

DOI: 10.15593/2224-9982/2020.62.01

УДК 629.7.036.3.01

**Б.Н. Абдуллах, В.Л. Варсегов, А.С. Лиманский**Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань, Россия**НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО  
КОМПРЕССОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ  
НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Показана возможность использования стандартного пакета программ по гидрогазодинамике ANSYS CFX для расчета газодинамических характеристик рабочего колеса центробежного компрессора малоразмерных турбореактивных двигателей при разных вариантах профилирования рабочих лопаток на основе физического и численного моделирования. Представлена методика проектирования рабочего колеса центробежного компрессора, основанная на решении обратной задачи газодинамики. В результате численного исследования получен коэффициент напора различных форм рабочего колеса и представлены зависимости коэффициента напора и коэффициента полезного действия от выходного угла лопаток  $\beta_{2n}$ . Рассматривается вопрос о влиянии выходного угла лопаток  $\beta_{2n}$  на КПД компрессора и напорную характеристику при трех характерных значениях выходного угла лопаток  $\beta_{2n}$ , например рабочие колеса с лопатками загнуты назад –  $\beta_{2n} < 90$ , с радиальными лопатками –  $\beta_{2n} = 90$  и загнуты вперед –  $\beta_{2n} > 90$ . Проектирование центробежного компрессора осуществлено с помощью программ Vista CCD в одномерной постановке и Fluid flow CFX в трехмерной постановке. Для профилирования лопаток использована программа BladeGend при разных вариантах профилирования с целью улучшения эффективности компрессора. Расчетная сетка и построение структурированной гексаэдрической сетки для рабочего колеса выполнено в Ansys Turbogrid и при расчете выбрана SST-модель турбулентности, которая при достаточном измельчении сетки у стенок адекватно моделирует отрывные течения у стенок канала, а также течение в ядре потока. При построении сетки вдоль стенок между лопаток каналов контролировалось значение параметра  $y^+$ , которое не должно превышать 2. В ядре потока допустимо использовать более грубую сетку, в сравнении с сеткой у стенок. Расчетная сетка рабочего колеса состоит из 350 000 элементов.

**Ключевые слова:** малоразмерный ТРД, напорная характеристика, профилирование рабочих лопаток, оптимизация геометрии лопаток ЦБК, коэффициент полезного действия, центробежный компрессор.

**B.N. Abdullah, V.L. Varsegov, A.S. Limansky**Kazan National Research Technical University  
named after A.N. Tupolev – KAI, Kazan, Russian Federation**CENTRIFUGAL COMPRESSOR HEAD CHARACTERISTIC OF A MICRO  
TURBOJET ENGINE BASED ON NUMERICAL SIMULATION**

Shown the possibility of using the standard ANSYS CFX hydrodynamic software package for calculating the gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor impeller of micro turbojet engines with different options for profiling blades which based on physical and numerical modeling. Presented a methodology for designing the impeller of a centrifugal compressor based on solving the inverse problem of gas dynamics. As a result of a numerical study, the head coefficient of various forms of the impeller was obtained and presented the dependences of the head coefficient and efficiency on the blade back sweep angle  $\beta_{2b}$ . The article discusses the effect of the blade back sweep angle  $\beta_{2b}$  on the compressor efficiency and the head characteristic for three different values of the blade back sweep angle  $\beta_{2b}$  for example, the impeller with the back sweep angle  $\beta_{2b} < 90$  and with the radial blades  $\beta_{2b} = 90$  and with blades bent forward  $\beta_{2b} > 90$ . The centrifugal compressor was designed using Vista CCD programs in one-dimensional computing and Fluid flow CFX in three-dimensional computing. For blade profiling, the BladeGend program was used with different profiling options in order to improve compressor efficiency. The computational grid and the construction of a structured hexahedral mesh for the impeller was carried out in Ansys Turbogrid and the SST model of turbulence was selected in the calculation, which, with sufficient grinding of the mesh at the walls, adequately simulates separated flows at the channel walls, as well as the flow in the flow core. When constructing a grid along the walls between the channel blades, the parameter  $y^+$  was controlled, which should not exceed 2. It is permissible to use a coarser grid in the flow core compared to the grid near the walls. The design grid of the impeller consists of 350000 elements.

**Keywords:** small-size turbojet engine, head characteristic, profiling of rotor blades, optimization of the geometry centrifugal compressor wheel, efficiency, centrifugal compressor.

## Введение

При создании перспективных малоразмерных турбореактивных двигателей (МТРД) неизбежно возникает задача повышения газодинамической эффективности центробежного компрессора (ЦБК), поскольку она непосредственным образом влияет на эффективность двигателя и в конечном итоге определяет его конкурентоспособность [1].

Основной целью проектирования рабочего колеса РК является поиск таких ее геометрических и кинематических параметров, при которых достигается заданная в техническом задании степень повышения давления при минимальных габаритных размерах, массе, стоимости, а также обеспечиваются высокая эффективность работы и надежность в течение заданного ресурса [2].

Наиболее важным элементом центробежного компрессора является рабочее колесо. Для обеспечения широкого диапазона оборотов ротора двигателя важным фактором при конструировании является выбор угла на выходе из рабочего колеса ЦБК. Оптимальный угол на выходе из рабочего колеса может обеспечить увеличение диапазона рабочих режимов двигателя и повышение изэнтропического коэффициента полезного действия [3, 4].

Применение вычислительной газовой динамики (CFD), базирующейся на решении уравнений Навье – Стокса в процессе проектирования, позволило в значительной мере повысить точность проектировочных расчетов [5].

### Расчетная модель и модели турбулентной вязкости

В настоящее время для описания турбулентных течений используют в основном методы, базирующиеся на решении уравнений Навье – Стокса. В данной работе была рассмотрена SST-модель Ментера (перенос сдвиговых напряжений), которая является некой комбинированной моделью турбулентности, основанной на использовании  $K-\omega$ -модели в пристеночных областях и  $K-\varepsilon$ -модели в областях, находящихся на достаточном удалении от стенки. Этот комбинированный метод заключается в преобразовании уравнений  $K-\varepsilon$ -

модели к  $K-\omega$ -формулировке. Эта модель показала хорошие результаты при расчете течений в зоне отрыва и при сильном продольном градиенте давления. Она учитывает перенос касательных напряжений [6].

Для решения модели, описывающей турбулентные течения, используют прямое численное моделирование (DNS) и модели, которые базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS). Трудности DNS заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов даже в настоящее время, поэтому модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS) [7].

В общем виде используемые в моделях с одним или двумя дифференциальными уравнениями уравнения переноса можно записать следующим образом [8]:

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \phi}{\partial x_j} = P - D + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \Gamma_\phi) \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + A. \quad (1)$$

В случае SST-модели последний член уравнения

$$A = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$

Расшифровка параметров в уравнении (1) для каждого вида уравнений приведена в табл. 1.

### Проектирование рабочего колеса центробежного компрессора

Использование численного моделирования газодинамики течения в элементах двигателя позволяет значительно сократить время и материальные затраты на проектирование узлов двигателя. Численное моделирование дало возможность провести газодинамический расчет нескольких вариантов рабочих лопаток с различными углами на выходе (рис. 1), что позволило провести оптимизацию по максимальным значениям коэффициента полезного действия и степени повышения давления в рабочем колесе ЦБК [9].

Таблица 1

Расшифровка параметров в уравнении (1)

Параметр	$\phi$	$P$	$D$	$\Gamma_\phi$
Кинетическая энергия	$K$	$\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\rho \epsilon$ или $\beta^* \rho k \omega$	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$
Скорость диссипации кинетической энергии	$\epsilon$	$c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$c_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$	$\frac{\mu_t}{\sigma_s}$
Удельная скорость диссипации	$\omega$	$\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\beta \rho \omega^2$	$\sigma_\omega \mu_t$

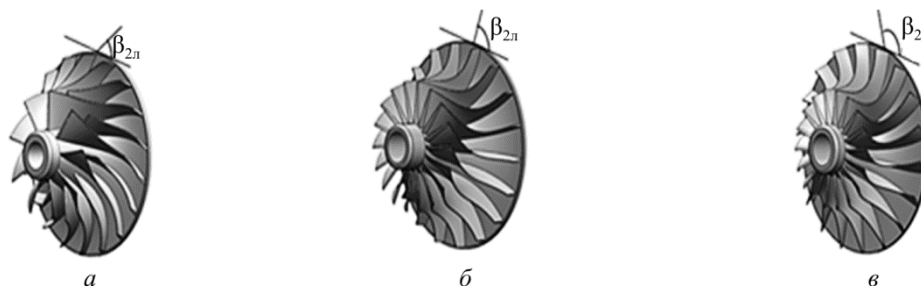


Рис. 1. Классификация РК по величине выходного угла лопаток  $\beta_{2n}$ : *a* – с лопатками, загнутыми назад ( $\beta_{2n} < 90$ ); *b* – с радиальными лопатками ( $\beta_{2n} = 90$ ); *v* – с лопатками, загнутыми вперед ( $\beta_{2n} > 90$ )

Центробежный компрессор (ЦБК) спроектирован по закону закрутки рабочего колеса без наличия на входе входного направляющего аппарата, т.е.  $C_{1u} = 0$ , с помощью программного продукта Vista CCD, который позволяет проектировать и получить результат в одномерной постановке, необходимый для последующих газодинамических расчетов. Для моделирования конструкции рабочего колеса использован программный продукт BladeGend и SolidWorks [10].

При проектировании ЦБК исходные данные, которые приняты из технических характеристик малоразмерного ТРД (P80-SE), приведены в табл. 2.

Таблица 2

Технические характеристики малоразмерного ТРД

№ п/п	Параметр	Значение
1	Степень повышения давления	3,6
2	Расход воздуха, кг/с	0,28
3	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	90 000
4	Диаметр втулки, мм	25
5	Периферийный диаметр, мм	60
6	Наружный диаметр, мм	100
7	Число лопаток	18

### Объект исследований

В качестве объекта исследования рассмотрено рабочее колесо ЦБК. Основной акцент сделан на оптимизации геометрии рабочих лопаток с целью повышения КПД и степени повышения давления рабочего колеса. Для анализа исходной конструкции выполнен расчет трехмерного вязкого течения в рабочем колесе на достаточно мелкой сетке [11]. В табл. 3 представлены граничные условия и модели для проведения газодинамического расчета в программе Ansys CFX.

Таблица 3

Граничные условия и модели, задаваемые в Ansys CFX

№ п/п	Параметр	Значение
1	Полное давление на входе в турбину, Па	101 326
2	Расход воздуха, кг/с	0,28–0,32
3	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	90 000
4	Тип интерфейсов	Stage
5	Модель турбулентности	SST
6	Модель переноса теплоты	Total Energy
7	Модель рабочего вещества	Air Ideal gas

### Результат численного анализа центробежного компрессора

Течение реального рабочего тела в межлопаточных каналах рабочего колеса имеет сложный пространственный и нестационарный характер. Течение может быть до-, трансоили сверхзвуковым. Поток в РК имеет значительную турбулентность [12]. На лопатке имеются области ламинарного, переходного и турбулентного течений, которые могут присутствовать одновременно в одном РК. Вязкие и турбулентные области сталкиваются со сложными напряжениями из-за наличия больших градиентов давления по всем трем направлениям, вращения, кривизны канала, наличия ударных волн, взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем. Реальная структура потока в межлопаточном канале имеет сложный характер [13]. Так, совместно с основным течением рабочего тела существуют паразитные течения, на существование которых тратится энергия. Она, в свою очередь, не идет на выполнение основной функций турбомашин и является потерей [14].

Для оценки ожидаемого КПД центробежного компрессора с лопатками различной формы можно воспользоваться зависимостью КПД от выходного угла лопаток  $\beta_{2л}$ . На рис. 2 приведены графические зависимости политропического  $\eta_{кп}^*$  и изоэнтропического  $\eta_k^*$  КПД от угла  $\beta_{2л}$ , а на рис. 3 коэффициент напора  $\bar{L}_{ку}$  от угла  $\beta_{2л}$ . Как видно, значения КПД и коэффициента напора уменьшаются с увеличением выходного угла лопаток  $\beta_{2л}$  [15]. Это объясняется тем, что в случае  $\beta_{2л} < 90$  увеличение расхода линейно уменьшает напор и, наоборот, чем больше расход, тем меньше загнутые назад лопатки успевают закручивать поток [16, 17].

В случае  $\beta_{2л} = 90$  котангенс угла выхода лопаток равен нулю и коэффициент напора не зависит от производительности:

$$\bar{L}_{ку\infty} = f(\varphi_2) = \text{const} = 1.$$

Необходимо отметить, что при  $\beta_{2л} = 90$  радиальная поверхность лопатки сообщит газу одну и ту же величину закрутки, равную окружной скорости  $U_2$ .

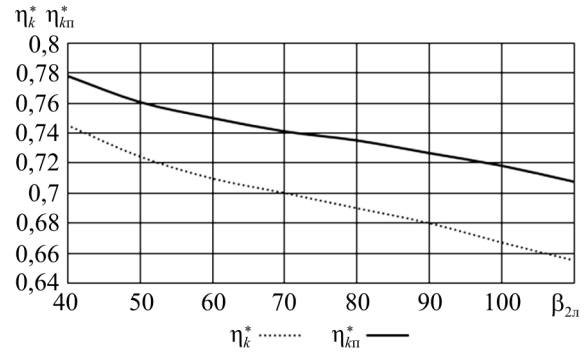


Рис. 2. Зависимости политропического  $\eta_{кп}^*$  и изоэнтропического  $\eta_k^*$  КПД от угла  $\beta_{2л}$

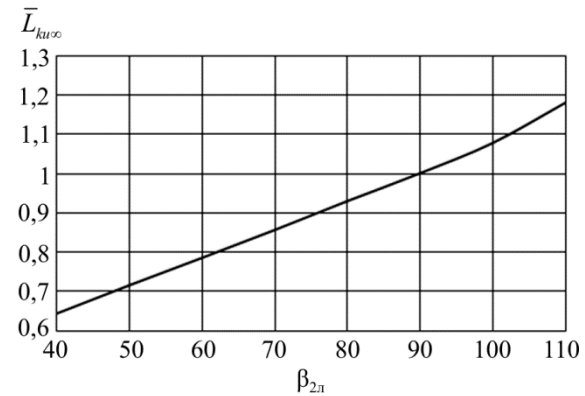


Рис. 3. Зависимость коэффициента напора  $\bar{L}_{ку}$  от угла  $\beta_{2л}$

В случае  $\beta_{2л} > 90$  котангенс выходного угла лопаток меняет знак на противоположный:

$$\bar{L}_{ку\infty} = 1 + \varphi_2 \cot \beta_{2л}.$$

Теоретический напор при выходном угле лопаток больше  $90^\circ$  растет пропорционально расходу. Загнутые вперед лопатки сообщают газу закрутку большую, чем  $U_2$  [18].

Следует иметь в виду, что рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад  $\beta_{2л} < 90$ , работают более стабильно и достигают КПД больше по сравнению с другими колесами, но степень повышения давления меньше. Все, что касается колеса с лопатками, загнутыми вперед, то у них степень повышения давления и напор больше, но КПД меньше и вероятность попасть на границу помпажа большая. При помпаже резко ухудшается аэродинамика компрессора и вся конструкция испытывает большие динамические нагрузки, которые могут привести к ее вибрации и разрушению [19, 20].

### Выводы

Согласно результатам численного исследования с увеличением выходного угла  $\beta_{2л}$  рабочего колеса ЦБК изэнтропический и политропический КПД значительно уменьшаются. Это объясняется тем, что при помпаже компрессор не может создавать требуемый напор,

при этом давление за ним на некоторое время остается высоким. В результате происходит обратный проброс воздуха. Давление за компрессором уменьшается, он снова развивает напор, но при отсутствии расхода напор резко падает, ситуация повторяется, и в результате компрессор теряет свою стабильную работу.

### Библиографический список

1. Ржавин Ю.А., Емин О.Н., Карасев В.Н. Лопаточные машины двигателей летательных машин. Теория и расчет: учеб. пособие. – М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2008. – 700 с.
2. Чумаков Ю.А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров транспортных газотурбинных и комбинированных двигателей: учеб. пособие. – М.: Изд-во МАМИ, 2009. – 72 с.
3. Кампстин Н. Аэродинамика компрессора: пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
4. Применение современных пакетов вычислительной гидродинамики в расчете выходного устройства воздушно-реактивного двигателя / М.А. Щербаков, А.А. Юн, Е.Ю. Марчуков, Б.А. Крылов // Вестник Моск. авиац. ин-та. – 2010. – Т. 17, № 5. – С. 116–120.
5. 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 Моск. авиац. ин-та. – 2009. – Т. 16, № 5. – С. 116–122.
6. 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 Моск. авиац. ин-та. – 2017. – Т. 24, № 4. – С. 110–121.
7. Костюков В.М., Чан К.Д. Обоснование модели турбулентности для расчета параметров обтекания и аэродинамических характеристик пассажирского самолета // Вестник Моск. авиац. ин-та. – 2015. – Т. 22, № 1. – С. 14–20.
8. Иванов И.Э., Крюков И.А. Численное исследование турбулентных течений с ограниченным и свободным отрывом в профилированных соплах // Вестник Моск. авиац. ин-та. – 2009. – Т. 16, № 7. – С. 23–30.
9. Денисов М.А. Математическое моделирование теплофизических процессов. ANSYS и CAE-проектирование: учеб. пособие / УрФУ. – Екатеринбург, 2011. – 149 с.
10. Милешин В.И., Семенкин В.Г. Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления // Вестник Моск. авиац. ин-та. – 2018. – Т. 25, № 2. – С. 86–98.
11. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Теория турбомашин. Основы теории турбокомпрессоров: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 246 с.
12. Батурин О.В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»: учеб. пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2011. – 241 с.
13. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
14. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Яблоков А.М. Исследование малорасходного рабочего колеса модельной ступени 028 центробежного компрессора в программном комплексе Ansys CFX // Тр. XLI недели науки СПбГПУ: материалы науч.-практ. конф. с междунар. участием, г. Санкт-Петербург, 3–8 декабря 2012 г. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – Ч. V. – С. 99–100.
15. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев // Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2006. – 316 с.
16. Крюков И.А. Расчет сверхзвуковых турбулентных течений // Вестник Моск. авиац. ин-та. – 2009. – Т. 16, № 2. – С. 101–108.
17. Analysis and optimization of transonic centrifugal compressor impellers using the design of experiments technique / D. Bonaiuti, A. Arnone, M. Ermini, L. Baldassarre // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. – 2002. – GT2002-30619. – P. 1089–1098.
18. Tamaki H., Nakao H., Saito M. The experimental study of matching between centrifugal compressor impeller and diffuser // ASME. J of Turbomach. – 1999. – Vol. 121(1). – P. 113–118. – URL: <https://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=29397> (accessed 20 August 2019).

19. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев // Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2006. – 316 с.

20. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Определение напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчетов обтекания невязким квазитрехмерным потоком // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – № 7. – С. 13–18.

### References

1. Rzhavin Yu.A., Emin O.N., Karasev V.N. Lopatochnyye mashiny dvigateley letatelnykh mashin. Teoriya i raschet: uchebnoye posobiye [Blade machinery of aircraft engines. Theory and calculation: study guide]. Moscow: Publishing house MAI-PRINT, 2008, 700 p.

2. Chumakov Yu.A. Gazodinamicheskiy raschet tsentrobezhnykh kompressorov transportnykh gazoturbinnnykh i kombinirovannykh dvigateley. Uchebnoye posobiye [Gas-dynamic calculation of centrifugal compressors for transport gas turbine and combined engines. Tutorial]. Moscow: MSTU "MAMI", 2009, 72 p.

3. Kampstin N. Aerodinamika kompressora [Aerodynamics of the compressor: Trans. with eng]. Moscow: Mir, 2000, 688 p.

4. Shcherbakov M.A., Yun A.A., Marchukov E.Yu., Krylov B.A. Primeneniye sovremennykh paketov vychislitel'noy gidrodinamiki v raschete vykhodnogo ustroystva vozduшно-reaktivnogo dvigatelya [Application of modern computational fluid dynamics packages for calculating the output device of an air-jet engine]. Aerospace MAI Journal, 2010, Vol. 17, no. 5, pp. 116-120.

5. Shcherbakov M.A., Yun A.A., Krylov B.A. Sravnitel'nyy analiz modeley turbulentsi s ispolzovaniyem nauchnogo koda «Fastest-SD» i kommercheskogo paketa ANSYS SFKH [Comparative analysis of turbulence models using the Fastest-SD scientific code and the ANSYS CFX commercial package]. Aerospace MAI Journal, 2009, Vol. 16, no. 5, pp. 116-122.

6. Sha M., Agulnik A.B., Yakovlev A.A. Vliyaniye raschetnoy setki pri matematicheskom modelirovani natekaniya dozvukovogo potoka na profil perspektivnoy lopatki s otklonyayemoy zadney kromkoy v trekhmernoy postanovke [The influence of the computational grid in mathematical modeling of subsonic flow leakage on the profile of a promising blade with a deflected trailing edge in a three-dimensional setting]. Aerospace MAI Journal, 2017, Vol. 24, No. 4, pp. 110-121.

7. Kostyukov V.M., Chan K.D. Obosnovaniye modeli turbulentsi dlya rascheta parametrov obtekaniya i aerodinamicheskikh kharakteristik passazhirskogo samoleta [Justification of the turbulence model for calculating the flow parameters and aerodynamic characteristics of a passenger aircraft]. Aerospace MAI Journal, 2015, Vol. 22, No. 1, pp. 14-20.

8. Ivanov I.E., Kryukov I.A. Chislennoye issledovaniye turbulentsnykh techeniy s ogranichennym i svobodnym otryvom v profilirovannykh soplakh [Numerical study of turbulent flows with limited and free separation in profiled nozzles]. Aerospace MAI Journal, 2009, Vol. 16, No. 7, pp. 23-30.

9. Denisov M.A. Matematicheskoye modelirovaniye teplofizicheskikh protsessov. ANSYS i SAE-proyektirovaniye: ucheb. posobiye [Mathematical modeling of thermophysical processes. ANSYS and CAE-design: textbook. Allowance]. Yekaterinburg: UrFU, 2011, 149 p.

10. Milesheyn V.I., Semenkin V.G. Raschetnoye issledovaniye vliyaniya chisla Reynoldsa na kharakteristiki pervoy tipovoy stupeni kompressora vysokogo davleniya [Computational study of the influence of the Reynolds number on the characteristics of the first typical stage of a high-pressure compressor]. Aerospace MAI Journal, 2018, Vol. 25, No. 2, pp. 86-98.

11. Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V. Teoriya turbomashin. Osnovy teorii turbo-kompressorov: ucheb.posobiye [Theory of turbomachines. Fundamentals of the theory of turbochargers: textbook]. St. Petersburg: Publishing house of the Polytechnic University, 2013, 246 p.

12. Baturin O. V., Konspekty lektsiy po uchebnoy distsipline «Teoriya i raschet lopatochnykh mashin»: ucheb. posobiye [Lecture notes on the academic discipline “Theory and calculation of blade machines: textbook, manual]. Samara: Samara University, 2011, 241 p.

13. A.V. Garbaruk, M.Kh. Sagittarius, M.L. Shur. Modelirovaniye turbulentsi v raschetakh slozhnykh techeniy: uchebnoye posobiye [Modeling turbulence in the calculations of complex flows: a training manual]. St. Petersburg: Publishing house Polytechnic University, 2012, 88 p.

14. Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V., Yablokov A.M. Issledovaniye maloraskhodnogo rabocheho kolesa modelnoy stupeni 028 tsentrobezhnogo kompressora v programmnom komplekse Ansys CFX [Study of

the low-flow impeller of model stage 028 of a centrifugal compressor in the Ansys CFX software package]. Proceedings of the XLI week of science of St. Petersburg State Polytechnic University: materials of the scientific and practical conference, part III. St. Petersburg: Publishing house of Polytech. Univ., 2012, pp. 99-100.

15. Belousov A.N., Musatkin N.F., Radko V.M., Kuzmichev V.S. *Proyektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Design thermogasdynamic calculation of the main parameters of aircraft blade machines]. Samara: Samara University, 2006, 316 p.

16. Kryukov I. A. *Raschet sverkhzvukovykh turbulentnykh techeniy* [Calculation of supersonic turbulent flows]. Aerospace MAI Journal, 2009, Vol. 16, No. 2, pp. 101-108.

17. D.Bonaiuti, A. Arnone, M. Ermini, and L. Baldassarre. Analysis and Optimization of transonic centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique. ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, GT2002-30619, 2002, pp. 1089-1098.

18. H.Tamaki, H. Nakao and M. Saito. The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121 (1), 1999, pp. 113-118. URL: <https://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=29397> (accessed 08/20/2019).

19. Belousov A.N., Musatkin N.F., Radko V.M., Kuzmichev V.S. *Proyektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Design thermogasdynamic calculation of the main parameters of aircraft blades]. Samara: Samara University, 2006, 316 p.

20. Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V. *Opredeleniye napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressornogo koleasa po rezul'tatam raschetov obtekaniya nevyazkim kvazitrekhnym potokom* [Determination of the pressure characteristic of a centrifugal compressor wheel based on the results of calculations of the flow around an inviscid quasi-three-dimensional flow]. Compressor equipment and pneumatics, 2005, No. 7, pp. 13-18.

#### Об авторах

**Абдуллах Бестун Наджмалдин** (Казань, Россия) – аспирант кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки» КНИТУ – КАИ им. А.Н. Туполева (420111, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10, e-mail: kuragorony@gmail.com).

**Варсегов Вадим Львович** (Казань, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки» КНИТУ – КАИ им. А.Н. Туполева (420111, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10, e-mail: varsegov@mail.ru).

**Лиманский Адольф Степанович** (Казань, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки» КНИТУ – КАИ им. А.Н. Туполева (420111, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10, e-mail: turbom@kai.ru).

#### About the authors

**Bestoon N. Abdullah** (Kazan, Russian Federation) – PhD Student of Jet Engines and Power Plants Department, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI (10, K. Marx st., Kazan, 420111, Russian Federation, e-mail: kuragorony@gmail.com).

**Vadim L. Varsegov** (Kazan, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Associate Professor of Jet Engines and Power Plants Department, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI (10, K. Marx st., Kazan, 420111, Russian Federation, e-mail: varsegov@mail.ru).

**Adolf S. Limansky** (Kazan, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Associate Professor of Jet Engines and Power Plants Department, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI (10, K. Marx st., Kazan, 420111, Russian Federation, e-mail: turbom@kai.ru).

Получено 07.07.2020