

А. Б. Михайлова

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА В ДВУХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Приведена методика решения прямой задачи газовой динамики применительно к осевому компрессору в двухмерной постановке. Показана реализация разработанной методики в системе имитационного моделирования COMPRESSOR_2D. Предложена методика определения границы устойчивой работы компрессора в двухмерной постановке. Приведены результаты верификации методик и системы имитационного моделирования. *Осевой компрессор; имитационное моделирование; двухмерный расчет; граница устойчивой работы; характеристика компрессора*

Рабочий процесс компрессора – сложное пространственное явление, протекающее в вязком нестационарном потоке. В рабочем процессе проявляется множество различных факторов, которые значительно усложняют его моделирование – образование пограничного слоя на рабочих поверхностях лопаток, на втулке и корпусе компрессора, на периферийной кромке лопатки; различные перетекания потока и вторичные течения; нестационарное течение потока в радиальном зазоре; система скачков в транс- и сверхзвуковых ступенях компрессора, взаимодействие скачков уплотнения с пограничным слоем; неравномерное поле параметров на входе в лопаточный венец; нестационарная структура потока в межлопаточном канале и меридиональной плоскости; вихревые и отрывные течения; нестационарный аэродинамический след за лопатками; перемешивание потока вследствие радиального течения под действием центробежных сил. Классификация моделей рабочего процесса компрессора производится в зависимости от учета тех или иных перечисленных факторов.

Двухмерные модели рабочего процесса активно разрабатываются в России и на Западе с начала 50-х гг. XX в. Двухмерная модель рабочего процесса позволяет значительно повысить количество учитываемых факторов и повысить адекватность проводимых расчетов по сравнению с одномерной моделью рабочего процесса компрессора.

На Западе двухмерные модели начали активно разрабатываться в различных структурах NASA (National Aeronautic and Space Administration), особенно коллективом специалистов

в Lewis Research Center. Методологические основы расчета осевых компрессоров по двухмерной модели представлены в работе [1].

Модельная поверхность течения в межлопаточном канале представляет собой плоскую (или двухмерную) решетку. Подобные решетки широко исследованы экспериментально и теоретически. Течение в решетке является приближенной моделью реального трехмерного течения, и пренебрежение его трехмерностью может привести к серьезным ошибкам. Существует фундаментальная разница между течением в решетке и на межлопаточной условной поверхности в компрессоре. Направление потока за решеткой и повышение статического давления в ней определяются геометрическими характеристиками решетки и параметрами входного потока, особенно его направлением. 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. Из этого вытекает первое существенное допущение двухмерной модели рабочего процесса: течение в лопаточном венце рассматривается как течение в совокупности двухмерных межлопаточных каналов, без учета влияния вязкости, нестационарных факторов и взаимодействия лопаточных венцов.

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, коэф-

фициента 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.

Второе основное допущение – осесимметричный характер течения в лопаточном венце. Исходя из этого допущения, осредненные параметры в межлопаточном канале используются для определения распределения параметров в меридиональном сечении. Для оценки осредненных параметров в меридиональном сечении используются уравнения энергии, неразрывности и радиального равновесия. Как правило, используется комбинация двух математических моделей (в окружном и меридиональном направлении) для описания трехмерного течения в лопаточном венце.

Для повышения адекватности двумерной математической модели разрабатываются поправочные коэффициенты, учитывающие трехмерные особенности течения в лопаточном венце.

ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ К МОДЕЛИРОВАНИЮ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА В ДВУХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Вычисление коэффициента диффузорности (diffusion factor)

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 А. R. Howell, которые до настоящего времени используются при проектировании компрессоров в промышленности. Некоторые специалисты полагали, что максимум подъемной силы является пределом аэродинамической нагрузки профиля. Но Howell показал, что поворот потока зависит от кривизны профилей в межлопаточном канале и режима натекания потока на профили и обосновал невозможность применения теории изолированного профиля к исследованию течения в компрессорах. Поворот потока в межлопаточном канале вызывает торможение потока, что увеличивает вероятность отрыва пограничного слоя.

Наиболее важным критерием оценки аэродинамической нагрузки решеток является пред-

ложенный впервые в работах S. Lieblein коэффициент или степень диффузорности (diffusion factor). 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 и статора в следующей форме:

$$D_R = \frac{w_{\max}}{w_2}; \quad D_S = \frac{c_{\max}}{c_3},$$

где w_{\max} , c_{\max} – максимальная местная скорость на спинке лопатки; w_2 , c_2 – среднее значение скорости на выходе из межлопаточного канала.

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

$$D_R = 1 - \frac{V_2'}{V_1'} + \frac{r_2 \cdot V_{\theta 2} - r_1 \cdot V_{\theta 1}}{(r_1 + r_2) \cdot \sigma \cdot V_1'}; \quad (1)$$

$$D_S = 1 - \frac{V_3}{V_2} + \frac{r_2 \cdot V_{\theta 2} - r_3 \cdot V_{\theta 3}}{(r_2 + r_3) \cdot \sigma \cdot V_2}. \quad (2)$$

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.

Можно переписать выражения (1) и (2) в следующем виде:

$$D_R = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}}{(r_1 + r_2) \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_R \cdot w_1}; \quad (3)$$

$$D_S = 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{r_2 \cdot c_{2u} - r_3 \cdot c_{3u}}{(r_2 + r_3) \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_S \cdot c_2}. \quad (4)$$

Скорости, приведенные в формулах, представлены на треугольниках скоростей (рис. 1–2), радиусы – на меридиональном сечении (рис. 3).

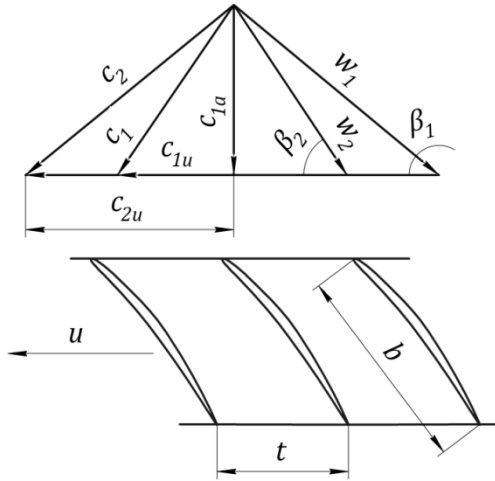


Рис. 1. Треугольник скоростей и решетка профилей рабочего колеса (ротора)

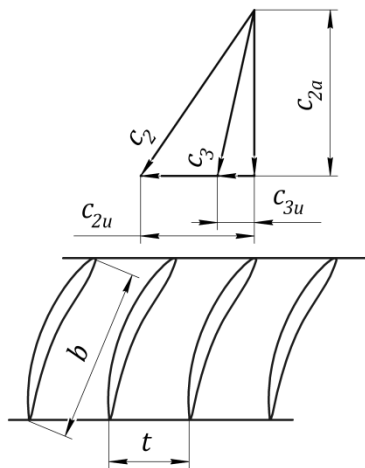


Рис. 2. Треугольник скоростей и решетка профилей направляющего аппарата (статора)

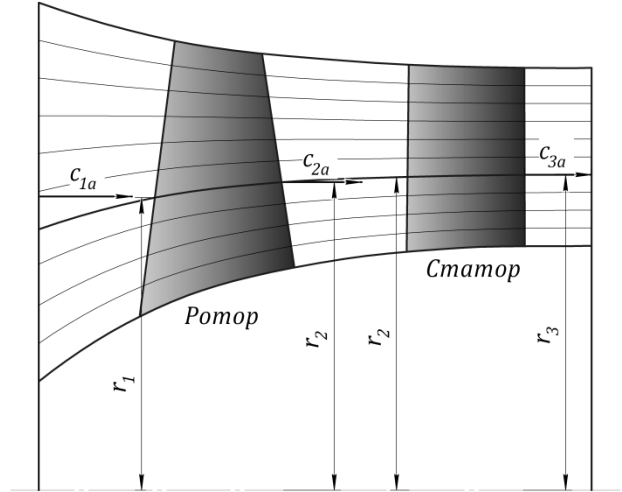


Рис. 3. Меридиональное сечение проточной части

Существует и альтернативный подход к определению коэффициента диффузорности – так называемый модифицированный коэффициент диффузорности (modified diffusion factor), предложенный Schoibeiri.

$$D_R = 1 - \frac{\sin\beta_1}{\mu\sin\beta_2} + \frac{v\sin\beta_1}{\sigma(v+1)} \times \left(\frac{1-v^2}{\mu v \varphi} + \text{ctg}\beta_1 - \frac{\text{ctg}\beta_2}{\mu v} \right) \times \left[1 - M_1^2 \left(\frac{\sin\beta_1}{\mu\sin\beta_2} \right) \left(\frac{\sin\beta_1}{\mu\sin\beta_2} - 1 \right) \right]; \quad (5)$$

$$D_S = 1 - \frac{\sin\alpha_2}{\mu\sin\alpha_3} + \frac{v\sin\alpha_2}{\sigma(v+1)} \times \left(\text{ctg}\alpha_2 - \frac{\text{ctg}\alpha_3}{\mu v} \right) \times \left[1 - M_2^2 \left(\frac{\sin\alpha_2}{\mu\sin\alpha_3} \right) \left(\frac{\sin\alpha_2}{\mu\sin\alpha_3} - 1 \right) \right]. \quad (6)$$

В приведенных формулах:

$$\mu = \frac{c_{1a}}{c_{2a}}, \quad v = \frac{u_1}{u_2}, \quad \varphi = \frac{c_{2a}}{u_2}, \quad \sigma = \frac{b}{t}. \quad (7)$$

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 образование местных сверхзвуковых областей потока на спинке профиля).

Стоит отдельно отметить влияние изменения осевой плотности тока в межлопаточном канале на характеристики потока. Изменение осевой плотности тока определяется изменением осевой скорости в межлопаточном канале. В ранних работах многие теоретические и полуэмпирические зависимости были определены исходя из предположения о постоянстве осевой плотности тока.

Однако для исследования современных аэродинамически высоконагруженных компрессоров учет в математической модели изменения осевой скорости в межлопаточном канале является существенным фактором.

Взаимосвязь коэффициента диффузорности и коэффициента потерь полного давления

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:

$$\xi_{R} = \frac{P_{w1}^* \left(\frac{T_{w2}^*}{T_{w1}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} - P_{w2}^*}{P_{w1}^* - P_1}; \quad (5)$$

$$\xi_S = \frac{P_2^* - P_3^*}{P_2^* - P_2}. \quad (6)$$

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

рис. 4 для ротора и на рис. 5 для статора. В литературе [Schobeiri] аналогичная зависимость указывается для определения полного коэффициента потерь, однако, данное утверждение может быть справедливо лишь для дозвуковых режимов работы лопаточного венца.

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

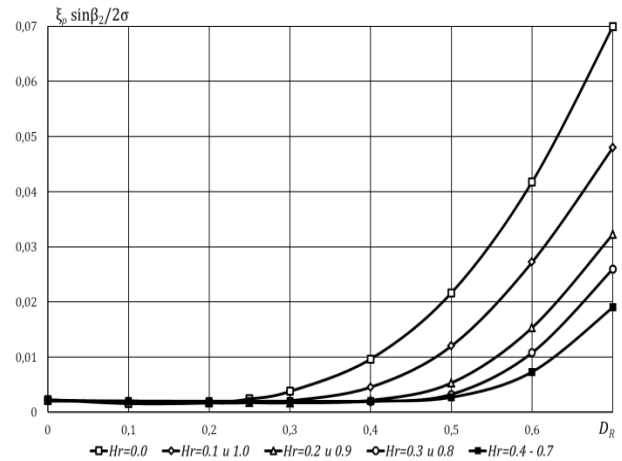


Рис. 4. Распределение коэффициента профильных потерь по высоте пера лопатки в зависимости от коэффициента диффузорности (ротор)

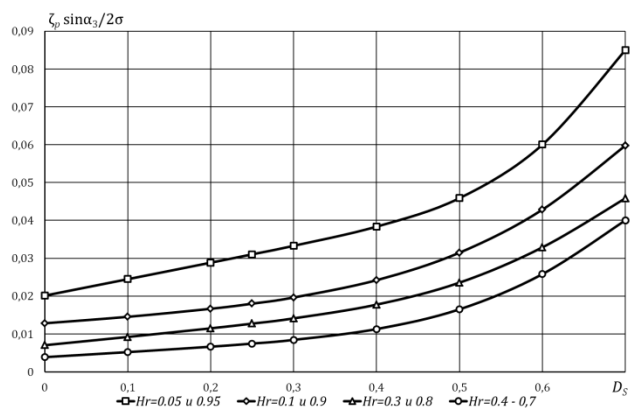


Рис. 5. Распределение коэффициента профильных потерь по высоте пера лопатки в зависимости от коэффициента диффузорности (статор)

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:

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

В табл. 1 приведены коэффициенты аппроксимирующей зависимости для ротора, в табл. 2 – для статора.

Таблица 1

Коэффициенты аппроксимирующей зависимости для ротора

H_r	Коэффициенты		
	a	b	c
0,0	0,002085	12,640323	-8,488515
	d		f
	-5,984129		-0,01214
0,1	0,002199	23,690293	-12,855262
	d		f
	-13,794961		-0,003536
0,2	0,00217547	38,29791	-18,807178
	d		f
	-23,393465		-0,0018686
0,3	0,0020639	64,306997	-28,214429
	d		f
	-41,873774		-0,00056418
0,4	0,00200758	65,610959	-29,64406
	d		f
	-41,541492		-0,0000795

Кроме профильных потерь в лопаточном венце имеются волновые потери. Волновые потери возникают при наличии околосвуковых и сверхзвуковых областей течения в межлопаточном канале. На рис. 6 приведена зависимость коэффициента волновых потерь от числа Маха на входе в решетку.

Таблица 2

Коэффициенты аппроксимирующей зависимости для статора

H_r	Коэффициенты		
	a	b	c
0,05	0,0201331	29,8959003	-16,466743
	d		f
	-15,975939		0,0434279
0,1	0,0126382	10,1590001	-8,5965802
	d		f
	-3,6793504		0,0140163
0,3	0,00702299	19,202673	-12,237037
	d		f
	-10,095135		0,0215872
0,3	0,0020639	64,306997	-28,214429
	d		f
	-41,873774		-0,00056418
0,4	0,00387003	18,487436	-12,028484
	d		f
	-9,229423		0,0129996

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

$$\xi_s = \frac{39,174832 + 28,219423M_{w1} + 0,710458M_{w1}^3}{51,603992 + 44,186608M_{w1} - 3,356873M_{w1}^2} - 0,732542.$$

Для статора разработана зависимость аналогичная с заменой M_{w1} на M_{w2} .

Для определения суммарных потерь полного давления в лопаточном венце предлагается гипотеза алгебраического сложения коэффициентов гидравлического сопротивления.

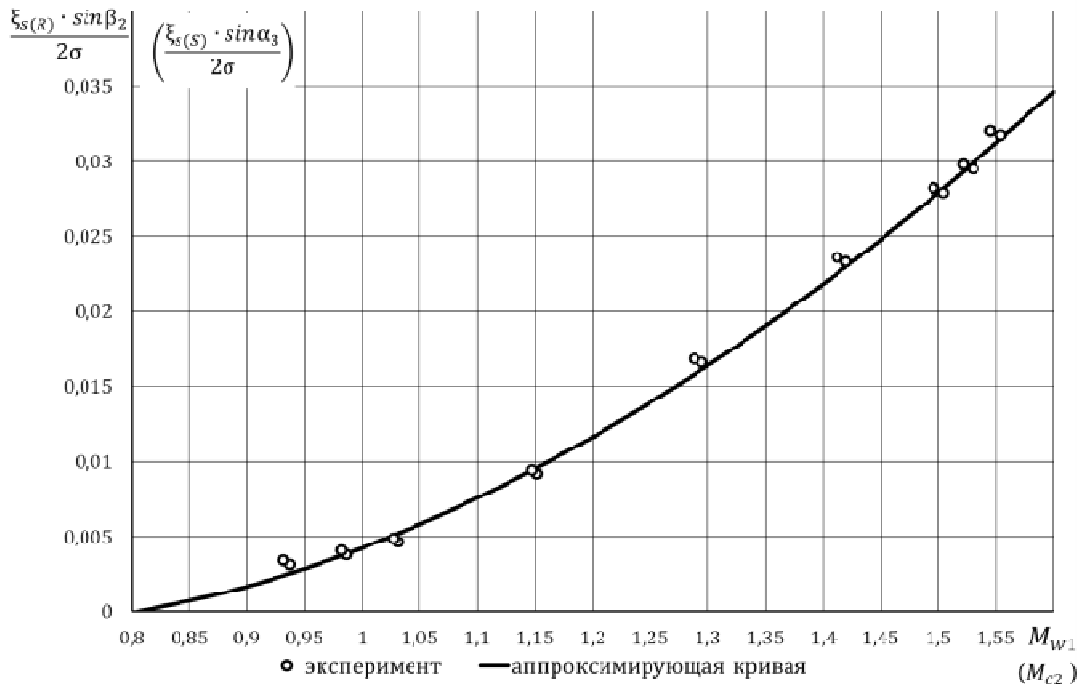


Рис. 6. Зависимость коэффициента волновых потерь от числа Маха на входе в решетку

В общем случае коэффициент суммарных потерь полного давления вычисляется следующим образом:

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

Расчет углов атаки и отставания при решении прямой и обратной задачи

Углы атаки (i) и отставания (δ) бывают «проектными» или «номинальными» (reference incidence angle, reference deviation angle) (назначаются при решении обратной задачи) и «расчетными» (off-reference incidence angle, off-reference deviation angle) (рассчитываются при решении прямой задачи). На рис. 7 приведены основные параметры профиля и углы потока при обтекании профиля.

Номинальный угол атаки (и соответствующий ему угол отставания) соответствует минимуму коэффициента потерь полного давления согласно Howell. На рис. 8 представлена схема определения номинального угла атаки.

Обширные экспериментальные исследования двумерного течения в межлопаточном канале свидетельствуют о том, что минимум потерь достигается при отсутствии сильного тор-

можения на спинке и корыте лопатки (отсутствия пиков на эюре распределения скорости по профилю лопатки).

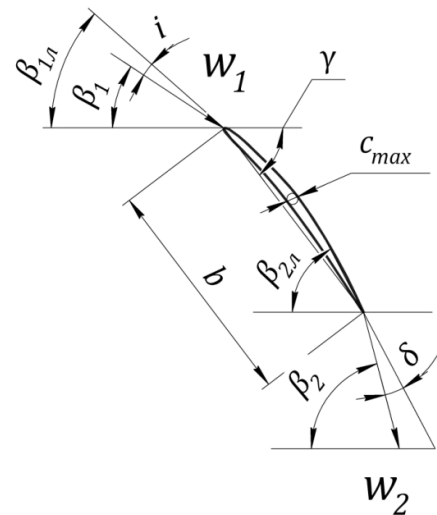


Рис. 7. Основные параметры профиля

Для тонких профилей минимум потерь достигается в случае расположения точки торможения потока вблизи входной кромки, а в идеальном случае – на входной кромке профиля лопатки. Согласно теории потенциального тече-

ния в межлопаточном канале минимум потерь полного давления достигается в решетке при отрицательном угле атаки. При фиксированном значении густоты решетки и удлинения лопатки угол атаки, соответствующий минимуму потерь, уменьшается с увеличением изгиба профиля. Согласно работам Carter оптимальный угол атаки соответствует максимуму аэродинамического качества профиля лопатки (отношение подъемной силы профиля к аэродинамическому сопротивлению).

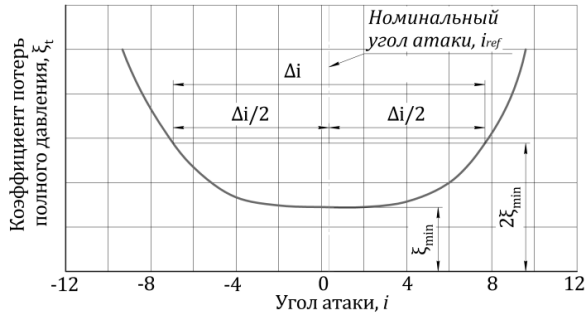


Рис. 8. Зависимость коэффициента потерь полного давления от угла атаки

Carter предложил следующую формулу для определения номинального угла атаки (здесь она приведена с коррекцией по числу Маха на входе в межлопаточный канал для учета свойств сжимаемого потока):

$$i_{ref} = K_{sh} K_{it} i_{010} + n\theta + (i - i_{ref}),$$

K_{sh} – коэффициент, зависящий от типа профиля, в частности для профиля, образованного дугами окружности (double circular airfoil (DCA) или multiple circular airfoil (MCA)) $K_{sh} = 0,7$, для профиля, средняя линия которого образована дугами окружности (C-series), $K_{sh} = 1,1$, а для профиля типа NASA 65-(A₁₀) $K_{sh} = 1,0$. Характерные профили приведены на рис. 9.

K_{it} – коэффициент, зависящий от относительной толщины профиля. Коэффициенты можно вычислить по следующим формулам:

- для NASA 65-(A₁₀) и C-series

$$K_{it} = 19,178571 \left(\frac{c_{max}}{b} \right) - 122,321429 \left(\frac{c_{max}}{b} \right)^2 + 312,5 \left(\frac{c_{max}}{b} \right)^3$$

- для DCA и MCA

$$K_{it} = 13,982143 \left(\frac{c_{max}}{b} \right) - 101,190476 \left(\frac{c_{max}}{b} \right)^2 + 312,5 \left(\frac{c_{max}}{b} \right)^3;$$

i_{010} – угол атаки неизогнутого профиля с относительной толщиной 10 %. Данный угол атаки зависит от угла набегания потока и густоты решетки профилей. Предложена следующая двухпараметрическая зависимость для его вычисления:

$$i_{010} = 0,293977 + 0,002045 \cdot (90 - \beta_1) - 0,456044\sigma + 0,079373 \cdot (90 - \beta_1)\sigma - 0,000033(90 - \beta_1)^2\sigma - 0,000889(90 - \beta_1)\sigma^2 - 0,108 \cdot 10^{-5}(90 - \beta_1)^3 + 0,088744\sigma^3$$

$\theta = (\beta_{2л} - \beta_{1л})$ – угол изгиба профиля.

n – коэффициент коррекции для угла изгиба профиля. Данный коэффициент зависит от угла набегания потока и густоты решетки.

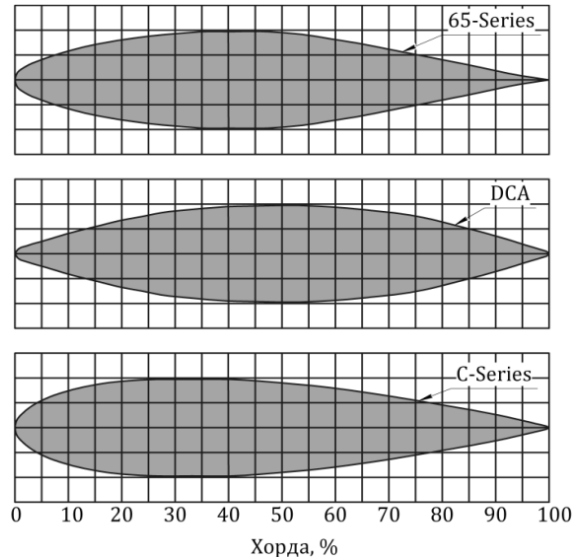


Рис. 9. Характерные типы профилей

Предложена двухпараметрическая зависимость для его вычисления:

$$n = -0,067291 - 0,005108(90 - \beta_1) + 0,035148 \times \sigma + 0,004299(90 - \beta_1)\sigma - 0,786 \cdot 10^{-5} \times (90 - \beta_1)^2\sigma - 0,000682(90 - \beta_1)\sigma^2 - 0,45 \cdot 10^{-6}(90 - \beta_1)^3 - 0,002186\sigma^3,$$

$(i - i_{ref})$ – коррекция номинального угла атаки в зависимости от числа Маха. Çetin предложил следующие зависимости:

- для DCA:

$$(i - i_{ref}) = 0,7238 \cdot M_{w1} + 7,5481;$$

- для МСА:

$$(i - i_{ref}) = 1,3026 M_{w1} + 5,7380.$$

Определение угла отставания в межлопаточном канале представляет серьезную проблему. Согласно теории потенциального потока в межлопаточном канале угол отставания потока зависит от угла изгиба профиля, толщины профиля, густоты решетки и угла установки. Угол отставания увеличивается с повышением угла изгиба и угла установки и уменьшается с повышением густоты решетки.

Номинальный угол отставания – это угол отставания, соответствующий номинальному углу атаки.

$$\delta_{ref} = K_{sh} K_{\delta i} \delta_{010} + m\theta + (i - i_{ref}) \left(\frac{d\delta}{di} \right)_{ref} + (\delta - \delta_{ref}).$$

$K_{\delta i}$ – коэффициент, зависящий от относительной толщины профиля. Коэффициенты можно вычислить по формулам:

- для NACA 65-(A₁₀) и C-series:

$$K_{\delta i} = 0,004762 + 6,178578 \left(\frac{c_{max}}{b} \right) + 39,88095 \left(\frac{c_{max}}{b} \right)^2;$$

- для DCA:

$$K_{\delta i} = 0,000952 + 4,321429 \left(\frac{c_{max}}{b} \right) + 29,97619 \left(\frac{c_{max}}{b} \right)^2.$$

δ_{010} – угол отставания неизогнутого профиля с относительной толщиной 10 %. Данный угол отставания зависит от угла набегания потока и густоты решетки. Предложена следующая двухпараметрическая зависимость для его вычисления (рис. 12):

$$\begin{aligned} \delta_{010} = & -0,020514 + 0,009336(90 - \beta_1) + \\ & + 0,066037\sigma - 0,008086(90 - \beta_1) \cdot \sigma + \\ & + 0,000883(90 - \beta_1)^2 \sigma + 0,005532 \times \\ & \times (90 - \beta_1) \sigma^2 - 0,687 \cdot 10^{-5} \cdot (90 - \beta_1)^3 - \\ & - 0,036940\sigma^3 + 0,010427\sigma^4 + 0,736 \cdot 10^{-7} \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \times (90 - \beta_1)^4 + 0,001818(90 - \beta_1)^3 \sigma - \\ & - 0,000051 \cdot (90 - \beta_1)^2 \sigma^3 - 0,000462 \times \\ & \times (90 - \beta_1)^2 \sigma^2 + 0,603 \cdot 10^{-5} (90 - \beta_1)^3 \sigma^2 - \\ & - 0,3795 \cdot 10^{-5} (90 - \beta_1)^3 \sigma; \end{aligned}$$

- для NACA 65-(A₁₀) и C-series:

$$m = \frac{m_{\sigma=1}}{\sigma^b};$$

- для NACA 65-(A₁₀):

$$\begin{aligned} m_{\sigma=1} = & 0,16989 + 0,000804(90 - \beta_1) - \\ & - 0,00004(90 - \beta_1)^2 + 0,142 \cdot 10^{-5} (90 - \beta_1)^3 - \\ & - 0,862 \cdot 10^{-8} (90 - \beta_1)^4; \end{aligned}$$

- для C-series:

$$\begin{aligned} m_{\sigma=1} = & 0,250174 + 0,000202(90 - \beta_1) + \\ & + 0,000025(90 - \beta_1)^2 - 0,516 \cdot 10^{-6} (90 - \beta_1)^3 + \\ & + 0,549 \cdot 10^{-8} (90 - \beta_1)^4; \end{aligned}$$

$$b = \ln \left(\begin{array}{l} 0,965227 - 0,2375 \cdot 10^{-2} \cdot (90 - \beta_1) + \\ + 0,338 \cdot 10^{-4} \cdot (90 - \beta_1)^2 - \\ - 0,121 \cdot 10^{-5} \cdot (90 - \beta_1)^3 \end{array} \right);$$

- для DCA:

$$m = \frac{m_C}{\sqrt{\sigma}};$$

$$\begin{aligned} m_C = & 0,215943 + 0,001112(90 - \gamma) + \\ & + 0,516 \cdot 10^{-5} \cdot (90 - \gamma)^2 + 0,566 \cdot 10^{-6} \cdot (90 - \gamma)^3 - \\ & - 0,464 \cdot 10^{-8} (90 - \gamma)^4. \end{aligned}$$

После расчета номинальных углов появляется возможность определения расчетных углов атаки и отставания при решении прямой задачи.

Расчетный угол атаки определяется по параметрам потока на входе в межлопаточный канал и вычисляется следующим образом:

$$i = \beta_{1n} - \beta_1.$$

Creveling установил взаимосвязь между расчетными значениями углов атаки и отставания (off-reference incidence, deviation angles) при отклонении режима течения в межлопаточном канале от номинальных условий (reference incidence, deviation angles). В качестве критерия, определяющего нерасчетный (не номинальный, off-reference) характер течения в межлопаточном канале, предлагается безразмерный ком-

плекс $\frac{i - i_{ref}}{\varepsilon_{ref}}$. При этом в качестве характерно-

го параметра, определяющего особенности исследуемой конструкции, выступает номинальный угол поворота потока в межлопаточном канале ε_{ref} . Аналогичный безразмерный комплекс предлагается для оценки расчетного угла отставания потока и позволяет вывить функ-

циональную взаимосвязь $\frac{\delta - \delta_{ref}}{\varepsilon_{ref}} = f\left(\frac{i - i_{ref}}{\varepsilon_{ref}}\right)$.

Авторами предложена следующая аппроксимирующая зависимость.

$$\frac{\delta - \delta_{ref}}{\varepsilon_{ref}} = f\left(\frac{i - i_{ref}}{\varepsilon_{ref}}\right) = f(x);$$

$$f(x) = 0,476705 + (0,383 \cdot 10^{-5} - 0,334 \cdot 10^{-6} \cdot x + 0,622 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 0,922 \cdot 10^{-5} \cdot x^3) / (-0,802 \cdot 10^{-5} - 0,724 \cdot 10^{-5} \cdot x - 0,203 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,234 \cdot 10^{-4} \cdot x^4).$$

Расчет степени повышения давления и адиабатического КПД ротора с помощью коэффициента потерь

Авторами разработана методика определения радиального распределения параметров потока на выходе из лопаточного венца ротора компрессора. Основными параметрами, определяющими эффективность рабочего процесса в лопаточном венце являются степень повышения полного давления и полный адиабатический коэффициент полезного действия лопаточного венца ротора компрессора.

Первым этапом предлагаемой методики является определение теоретической степени повышения полного давления в относительном движении в лопаточном венце исходя из предположения об изоэнтропическом характере течения в межлопаточном канале с помощью уравнения Эйлера. В дальнейшем определяется полная температура воздуха на выходе из лопаточного венца с помощью уравнения Эйлера. С помощью определенных суммарных гидравлических коэффициентов потерь полного давления определяется степень повышения давления в лопаточном венце в относительном движении. С помощью вычисленных величин определяется степень повышения полного давления в лопаточном венце в абсолютном движении и полный адиабатический КПД лопаточного венца.

Алгоритм расчета в СИМ COMPRESSOR_2D

Для решения прямой задачи для осевого компрессора в двухмерной постановке авторами разработан алгоритм, реализованный в СИМ COMPRESSOR_2D. При расчете рабочего колеса используется алгоритм, представленный на рис. 10.

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 [2]. Основные параметры ступени в проектной точке приведены в табл. 3. и на рис. 11.

Таблица 3

Основные газодинамические параметры ступени

Параметр	Значение
G_B , кг/с	84,867
n , 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.

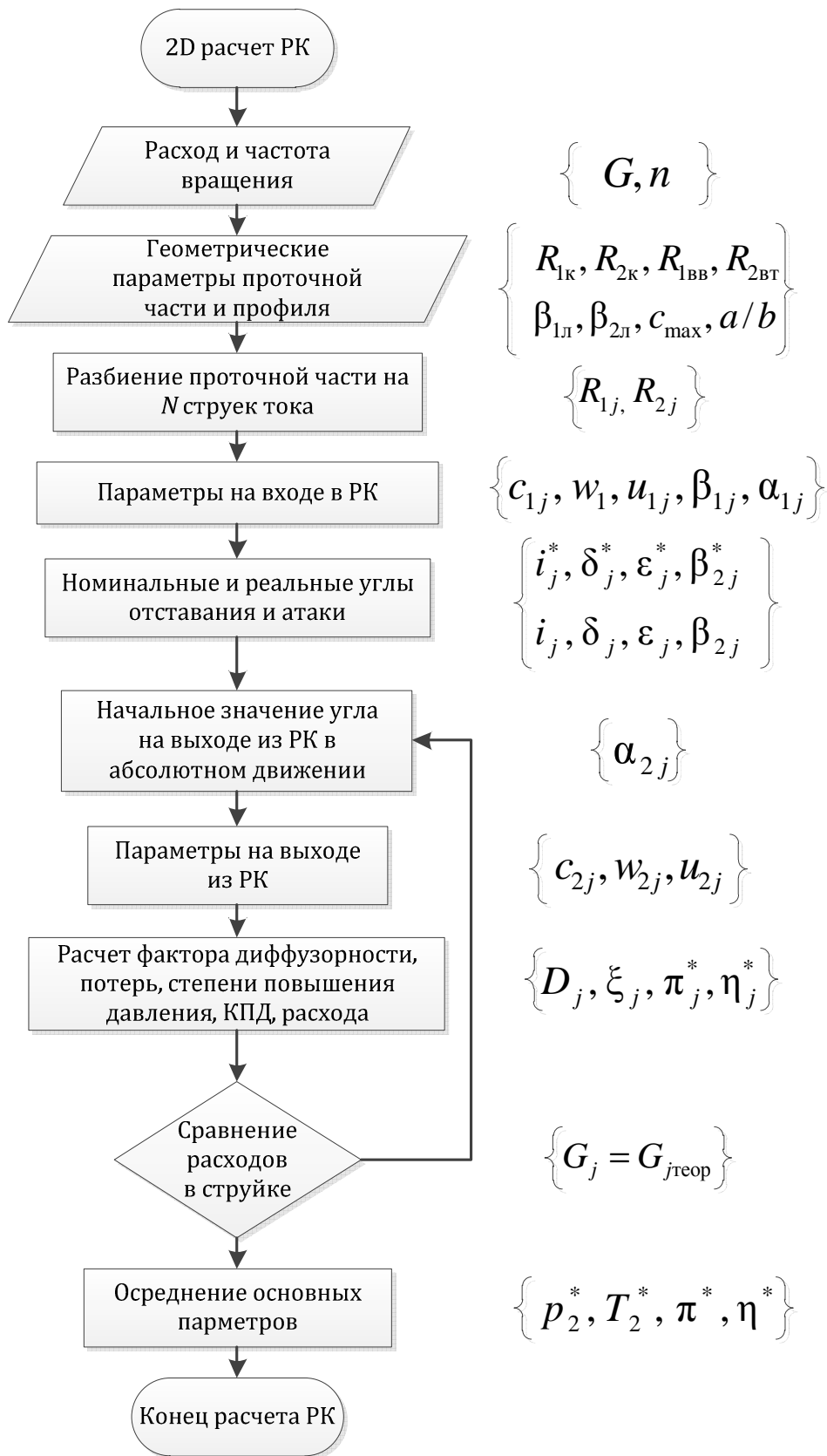


Рис. 10. Алгоритм расчета рабочего колеса верификация разработанной методики

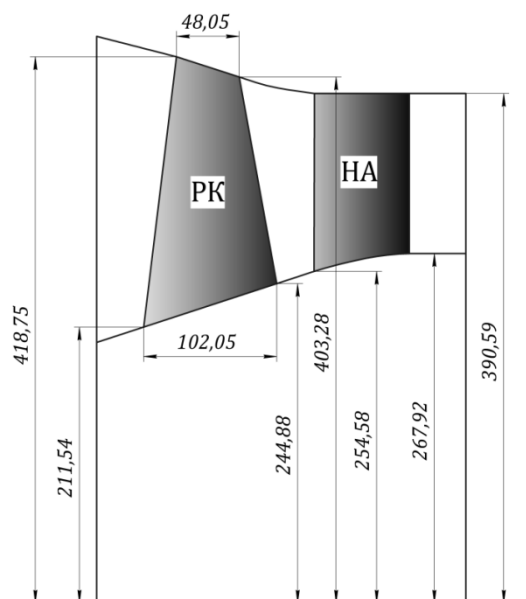


Рис. 11. Чертеж меридионального сечения ступени

В настоящей работе верификация разработанной математической модели проводилась на рабочем колесе исследуемой ступени компрессора. Для верификации разработанной математической модели рассматриваются три характерные точки на напорной ветви характеристики (рабочая точка вблизи границы устойчивой работы, рабочая точка в устойчивой области с достаточным запасом газодинамической устойчивости, рабочая точка вблизи границы записания напорной ветви).

На рис. 15 приведено окно входных параметров при работе в СИМ COMPRESSOR_2D.

Из особенностей системы моделирования COMPRESSOR_2D (рис. 12) 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.

Как видно из рис. 12, 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.

Входные параметры		Выходные параметры	
0	Номер ступени		1
0-1	Число струек тока		10
1	*****Геометрические параметры*****		
1-1	Входной наружный радиус		0.4158
1-11	Координата X		0.0252
1-2	Входной втулочный радиус		0.21005
1-21	Координата X		0
1-3	Выходной наружный радиус		0.40445
1-31	Координата X		0.07325
1-4	Выходной втулочный радиус		0.24375
1-41	Координата X		0.10205
1-5	Распределение хорды по радиусу		horda
1-6	Распределение входного лопаточного угла по радиусу		beta1l
1-7	Распределение выходного лопаточного угла по радиусу		beta2l
1-8	Число лопаток		30
1-9	Соотношение a/b (распределение)		ab
1-91	Распределение t/c		tc
1-92	Поправка на правило Картера		carterr
1-93	Тип профиля		3
2	*****ВНА*****		
2-1	Угол установки ВНА		90
3	*****Признаки*****		
3-1	Признак рисования характеристики ступени (1-да, 0-нет)		0
3-2	Признак осреднения давления		1
3-3	Расчет по методике Scobeiri (1-да, 0-нет)		0
3-4	Расчет по методике Lieblein (1-да, 0-нет)		1
3-5	Учет волновых потерь (1-да, 0-нет)		1
3-6	Признак расчета угла отставания (1 - Howell, 2 - Carter)		2

Рис. 12. Исходные данные при расчете ПК в СИМ COMPRESSOR_2D

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

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

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

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

На рис. 13–14 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с результатами испытаний ступени.

На рис. 15 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных расчетным путем и экспериментально с нанесением расчетных границ зарождения срывных зон и развитого срыва со спинки профиля.

Авторами предложена методика определения границы устойчивой работы лопаточного венца ступени компрессора. Для оценки устойчивости рабочего процесса в компрессоре предлагаются два безразмерных комплекса. Первый безразмерный комплекс, характеризующий отклонение от номинального режима течения в межлопаточном канале определяет границу зарождения срывных зон на спинке профиля лопатки. При этом рабочий процесс в компрессоре является газодинамически устойчивым, но за-

рождение срывных зон сопровождается нарастанием потерь полного давления. Второй безразмерный комплекс, характеризующий отклонение режима течения в межлопаточном канале от номинального режима определяет границу устойчивой работы компрессора. Дальнейшее отклонение режима течения от номинального режима приводит к потере газодинамической устойчивости течения в межлопаточном канале [3–4]. Для границы зарождения срывных зон и развитого срыва предложены следующие соотношения:

- $\left(\frac{i - i_{ref}}{\varepsilon_{ref}} = 0,2 \right)$ (зарождение срывных зон на спинке профиля);
- $\left(\frac{i - i_{ref}}{\varepsilon_{ref}} = 0,4 \right)$ (развитый срыв потока со спинки профиля).

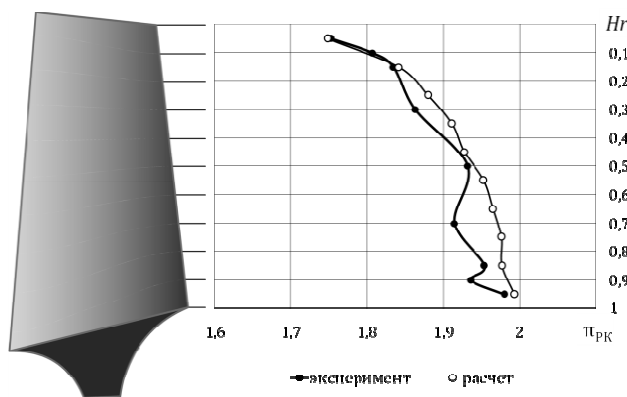


Рис. 13. Радиальное распределение степени повышения полного давления в РК

Анализ результатов, представленных на рис. 13–15 свидетельствует об удовлетворительной сходимости расчетных распределений степени повышения полного давления и 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.

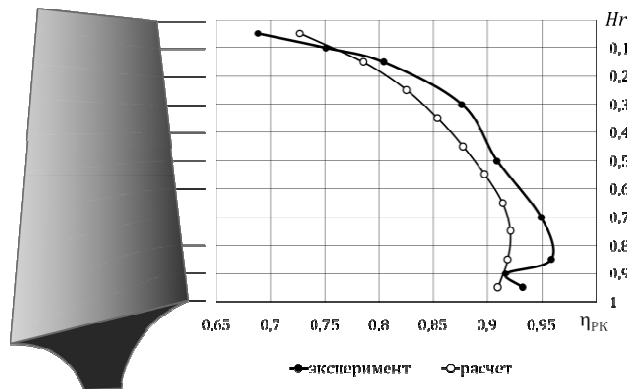


Рис. 14. Радиальное распределение полного адиабатического КПД в РК

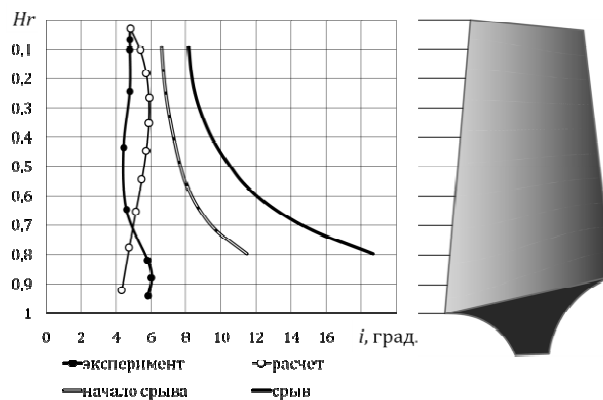


Рис. 15. Радиальное распределение углов атаки в РК

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

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

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

На рис. 16–17 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с экспериментом.

На рис. 18 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных расчетным путем и экспериментально с нанесением расчетных границ зарождения срывных зон и развитого срыва.

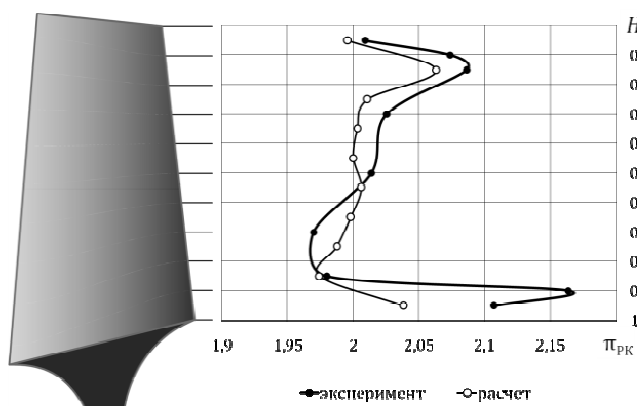


Рис. 16. Радиальное распределение степени повышения давления в РК

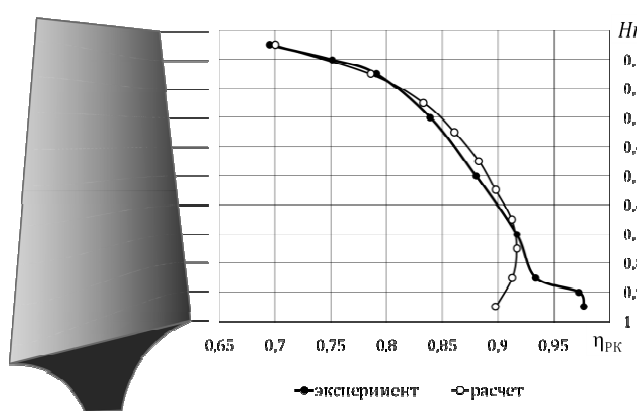


Рис. 17. Радиальное распределение КПД в РК

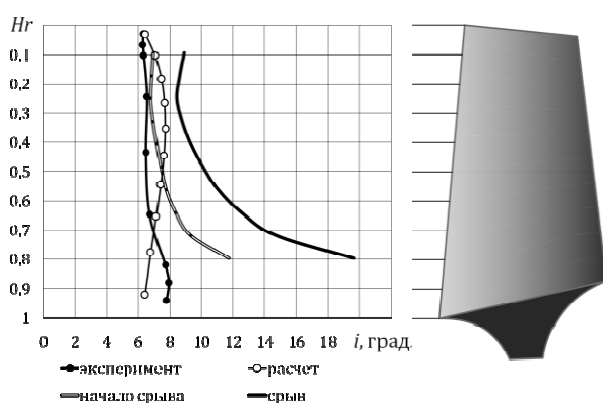


Рис. 18. Радиальное распределение углов атаки в РК

Анализ результатов представленных на рис. 16–17 отражает удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных распределений степени повышения полного давления и полного адиабатического КПД лопаточного венца. На рис. 18 представлено расчетное и экспериментальное радиальное распреде-

ление углов атаки, а также расчетная граница зарождения срывных зон и развитого срыва потока со спинки лопатки. Можно отметить достаточную сходимость расчетных и экспериментальных распределений угла атаки. В периферийной области экспериментальные значения углов атаки превышают критические значения расчетной границы устойчивой работы, что означает зарождение срывной зоны в приконцевой области лопатки. В то же время расчетные значения углов атаки превышают граничные значения на половине высоты пера лопатки. Можно заключить, что рабочая точка на характеристике компрессора на границе устойчивой работы может быть определена расчетным путем с использованием ограничения по углу атаки, соответствующего границе зарождения срывных зон на спинке лопатки, а именно, достижение углов начала срыва на 50 и более процентах высоты лопатки по входу.

ВЫВОДЫ

Таким образом, была разработана методика расчета характеристик осевого компрессора, которая показала удовлетворительную сходимость с экспериментом. Была разработана методика прогнозирования границы устойчивой работы компрессора в двухмерной постановке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Johnsen I. A., Bullock R. O.** Aerodynamic design of axial-flow compressors // NASA SP-36 Report. Cleveland: NASA-Lewis Research Center, 1965.
2. **Sulam D. H., Keenan M. J., Flynn J. T.** Single stage evaluation of highly-loaded high-Mach-number compressor stages // NASA technical report CR-72694. Maryland: Pratt&Whitney Aircraft Division (PWA-3772), 1974. 108 p.
3. **Ольштейн Л. Е., Процоров В. Г.** Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток. М.: Бюро Новой Техники, 1948. 64 с.
4. Расчет характеристик осевых компрессоров совместно с границей устойчивой работы / А. Б. Козловская [и др.] // Вестник УГАТУ. 2010. № 5 (40). С. 15–26.

ОБ АВТОРАХ

Михайлова Александра Борисовна, асс. каф. авиац. двигателей. Дипл. инженер по авиац. двигателям и энергетическ. установкам (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. процессов в компрессорах авиац. ГТД с использованием имитационного и 3D-CAD/CAE моделирования.