18]. На рис. 6 представлена скорость потока воздуха в межлопаточных каналах ЦБК при разных углах $\alpha_{3л}$. На входе в решетку ЛД число Маха превышает единицу при угле $\alpha_{3л} = 10^\circ$, и это приводит к тому, что в межлопаточных каналах диффузоров поток тормозится и вызывает крупномасштабный отрыв, а при $\alpha_{3л} = 35^\circ$ воздух течет почти без отрыва, поэтому при таком варианте компрессор работает более эффективно [19].

Судя по коэффициенту торможения воздуха в относительном движении (критерий Де Халлера), ЦБК с диффузором при $\alpha_{3л} = 35^\circ$ является более эффективным, поскольку $K_{дх} > 0,7$ и в таком случае отсутствует отрыв потока в канале РК [20]. Обычно $K_{дх} = 0,5 \dots 0,75$, он определяется по формуле

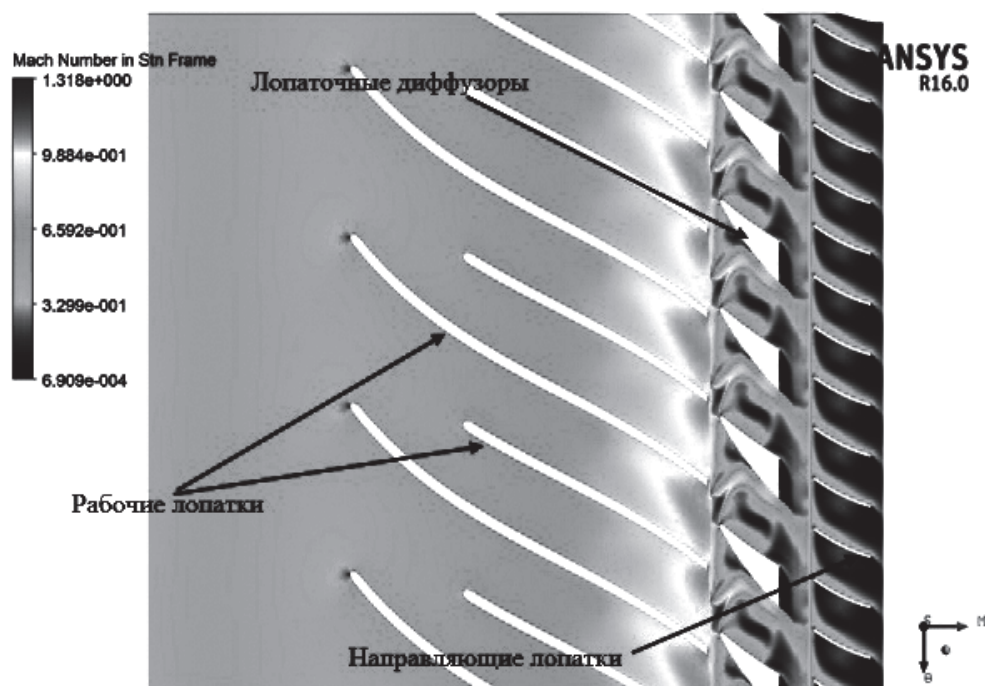
$$K_{дх} = \frac{W_2}{W_{1пер}}$$

Выводы

Как видно из результатов оптимизации ЛД, в некоторых случаях в диффузоре течение сопровождается отрывом потока, и это приводит к снижению эффективности компрессора. Воздействие на него, как правило, преследует цель ослабить интенсивность отрыва путем нахождения оптимальных входных углов лопаток диффузора. При угле $\alpha_{3л} = 10^\circ$ течение сопровождается отрывом потока, поскольку со стороны спинки образуется отрыв



а)



б)

Рис. 6. Число Маха в проточной части ЦБК при углах: а — $\alpha_{3л} = 10^\circ$; б — $\alpha_{3л} = 35^\circ$

и при возникновении отрыва потока от стенки канала значительная часть кинетической энергии может переходить в энергию вихревого течения с последующим превращением в тепло, что в резуль-

тате приводит к снижению степени повышения давления компрессора. При угле $\alpha_{3л} = 35^\circ$ структура потока более благоприятная в результате уп-

рвляемого торможения потока, которое обеспечивает максимальную эффективность, т.е. безотрывное течение в широком диапазоне скорости потока на входе, а также наиболее равномерные поля распределения параметров потока на выходе. При угле $\alpha_{3л} = 35^\circ$ коэффициент потери полного давления ξ достигает минимального значения, а идеальный коэффициента восстановления статического давления C_p достигает максимального значения.

Входной угол лопаток диффузора существенно влияет на повышение профильных потерь. При угле $\alpha_{3л} = 10^\circ$ число Маха значительно увеличивается, особенно на периферийном сечении, а при угле $\alpha_{3л} = 35^\circ$ число Маха не превышает единицы на входе в решетку лопаток диффузора.

Библиографический список

1. Чумаков Ю.А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров транспортных газотурбинных и комбинированных двигателей: Учебное пособие. — М.: МГТУ МАМИ, 2009. — 72 с.
2. Осипов И.В., Ремчуков С.С. Малоразмерный газотурбинный двигатель со свободной турбиной и теплообменником системы регенерации тепла в классе мощности 200 л.с. // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 81-90.
3. Щербаков М.А., Юн А.А., Марчуков Е.Ю., Крылов Б.А. Применение современных пакетов вычислительной гидродинамики в расчете выходного устройства воздушно-реактивного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17. № 5. С. 116-120.
4. Щербаков М.А., Юн А.А., Крылов Б.А. Сравнительный анализ моделей турбулентности с использованием научного кода «Fastest-SD» и коммерческого пакета ANSYS CFX // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 5. С. 116-122.
5. Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А. Влияние расчетной сетки при математическом моделировании натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в трехмерной постановке // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 110-121.
6. Костюков В.М., Чан К.Д. Обоснование модели турбулентности для расчета параметров обтекания и аэродинамических характеристик пассажирского самолета // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22. № 1. С. 14-20.
7. Нестеренко В.В. Основные принципы методики комплексной оптимизации облика и параметров узлов горячей части современных и перспективных ТВГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 6. С. 82-92.
8. Батурин О.В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»: Учебное пособие. — Самара: СГАУ, 2011. — 241 с.
9. Денисов М.А. Математическое моделирование теплофизических процессов. ANSYS и CAE-проектирование: Учебное пособие. — Екатеринбург: УрФУ, 2011. — 149 с.
10. Милешин В.И., Семёнкин В.Г. Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 86-98.
11. Ржавин Ю.А., Емин О.Н., Карасев В.Н. Лопаточные машины двигателей летательных машин. Теория и расчет: Учебное пособие. — М.: МАИ-ПРИНТ, 2008. — 700 с.
12. Гусаров С.А. Оценка канальных потерь в решетках осевых малоразмерных турбин // Труды МАИ. 2012. № 53. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=29397>
13. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебное пособие. — СПб.: Изд-во Политехнического института, 2012. — 88 с.
14. Ледовская Н.Н. Управление отрывом потока в диффузионных каналах. Экспериментальное исследование: Дисс. ... канд. техн. наук. — М., 2004. — 156 с.
15. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин. — Самара: Самарский аэрокосмический университет, 2006. — 316 с.
16. Кузнецов Е.Н., Лунин В.Ю., Панношкин А.В., Чернышев И.Л. Границы безотрывного обтекания тел вращения с носовой частью в виде полукаверны Рябушинского // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 4. С. 7-15.
17. Иванов И.Э., Крюков И.А. Численное исследование турбулентных течений с ограниченным и свободным отрывом в профилированных соплах // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 7. С. 23-30.
18. Крюков И.А. Расчет сверхзвуковых турбулентных течений // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 2. С. 101-108.
19. Bonaiuti D., Arnone A., Ermini M., Baldassarre L. Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique // Journal of Turbomachinery. 2006. Vol. 128. No. 4, pp. 786-797. DOI: 10.1115/1.1579507
20. Tamaki H., Nakao H., Saito M. The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser ASME // Journal of Turbomachinery. 1999. Vol. 121. No. 1, pp. 113-118. DOI: 10.1115/1.2841218

GAS DYNAMIC OPTIMIZATION OF WEDGE-SHAPE VANED DIFFUSER OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR OF SMALL-SIZED TURBOJET ENGINES BASED ON NUMERICAL MODELLING

Varsegov V.L.*, Abdullah B.N.**

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev - KAI,
KNRTU-KAI, 10, Karl Marks str., Kazan, 420111, Russia

* e-mail: varsegov@mail.com

** e-mail: Kuragorony@gmail.com

Abstract

A competitive small-sized turbojet engine development under modern conditions of aviation engines building requires high efficiency values of parts with high degree of pressure ratio. Centrifugal compressors find extensive application while developing small-sized gas turbine engines employed for unmanned aerial vehicles and gas turbine power plants.

To ensure high efficiency and compressor pressure ratio, a numerical gas-dynamic calculation is performed with Ansys Workbench (Fluid flow CFX) program, which allows studying the air flow in the diffuser channels.

The presented article considers the flow in a wedge-shaped diffuser and optimize geometry optimization of the wedge-shaped diffusers blades of a centrifugal compressor, as well as geometry impact on the total pressure loss coefficient ξ and the coefficient of static pressure recovery in the diffuser C_p at different entry angles α_{3l} .

The main task of the calculation consists in determining the optimal shape of the wedge-shaped diffuser blades, insuring required parameters and characteristics of the diffuser, with an uninterrupted flow and a minimum of energy loss at given input angles.

The article presents also the results of the compressor stage numerical study, i.e. joint operation of the impeller with a diffuser to assess the quality of the geometry and operation of the diffuser to increase the compressor efficiency.

In the presented work, the calculation model is built with the SolidWorks program, and then, using the Turbo Grid program, the computational grid was applied. The flow simulation was performed using the SST turbulent viscosity model.

Keywords: small-sized turbojet engine, diffuser, centrifugal compressor, geometry optimization, total pressure loss coefficient, total pressure recovery coefficient.

References

1. Chumakov Yu.A. *Gazodinamicheskii raschet tsentrovezhnykh kompressorov transportnykh gazoturbinykh i kombinirovannykh dvigatelei* (Gas-dynamic calculation of centrifugal compressors for transport gas turbine and combined engines), Moscow, MAMI, 2009, 72 p.
2. Osipov I.V., Remchukov S.S. Small-size gas turbine engine with free turbine and heat recovery system heat exchanger within the 200 HP power class. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 81-90.
3. Shcherbakov M.A., Yun A.A., Marchukov E.Yu., Krylov B.A. The use of modern CFD software packages for nozzle jet engine computation. *Aerospace MAI Journal*, 2010, vol. 17, no. 5, pp. 116-120.
4. Shcherbakov M.A., Yun A.A., Krylov B.A. A comparative analysis of turbulence models using Fastest-SD scientific code and ANSYS CFX commercial software package. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 5, pp. 116-122.
5. Sha M., Agul'nik A.B., Yakovlev A.A. The effect of the computational mesh while mathematical modeling of the inflow of a subsonic flow onto the profile of a perspective blade with a deflectable trailing edge in a three-dimensional setup. *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 4, pp. 110-121.
6. Kostyukov V.M., Tran Q.D. Turbulence model validation for calculation of flow parameters and aerodynamic characteristics of a passenger plane. *Aerospace MAI Journal*, 2015, vol. 22, no. 1, pp. 14-20.
7. Nesterenko V.V. First principles of methodology of integrated optimization of image and parameters in hot section of gas turbine turboshaft engine. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 6, pp. 82-92.
8. Baturin O.V. *Konspekty lektsii po uchebnoi distsipline "Teoriya i raschet lopatochnykh mashin"* (Lecture notes on the academic discipline "Theory and calculation of blade machines: study guide, manual"), Samara, SGAU, 2011, 241 p.
9. Denisov M.A. *Matematicheskoe modelirovanie teplofizicheskikh protsessov. ANSYS i SAE-proektirovanie* (Mathematical modeling of thermo-physical processes. ANSYS and CAE-design), Ekaterinburg, UrFU, 2011, 149 p.

10. Milesin V.I., Semenkin V.G. Computational study of Reynolds number effect on the typical first stage of a high-pressure compressor. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 86-98.
11. Rzhavin Yu.A., Emin O.N., Karasev V.N. *Lopatochnye mashiny dvigatelei letatel'nykh mashin. Teoriya i raschet* (Aircraft engines impeller machines. Theory and calculation), Moscow, MAI-PRINT, 2008, 700 p.
12. Gusarov S.A. *Trudy MAI*, 2012, no. 53. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=29397>
13. Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techenii* (Aircraft engines impeller machines. Theory and calculation), St. Petersburg, Politekhnikeskii institut, 2012, 88 p.
14. Ledovskaya N.N. *Upravlenie otryvom potoka v diffuzionnykh kanalakh. Eksperimental'noe issledovanie* (Flow separation control in diffusion channels. Experimental research), Moscow, Doctor's thesis, TsIAM im. Baranova, 2004, 156 p.
15. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektnyi termogazodinamicheskii raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Design thermo-gas-dynamic calculation of the aircraft blade machines main parameters), Samara, Samarskii aerokosmicheskii universitet, 2006, 316 p.
16. Kuznetsov E.N., Lunin V.Yu., Panyushkin A.V., Chernyshev I.L. Boundaries of non-separation flow-around of bodies of rotation, with the nose part in the form of Riabouchinsky half-cavity. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 4, pp. 7-15.
17. Ivanov I.E., Kryukov I.A. Numerical investigations of turbulent flows with free and restricted shock separation. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 7, pp. 23-30.
18. Kryukov I.A. A computation of turbulent supersonic flows. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 2, pp. 101-108.
19. Bonaiuti D., Arnone A., Ermini M., Baldassarre L. Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique. *Journal of Turbomachinery*, 2006, vol. 128, no. 4, pp. 786-797. DOI: 10.1115/1.1579507
20. Tamaki H., Nakao H., Saito M. The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser ASME. *Journal of Turbomachinery*, 1999, vol. 121, no. 1, pp. 113-118. DOI: 10.1115/1.2841218