

УДК 621.45.037

РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА В ДВУХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

© 2011 А. Б. Михайлова, Д. А. Ахмедзянов, Ю. М. Ахметов, А. Е. Михайлов

Уфимский государственный технический университет

Разработана и реализована в системе имитационного моделирования COMPRESSOR_2D методика решения прямой задачи в двухмерной постановке для осевого компрессора. Проведено исследование адекватности предложенного комплексного критерия возникновения срывных зон.

Осевой компрессор, имитационное моделирование, характеристика компрессора, граница устойчивой работы, углы атаки и отставания.

Рабочий процесс компрессора – сложное пространственное явление, протекающее в вязком нестационарном потоке.

Модельная поверхность течения в межлопаточном канале представляет собой плоскую (или двухмерную) решетку. Подобные решетки широко исследованы экспериментально и теоретически. Для двухмерной поверхности в определенном положении по высоте лопаточного венца угол выхода потока и степень повышения давления определяются не только параметрами данного сечения, но зависят от всего течения в венце. В какой-то степени на характеристики течения оказывают влияние соседние лопаточные венцы.

Таким образом, рабочий процесс в межлопаточном канале определяется углом поворота и потерями полного давления на различном уровне по высоте лопаточного венца. Потери полного давления выступают функцией параметров геометрии лопаточного венца, числа Маха на входе в межлопаточный канал, коэффициента диффузорности, радиального положения в лопаточном венце и осевого положения лопаточного венца. Угол поворота потока в межлопаточном канале является функцией параметров геометрии лопаточного венца, числа Маха на входе в межлопаточный канал, радиального положения в лопаточном венце [1].

Наиболее важным этапом проектирования компрессора в газодинамическом аспекте является определение допустимой аэродинамической нагрузки профилей. Это было отмечено на ранней стадии развития методов проектирования компрессоров, в

работах A.R. Howell, которые до настоящего времени используются при проектировании компрессоров в промышленности.

Наиболее важным критерием оценки аэродинамической нагрузки решеток является коэффициент или степень диффузорности (diffusion factor), предложенный впервые в работах S. Lieblein. Согласно Lieblein аэродинамическая нагруженность межлопаточной решетки определяется распределением давления по профилю лопатки и его влиянием на отрыв потока. В дозвуковой области режимов работы основным фактором, влияющим на отрыв пограничного слоя, является градиент давления на профиле лопатки. Более удобным для использования по сравнению с распределением давления является распределение скоростей по профилю лопатки. Распределение скоростей по спинке лопатки является основанием для определения потерь в межлопаточном канале и ограничения аэродинамической нагруженности лопаточного венца.

При исследовании рабочего процесса в межлопаточном канале на бесрывных режимах потери полного давления напрямую связаны с толщиной потери импульса в аэродинамическом следе за профилем.

В наиболее простой форме степень диффузорности определяется для ротора в следующей форме:

$$D_R = \frac{w_{max}}{w_2},$$

где w_{max} - максимальная местная скорость на спинке лопатки; w_2 - среднее значение скорости на выходе из межлопаточного канала.

Альтернативные выражения для вычисления степени диффузорности были предложены Koch&Smith:

$$D_R = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}}{(r_1 + r_2) \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_R \cdot w_1}$$

Koch&Smith описали способ учета в выражении коэффициента диффузорности влияния сужения струйки тока (которое соответствует отношению осевых плотностей тока), а также изменения радиуса струйки тока между входом и выходом.

Густота решетки присутствует во втором члене уравнения, поскольку сила от градиента давления поперек канала зависит от центростремительного ускорения поворачивающегося потока. При уменьшении густоты решетки разность давлений поперек профилей возрастает.

Скорости, приведённые в формулах, представлены на треугольниках скоростей (рис. 1).

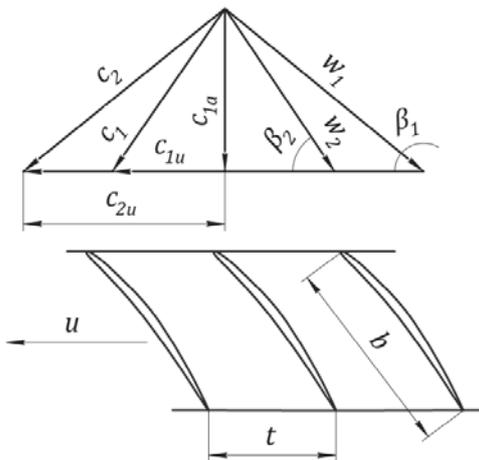


Рис. 1. Треугольник скоростей и решётка профилей рабочего колеса (ротора)

Существует и альтернативный подход к определению коэффициента диффузорности – так называемый модифицированный коэффициент диффузорности (modified diffusion factor), предложенный Schoibeiri [2]. Модифицированный коэффициент диффузорности позволяет учесть изменение осевой плотности тока в лопаточном венце (за счет изменения осевой скорости потока), изменение окружной скорости в лопаточном венце (за счет изменения радиуса струйки тока), влияние сжимаемости потока в межлопаточном канале (изменение чисел Маха и образо-

вание местных сверхзвуковых областей потока на спинке профиля).

Потери полного давления в лопаточном венце на произвольном радиусе по высоте лопатки определяются коэффициентом гидравлических потерь.

Коэффициенты гидравлических потерь для ротора и статора вычисляются следующим образом:

$$\xi_R = \frac{P_{w1}^* \left(\frac{T_{w2}^*}{T_{w1}^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} - P_{w2}^*}{P_{w1}^* - P_1}$$

В упрощённой трактовке полные потери складываются из профильных и волновых потерь. Зависимость профильных потерь от коэффициента диффузорности и относительной высоты лопатки $\left(H_r = \frac{r_k - r_j}{r_k - r_{BT}}\right)$ приве-

дена на рис. 2. В литературе [2] аналогичная зависимость указывается для определения полного коэффициента потерь, однако данное утверждение может быть справедливо лишь для дозвуковых режимов работы лопаточного венца.

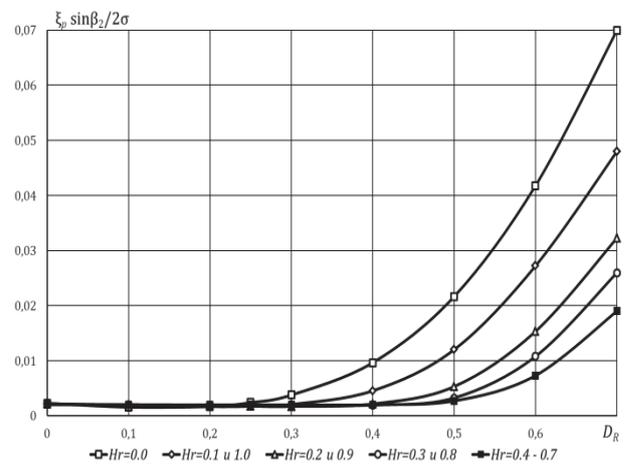


Рис. 2. Распределение коэффициента профильных потерь по высоте пера лопатки в зависимости от коэффициента диффузорности (ротор)

Профильные потери в лопаточном венце складываются из потерь на трение и вихреобразование в пограничном слое, а также кромочных потерь. Потери на трение и вихреобразование связаны с режимом пограничного слоя и его условными толщинами (толщина вытеснения, потери импульса и энергии). Кромочные потери связаны с взаи-

модействием потоков, сходящих со спинки и корытца лопатки, образованием вихревой структуры течения за профилем.

Резкий рост коэффициента потерь полного давления при значительном повышении коэффициента диффузорности (как правило, более 0,5-0,6) сопровождается отрывом пограничного слоя со спинки лопатки в связи со значительным повышением толщины потери импульса. Отличное от нуля значение коэффициента потерь давления при нулевом значении коэффициента диффузорности определяется вязкостным трением (наличием касательных напряжений в потоке) и в меньшей степени ненулевой толщиной выходной кромки лопатки.

Основными факторами, влияющими на профильные потери в лопаточном венце, являются: угол поворота потока в межлопаточном канале; диффузорность межлопаточного канала; толщина выходной кромки профиля; шероховатость поверхности профиля; режим течения, определяемый числом Рейнольдса

(Re). Разработка критерия $\frac{\xi_{pR(S)} \sin \beta_2}{2\sigma}$,

учитывающего угол выхода потока и густоту решетки в зависимости от коэффициента диффузорности, определяющего нагруженность лопаточного венца и режим течения в межлопаточном канале, позволила обобщить результаты обширных экспериментальных исследований по определению профильных потерь давления в лопаточном венце.

Для ротора и статора предложена следующая аппроксимирующая зависимость вида:

$$\frac{\xi_{pR(S)} \sin \beta_2}{2\sigma} = a + e^{b \cdot D_R + c + d \cdot D_R^2} + f \cdot D_R.$$

Кроме профильных потерь в лопаточном венце имеются волновые потери. Волновые потери возникают при наличии околозвуковых и сверхзвуковых областей течения в межлопаточном канале. На рис. 3 приведена зависимость коэффициента волновых потерь от числа Маха на входе в решётку.

В качестве граничного значения для определения волновых потерь в решетке принято значение $M_{w1} > 0.8$ ($M_{c2} > 0.8$). Рассмотрение волновых потерь при дозвуковой скорости потока на входе в межлопаточный канал связано с образова-

нием сверхзвуковой области течения на спинке профиля, что приводит к образованию скачков уплотнения, вызывающих потери давления.

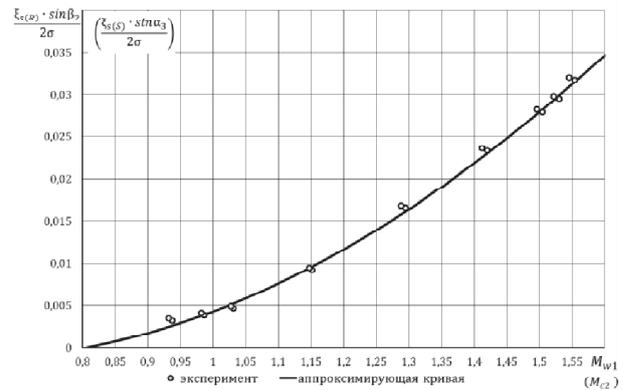


Рис. 3. Зависимость коэффициента волновых потерь от числа Маха на входе в решётку

Взаимодействие скачков уплотнения с пограничным слоем является существенным фактором, приводящим к отрыву пограничного слоя, что является дополнительным источником потерь давления. Авторами предложена следующая аппроксимирующая зависимость для коэффициента волновых потерь для ротора и статора:

$$\xi_s = \frac{\left(39.174832 + 28.219423 \cdot M_{w1} + 0.710458 \cdot M_{w1}^3 \right)}{\left(51.603992 + 44.186608 \cdot M_{w1} - 3.356873 \cdot M_{w1}^2 \right)} - 0.732542.$$

Для статора разработана зависимость, аналогичная с заменой M_{w1} на M_{c2} .

Для определения суммарных потерь полного давления в лопаточном венце предлагается гипотеза алгебраического сложения коэффициентов гидравлического сопротивления. В общем случае коэффициент суммарных потерь полного давления вычисляется следующим образом:

$$\xi_t = \xi_s + \xi_p.$$

Для решения прямой задачи для осевого компрессора в двухмерной постановке авторами разработан алгоритм, реализованный в СИМ COMPRESSOR_2D.

Для определения радиального распределения параметров за лопаточным венцом поток на входе разбивается на совокупность струек тока. Прямая задача решается индивидуально для каждой струйки тока с возможностью определения среднеинтегральных сосредоточенных параметров потока за лопаточным венцом. Отличительной особенностью разработанной системы моделирования является возможность разбиения потока на произвольное количество струек тока в различных каскадах и группах ступеней компрессора. Решение прямой задачи для индивидуальной струйки тока носит итерационный характер в связи с взаимным влиянием параметров на выходе из межлопаточного канала и потерями полного давления в межлопаточном канале. Критерием сходимости решения является обеспечение баланса расходов воздуха на входе в лопаточный венец и на выходе из лопаточного венца.

Для верификации разработанной методики была выбрана аэродинамически высоконагруженная ступень компрессора, типичная для первой ступени многоступенчатого вентилятора двухконтурного турбореактивного двигателя с низкой степенью двухконтурности [3]. Основные параметры ступени в проектной точке приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные параметры ступени

Параметр	Значение
$G_B, \text{ кг/с}$	84,867
$n, \text{ об/мин}$	11110
π_{PK}^*	2,000
η_{PK}^*	0,887
π_{CT}^*	1,936
η_{CT}^*	0,842

К особенностям ступени можно отнести отсутствие входного направляющего аппарата, сверхзвуковую скорость потока в относительном движении на входе в рабочее колесо по всей высоте пера лопатки, а также конструкцию направляющего аппарата, обеспечивающего осевой выход потока. На рис. 4 приведена характеристика рабочего колеса с положением расчетных точек. На рис. 5 приведена структурная схема рабоче-

го колеса при работе в СИМ COMPRESSOR_2D [4].

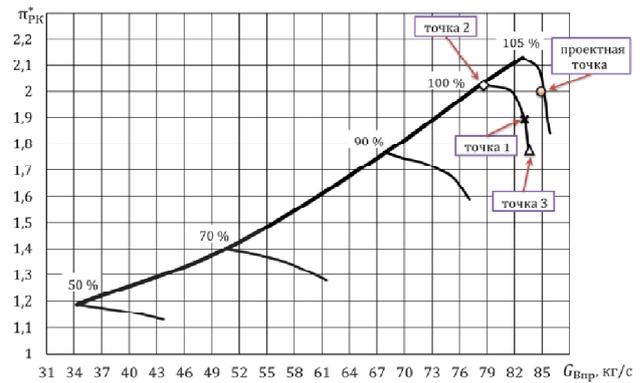


Рис. 4. Характеристика рабочего колеса

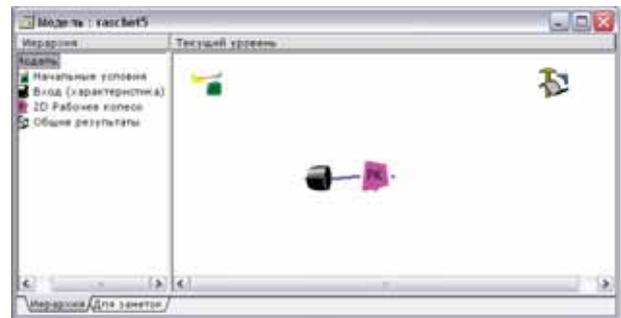


Рис. 5. Структурная схема РК

Из особенностей системы моделирования COMPRESSOR_2D можно отметить возможность задания различных типов аэродинамического профиля, возможность задания различных моделей профильных и волновых потерь в лопаточных венцах, в том числе индивидуальных альтернативных моделей по результатам обработки результатов испытаний экспериментальных ступеней-прототипов, возможность задания произвольного числа струек тока.

Некоторые параметры задаются в виде файла распределения по радиусу. В алгоритме системы предусмотрено осреднение параметров по двум различным методикам. После проведения расчетов создается набор файлов, содержащих в себе распределение основных параметров по высоте пера лопатки.

Расчеты экспериментальной ступени проводились в трех точках ветви характеристики ($n_{пр} = 100\%$) согласно рис. 4.

Точка 1 (зона устойчивой работы) на характеристике обладает следующими параметрами:

$$G_B = 83,06 \text{ кг/с}; n = 11088 \text{ об/мин};$$

$$\pi_{PK}^* = 1,8926; \eta_{PK}^* = 0,8823.$$

На рис. 6,7 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с результатами испытаний ступени. На рис. 8 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных расчетным путем и экспериментально с нанесением расчетных границ зарождения срывных зон и развитого срыва со спинки профиля.

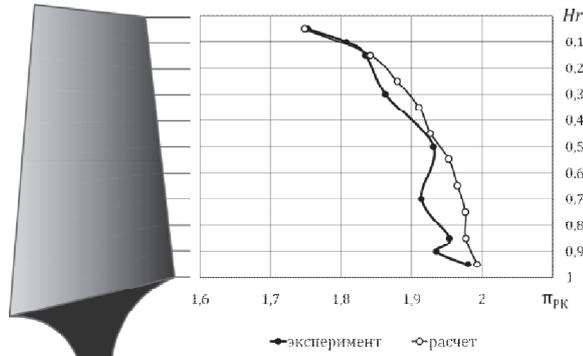


Рис. 6. Радиальное распределение степени повышения полного давления в РК

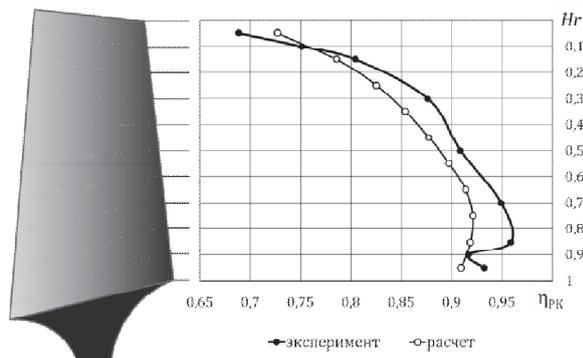


Рис. 7. Радиальное распределение полного адиабатического КПД в РК

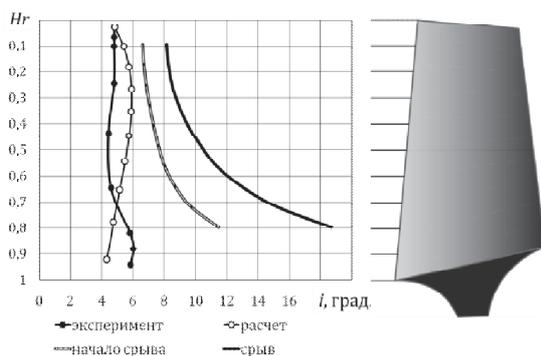


Рис. 8. Радиальное распределение углов атаки в РК

Авторами предложена методика определения границы устойчивой работы лопаточного венца ступени компрессора. Для оценки устойчивости рабочего процесса в компрессоре предлагаются два безразмерных комплекса. Для границы зарождения срыв-

ных зон и развитого срыва предложены соотношения [5].

Анализ результатов, представленных на рис. 6-8, свидетельствует об удовлетворительной сходимости расчетных распределений степени повышения полного давления, полного адиабатического КПД лопаточного венца и результатов экспериментальных исследований. Распределение углов атаки по высоте пера лопатки указывает на удовлетворительную сходимость с экспериментальными результатами, можно отметить достаточный запас по углам атаки для обеспечения газодинамической устойчивости лопаточного венца.

Точка 2 (граница устойчивой работы) на характеристике обладает следующими параметрами:

$$G_B = 78,79 \text{ кг/с}; n = 11095 \text{ об/мин};$$

$$\pi_{PK}^* = 2,0231; \eta_{PK}^* = 0,8573.$$

На рис. 9-10 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с экспериментом. На рис. 11 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных расчетным путем и экспериментально с нанесением расчетных границ зарождения срывных зон и развитого срыва.

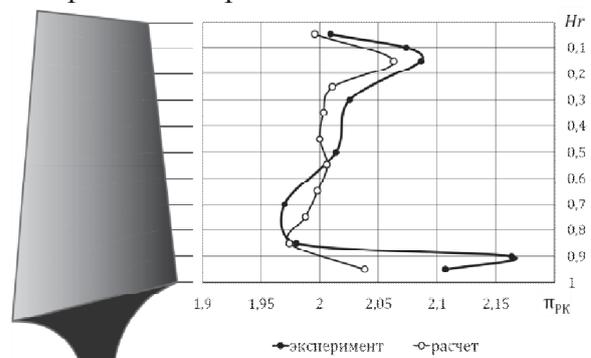


Рис. 9. Радиальное распределение степени повышения давления в РК

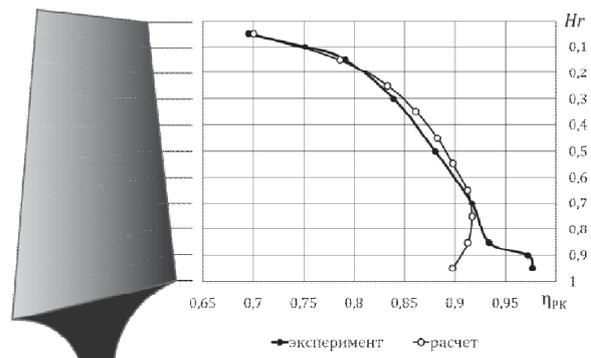


Рис. 10. Радиальное распределение КПД в РК

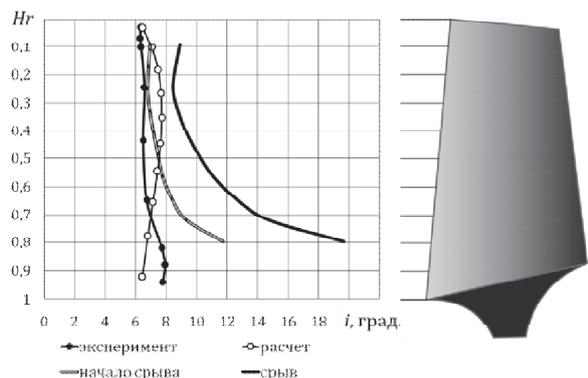


Рис. 11. Радиальное распределение углов атаки в РК

Анализ результатов, представленных на рис. 9-11 отражает удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных распределений степени повышения полного давления и полного адиабатического КПД лопаточного венца.

Точка 3 (зона запириания) на характеристике обладает следующими параметрами:

$$G_B = 83,61 \text{ кг/с}; n = 11095 \text{ об/мин};$$

$$\pi_{РК}^* = 1,7771; \eta_{РК}^* = 0,8534.$$

На рис. 12-13 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с экспериментом.

На рис. 14 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных при расчете и в эксперименте с нанесением расчетных границ начала срыва и срыва.

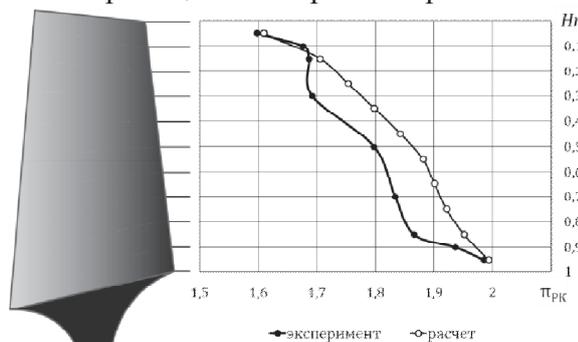


Рис. 12. Радиальное распределение степени повышения давления в РК

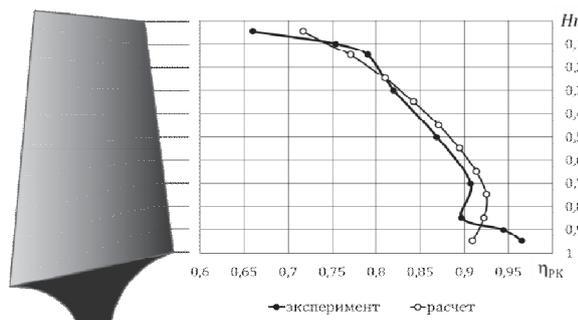


Рис. 13. Радиальное распределение КПД в РК

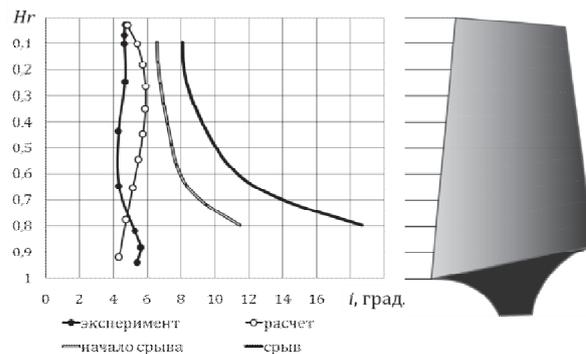


Рис. 14. Радиальное распределение углов атаки в РК

Выводы

1. Разработана методика решения прямой задачи в осевом компрессоре в двухмерной постановке.
2. Разработана система имитационного моделирования осевых компрессоров COMPRESSOR_2D, позволяющая решать прямые задачи в двухмерной постановке применительно к осевым компрессорам.
3. Проверена адекватность разработанной системы и методики.
4. Разработана методика оценки запасов газодинамической устойчивости компрессора в двухмерной постановке.

Библиографический список

1. Johnsen, I.A. Aerodynamic design of axial-flow compressors. NASA SP-36 Report.3 / I.A. Johnsen, R.O. Bullock. – Cleveland : NASA-Lewis Research Center, 1965. – 526 p.
2. Schobeiri, M. Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance / M. Schobeiri. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – 522 p.
3. Sulam, D.H. Single stage evaluation of highly-loaded high-Mach-number compressor stages. NASA technical report CR-72694 / D.H. Sulam, M.J. Keenan, J.T. Flynn. – Maryland : Pratt&Whitney Aircraft Division (PWA-3772), 1974. – 108 p.
4. Козловская, А.Б. Система моделирования компрессоров авиационных ГТД (COMPRESSOR_2D) № 2010611711 / А.Б. Козловская, Д.А. Ахмедзянов, А.Е. Михайлов. – М.: Роспатент, 2010.
5. Расчет характеристик осевых компрессоров совместно с границей устойчивой работы [Текст] / А.Б. Козловская, Д.А. Ахмедзянов [и др.]: Вестник УГАТУ - Уфа : УГАТУ, 2010. Т. 14 – №5 (40). - С. 15–26.

TWO-DIMENSIONAL AXIAL ROTOR COMPRESSOR OFF-DESIGN PERFORMANCE PREDICTION MODEL WITH THE USE OF SIMULATION METHODS AND TOOLS

© 2011 A. B. Mikhailova, D. A. Akhmedzyanov, Yu. M. Akhmetov, A. Ye. Mikhailov

Ufa State Aviation Technical University

The method of solving the two-dimensional direct problem for axial compressor is developed and realized in the simulation system COMPRESSOR_2D. The study on adequacy of proposed all-inclusive criterion for surge zones emergence prediction is executed.

Axial compressor, simulation, compressor performance, surge line, stall, incidence and deviation angles

Информация об авторах

Михайлова Александра Борисовна, аспирант Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: alexandra11112007@yandex.ru. Область научных интересов: осевые и центробежные компрессоры, расчет характеристик осевых компрессоров, имитационное моделирование, устойчивость.

Ахмедзянов Дмитрий Альбертович, доктор технических наук, профессор Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: ada@ugatu.ac.ru. Область научных интересов: авиационные двигатели, рабочие процессы, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Ахметов Юрий Мавлютович, кандидат технических наук, доцент Уфимского государственного авиационного технического университета. Область научных интересов: устойчивость, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Михайлов Алексей Евгеньевич, аспирант Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: mikhailov.ugatu@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы, устойчивость, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Mikhailova Alexandra Borisovna, post-graduate student of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: alexandra11112007@yandex.ru. Area of research: axial and centrifugal compressors, off-design performance prediction, simulation, gas-dynamic stability.

Akhmedzyanov Dmitry Albertovich, doctor of technical science, professor, of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: ada@ugatu.ac.ru. Area of research: aircraft engines, working processes, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Akhmetov Yury Mavlyutovich, candidate of technical science, associate professor of Ufa State Aviation Technical University. Area of research: gas-dynamic stability, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Mikhailov Alexey Yevgenevich, post-graduate student of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: mikhailov.ugatu@gmail.com. Area of research: working processes, gas-dynamic stability, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.