

При профилировании числа лопаток выбирались в первую очередь из условия обеспечения приемлемой густоты решеток. Тогда, при равных числа Цвайфеля, турбина Б потребовала бы в среднем на 30% большего числа сопловых и на 20% – рабочих лопаток, чем турбина А. Однако это привело бы к недопустимо малому (по конструктивным соображениям) шагу лопаток у корня. В итоге турбина Б имеет больше лопаток, но всего на 8,2%.

Более изогнутые лопатки турбины А имеют на 7–14% большую площадь сечения. С учетом этого, а также высоты и количества лопаток, проточная часть турбины Б имеет на 31% меньший суммарный объем лопаток, а значит, и вес. Очевидно, при этом снижается и контурная нагрузка на диски, что позволит получить более высокие запасы прочности или более легкие диски.

Заключение

Расчетное исследование двух высоконагруженных турбин низкого давления, отличающихся формой проточных частей, показало: при близких аэродинамических нагрузках турбина с меньшим коэффициентом расхода имеет более высокий КПД и меньшее число лопаток. Однако турбина с большим коэффициентом расхода имеет существенно меньший суммарный вес лопаток и резервы для снижения веса дисков.

Представленные результаты могут быть полезны при выборе формы проточных частей перспективных высоконагруженных турбин.

Благодарности

Авторы выражают благодарность инженеру-конструктору отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс» Люсиной А. В. за участие в работе.

Литература

1. Кирилов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки: В 2-х т. Т. 1 / И. И. Кирилов. – М.: Машгиз, 1956. – 434 с.
2. Smith S. F. A Simple Correlation of Turbine Efficiency // JI R. Aeronaut. Sci. – 1965. – Vol 69. – P 467–470.
3. Vázquez R. High stage loading low pressure turbine. A new proposal for an efficiency chart / R. Vázquez, D. Cadrecha, D. Torre // ASME Pap, GT2003-38374.
4. Еришов С. В. Численный метод расчета течений невязкого и вязкого газа в решетках профилей / С. В. Еришов. – Ин-т пробл. машиностроения АН Украины. Харьков, 1992. – 83 с. – Деп. в ВИНТИ 29.12.92, № 3696-B92.
5. Menter F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications / F. R. Menter // AIAA J. – 1994. – Vol 32, № 11. – P. 1299–1310.

Поступила в редакцию
01.09.12

УДК 621.513.3.001.573

М. Ю. Шелковский

«Зоря»-«Машпроект» ГП НПКГ
(г. Николаев, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua)

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК

Рассмотрены вопросы формирования геометрии лопаточных венцов компрессорной решетки при введении окружного навала и S-образности профиля пера лопатки. Представлен расчетный CFD-анализ характеристик таких компрессорных решеток, выполненный с помощью программного комплекса ANSYS CFX 12.1. Получены новые расчетные зависимости для угла отставания во вращающейся решетке рабочего колеса с S-образной формой средней линии от углов изгиба профиля и входа потока. Показан характер распределения некоторых аэродинамических характеристик по высоте про-

точной части при введении различных форм навала лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата по результатам CFD-расчетов.

Розглянуто питання формування геометрії лопаткових вінців компресорної решітки при введенні окружного навалу і S-подібності профілю пера лопатки. Надано розрахунковий CFD-аналіз характеристик таких компресорних решіток, виконаний за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX 12.1. Отримано нові розрахункові залежності для кута відставання решітки робочого колеса, що обертається, з S-подібною формою середньої лінії, від кутів вигину профілю і входу потоку. Показано характер розподілу деяких аеродинамічних характеристик за висотою проточної частини при введенні різних форм навалу лопаток робочого колеса та напрямного апарата, за результатами CFD-розрахунків

Введение

Для улучшения эффективности многоступенчатых осевых компрессоров с высокой степенью повышения давления необходимо создание высокоэкономичных ступеней [1]. Поток в межлопаточных каналах ступеней компрессора вязкий, сжимаемый, неустановившийся, с достаточно сложной структурой течения [2], требующей учета при проектировании. Наличие современных программных комплексов (ANSYS CFX, FlowER и др.) хотя и является важным шагом в данном направлении, требует дополнительных усилий для практической их реализации, особенно в задачах оптимизации лопаточных венцов, ступеней и многоступенчатых компрессоров в целом [3]. В настоящее время остаются актуальными вопросы создания методов 3D профилирования лопаточных венцов на основе анализа пространственной формы течения и их параметрические исследования [4].

Постановка задачи

Как известно, актуально снижение профильных потерь в компрессорных решетках рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА). Кроме этого, вторичные и концевые потери являются основной причиной снижения КПД современных осевых компрессоров, особенно при малых высотах лопаток. Одно из мероприятий по улучшению структуры течения в концевых областях – применение лопаточных венцов с навалом (наклон пера лопатки в окружном направлении) [5]. Применение навала приводит к перераспределению нагрузки вдоль профиля пера лопатки компрессорной решетки [5], изменению структуры нестационарного взаимодействия РК и НА [6]. Изменение коэффициента напора и КПД по высоте лопатки при этом зависит от общей нагруженности ступени. Однако данные по влиянию различных форм навала на параметры ступени компрессора противоречивы [7–9].

Анализ эффектов радиального зазора показал целесообразность использования S-образной формы средней линии профиля пера лопатки в концевых областях для снижения интенсивности вихря перетекания в зазоре [10]. Аналогичная форма профиля (по всей высоте) была получена ранее для сверхзвуковых решеток, при управлении диффузорностью межлопаточных каналов, для обеспечения изэнтропического торможения потока на поверхности спинки профиля [2]. Применение «специального» профилирования лопаточных венцов [11] в дозвуковых решетках профилей многоступенчатых компрессоров стационарных ГТД позволило повысить их эффективность [12, 13].

Применение навала, S-образности может дать заметный выигрыш в КПД как в первых, так и в последних ступенях. Однако имеющаяся в литературе информация не систематизирована и малопригодна к практическому использованию. Неясно, в частности, влияние навала на характеристики ступени в широком диапазоне расхода, на угол отставания потока на выходе из компрессорной решетки, недостаточно информации о распределении коэффициента потерь вдоль профиля при введении различных форм навала и S-образности. Поэтому для внедрения таких мероприятий необходим предварительный подробный анализ, в частности, методами CFD.

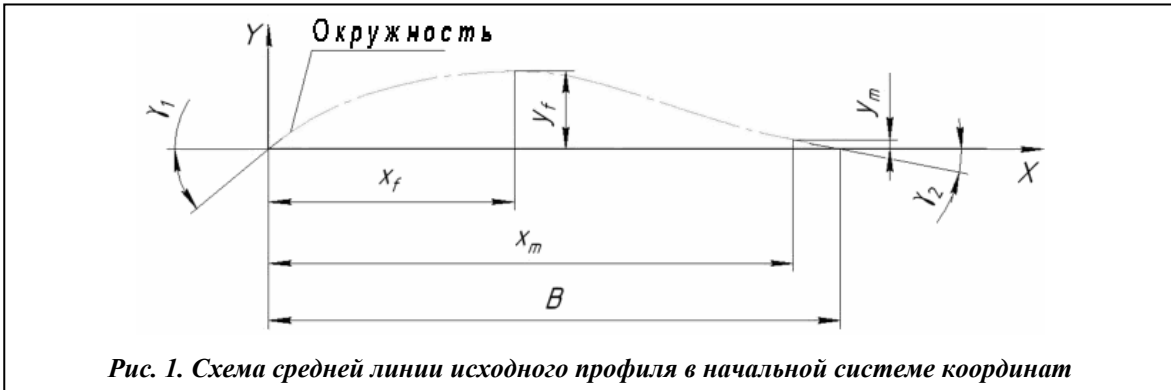


Рис. 1. Схема средней линии исходного профиля в начальной системе координат

Геометрическая модель

Задачи формирования геометрии лопаточных венцов РК и НА компрессорной решетки при введении окружного навала и S-образности профиля пера лопатки решались в работе с использованием системы автоматического проектирования [14] и ПК ANSYS CFX [15].

Рассмотрим аэродинамический профиль компрессорной решетки, который образуется путем деформации исходного (симметричного) профиля [15]. Средняя линия исходного профиля изгибается по заданному закону так, чтобы углы в точках пересечения ее с осью абсцисс (0;0) (B_i; 0) в начальной системе координат (ось абсцисс – хорда, ось ординат – перпендикуляр к хорде) равнялись соответственно γ_{1i} и γ_{2i} (рис. 1). За положительное направление оси X_i принято направление от носика к хвосту профиля. Средняя линия изогнутого профиля может представлять дугу окружности, дугу гиперболы или полиномиальную зависимость

$$Y_i = a + bX_i + cX_i^2 + dX_i^3 + fX_i^4 + eX_i^5 \tag{1}$$

Для нахождения коэффициентов (a, b, c, d, f, e), а также величин γ_{1i} и γ_{2i} выполняется решение системы уравнений на некотором радиусе R_i (2). Первые пять уравнений следуют из геометрического представления средней линии исходного профиля в системе координат (рис. 1), шестое и седьмое уравнение предполагает форму средней линии в виде дуги окружности на входном участке профиля (на расстояниях (B_i/25) и (B_i/30) по хорде). Восьмое уравнение описывает S-образность профиля в области выходной кромки

$$\begin{cases} a=0 \\ \text{tg}(\gamma_{1i})=b \\ \text{tg}(\gamma_{1i}+\theta_i)=b+2\cdot c\cdot B_i+3\cdot d\cdot B_i^2+4\cdot f\cdot B_i^3+5\cdot e\cdot B_i^4; & \gamma_2 > 0 \\ 0=b+2\cdot c\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)+3\cdot d\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^2+4\cdot f\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^3+5\cdot e\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^4 \\ 0=a+b\cdot B_i+c\cdot B_i^2+d\cdot B_i^3+f\cdot B_i^4+e\cdot B_i^5 \\ a+b\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)+c\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^2+d\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^3+f\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^4+e\cdot \left(\frac{B_i}{25}\right)^5 = \left[\sqrt{\left(\frac{B_i}{2\cdot \sin(\gamma_1)}\right)^2 - \left(\frac{B_i}{25} - \frac{B_i}{2}\right)^2} \right] - \frac{B_i}{2\cdot \tan(\gamma_1)} \\ a+b\cdot \left(\frac{B_i}{30}\right)+c\cdot \left(\frac{B_i}{30}\right)^2+d\cdot \left(\frac{B_i}{30}\right)^3+f\cdot \left(\frac{B_i}{30}\right)^4+e\cdot \left(\frac{B_i}{30}\right)^5 = \left[\sqrt{\left(\frac{B_i}{2\cdot \sin(\gamma_1)}\right)^2 - \left(\frac{B_i}{30} - \frac{B_i}{2}\right)^2} \right] - \frac{B_i}{2\cdot \tan(\gamma_1)} \\ P_{Si}\cdot (\theta_i - ((\beta_{уст})_{исх} - \beta_{1Ti})) + ((\beta_{уст})_{исх} - \beta_{1Ti}) = \gamma_{1i}, \end{cases} \tag{2}$$

где i – номер сечения по высоте; (a, b, c, d, f, e) – коэффициенты полинома (2); B_i – хорда профиля на i -м радиусе; (\bar{X}_{f_i}) – абсцисса максимального прогиба средней линии профиля на i -м радиусе; γ_{1i} и γ_{2i} – углы наклона средней линии в точках пересечения ее с осью абсцисс на i -м радиусе; θ_i – угол изгиба профиля на i -м радиусе; P_{Si} параметр S-образности средней линии профиля; $(\beta_{устi})_{исх}$ – исходный угол установки решетки на i -м радиусе (при $P_{Si} = 0$); $(\beta_{1Гi})_{исх}$ – исходный геометрический угол входа на i -м радиусе (при $P_{Si} = 0$).

Изменение управляющего параметра P_{Si} может осуществляться по определенному закону вдоль высоты профиля пера лопатки в диапазоне $P_{Si} = (0 \div (P_{Si})_{max})$, где $(P_{Si})_{max}$ – максимальное значение параметра при $\gamma_{2i} \approx 0$. Увеличение управляющего параметра P_{Si} соответствует большей S-образности в области выходной кромки. Пересчет координат профиля из системы координат (рис. 1) в базовую систему координат с учетом угла установки профиля производится по зависимостям

$$\beta_{устi} = \beta_{1Гi} + \gamma_{1i}, \quad (3)$$

$$X_{базi}(X_i) = X_i \cdot \cos(\beta_{устi}) - Y_i(X_i) \cdot \sin(\beta_{устi}), \quad (4)$$

$$Y_{базi}(X_i) = X_i \cdot \sin(\beta_{устi}) + Y_i(X_i) \cdot \cos(\beta_{устi}), \quad (5)$$

где $\beta_{устi}$ – угол установки профиля; $X_{базi}(X_i)$, $Y_{базi}(X_i)$ – координаты средней линии в базовой системе координат.

Введем навал профиля пера лопатки в окружном направлении за счет придания оси центра масс сечений лопатки формы кривой, при этом положение оси центра масс на i -м радиусе задается углом θ_{2i} (угол поворота оси Z вокруг оси X, от оси Z до оси Y, рис. 2).

По известным для каждого сечения по высоте лопатки геометрии средней линии, координатам симметричного профиля, значениям радиусов входной и выходной кромок, относительной максимальной толщине профиля (\bar{C}_{maxi}), значению угла θ_{2i} выполняется формирование геометрической модели профиля пера лопатки. Предложенная геометрическая модель требует для своей реализации специального программного обеспечения. Задача формирования твердотельной модели профиля пера лопатки была решена с помощью ПК ANSYS CFX 12.1 (модуль BladeGen), а также дополнительных макросов – подпрограмм “Tetta.exe” в ПК “Fortran” (формирование средней линии по высоте модели профиля пера лопатки с учетом угла установки), “midline.xmcd” в ПК Mathcad 14.0 (нахождение коэффициентов полиномиальной зависимости (2) с учетом угла установки и формирование средней линии профиля), “Cmax.exe” в ПК “Fortran” (формирование исходного симметричного профиля для плоского сечения на i -м радиусе с учетом заданной относительной максимальной толщины профиля).

Представленный выше метод формирования геометрии профиля пера лопатки был использован при выполнении вычислительных экспериментов. Ниже приведены результаты



Рис. 2. Расчетная схема для формирования навала профиля пера лопатки: а) – схема канала; б) – схема формирования навала в окружном направлении

CFD-анализа влияния изменения геометрических параметров профиля пера лопатки: навала в окружном направлении (угол θ_{2i}), степени S-образности (параметр P_S) на структуру течения и газодинамические характеристики ступени компрессора.

Объект исследования

Для оценки влияния S-образности формы средней линии профиля пера лопатки РК на ее характеристики рассматривалась средняя ступень компрессора высокого давления стационарного ГТД [16] (рис. 3). Профилирование лопаточных венцов осуществлялось по закону постоянства циркуляции по высоте. Для задания закрутки потока на входе в РК в расчетах изменялась геометрия фиктивного входного направляющего аппарата.

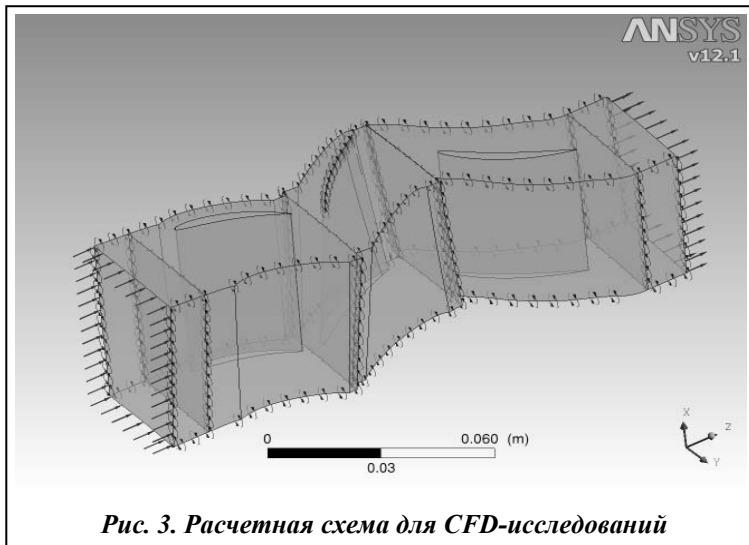


Рис. 3. Расчетная схема для CFD-исследований

Расчетная модель

При построении расчетной области для лопаточных венцов использовалась импортированная из TurboGrid сетка (рассматривалась периодическая часть, содержащая одну лопатку), с разбиением $(3,5 \cdot 10^6)$ узлов на венец. Параметр y^+ контролировался в процессе расчета ($(y^+) < 3$). Применяемая модель турбулентности: SST-Ментера, со степенью турбулентности на входе в компрессор $\epsilon = 5\%$. Рассматривалась стационарная задача при сочетании граничных условий – полное давление на входе, с заданием направления потока – статическое давление на выходе. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними венцами – “Stage”. Критерием сходимости расчета являлось установление основных интегральных характеристик потока при достижении минимального значения величин их среднеквадратичных невязок. При моделировании выдерживалось число $Re > 2 \cdot 10^5$ путем задания физических (реальных) условий на входе в расчетную область.

Результаты исследований

1. Анализ влияния S-образности формы средней линии профиля пера лопатки на характеристики компрессорной решетки

На первом этапе определялось влияние изменения формы средней линии профиля по высоте на коэффициент потерь, угол выхода потока из решетки, фактор диффузорности D . Исследования проводились на расчетном режиме по расходу и частоте вращения ротора ($\bar{n}_{np} = 1,0$ $\bar{G}_{Bnp} = 1,0$). Всего было исследовано 12 вариантов геометрии РК (см. таблицу, здесь

Варианты CFD-расчетов с изменяемым параметром P_S

№ варианта	Относительная высота лопатки, \bar{h}	Параметр P_S	№ варианта	Относительная высота лопатки, \bar{h}	Параметр P_S
1–1	1,0	$(P_S)_{max}/4$	3–1	0	$(P_S)_{max}/4$
1–2	1,0	$(P_S)_{max}/2$	3–2	0	$(P_S)_{max}/2$
1–3	1,0	$3(P_S)_{max}/4$	3–3	0	$3(P_S)_{max}/4$
2–1	0,5	$(P_S)_{max}/4$	4–1	$\bar{h} = 0, \bar{h} = 0,5, \bar{h} = 1,0$	$(P_S)_{max}/4$
2–2	0,5	$(P_S)_{max}/2$	4–2	$\bar{h} = 0, \bar{h} = 0,5, \bar{h} = 1,0$	$(P_S)_{max}/2$
2–3	0,5	$3(P_S)_{max}/4$	4–3	$\bar{h} = 0, \bar{h} = 0,5, \bar{h} = 1,0$	$3(P_S)_{max}/4$

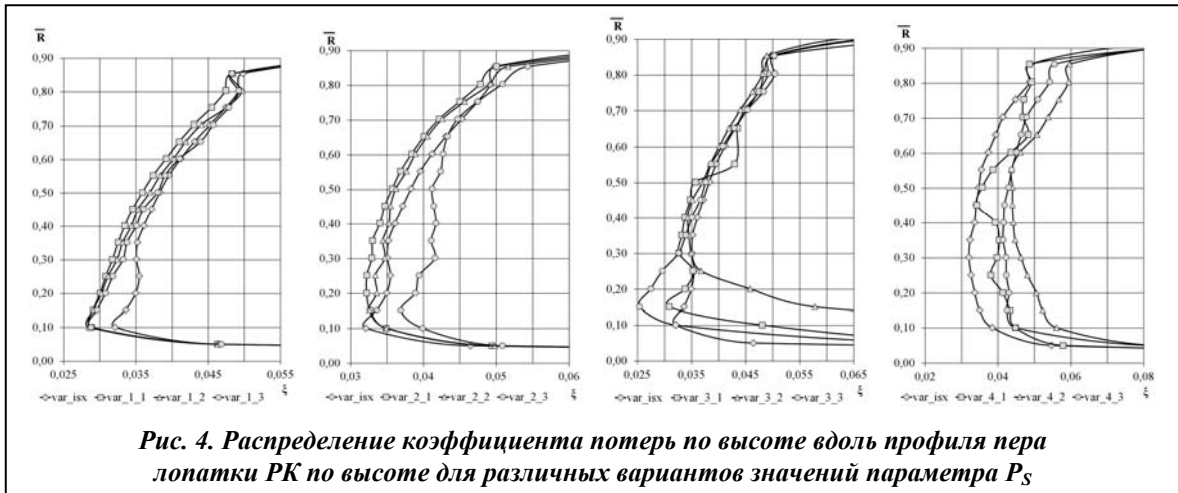


Рис. 4. Распределение коэффициента потерь по высоте вдоль профиля пера лопатки РК по высоте для различных вариантов значений параметра P_S

$(P_S)_{max}$ – величина параметра P_S при $\gamma_2 \approx 0$). Густота решетки РК составляла $b/t = 1,16$ на среднем радиусе, относительная высота лопаток $h/b = 1,37$, величина хорды $b = 36,6$ мм, коэффициенты $\overline{H_{a\partial}}^* = 0,263$, $\overline{C_{1a}} = 0,450$.

В результате CFD-исследований установлено, что при S-образной форме средней линии профиля уменьшается угол отставания на выходе из решетки. Это изменение тем значительнее, чем больше параметр P_S . Вместе с тем при фиксированной величине $\overline{C_{1a}}$ увеличивается фактор диффузорности D , что приводит к изменению распределения коэффициента потерь в решетке РК по высоте (см. рис. 4). Следует отметить, что полученные результаты по распределению коэффициента потерь неоднозначны и нуждаются в дальнейшей экспериментальной проверке.

На втором этапе решалась задача определения угла отставания потока на выходе из решетки РК с S-образной формой средней линии лопаточных венцов при угле атаки, близком к оптимальному. Для получения зависимости угла отставания от геометрических параметров РК использовался ортогональный центральный композиционный план (ЦКП) [17]. Варьируемыми параметрами при этом являлись: параметр P_S , который изменялся в пределах $P_S = (0,06 \div 0,34)$; величина прогиба средней линии сечения профиля $\overline{X_f}$, ($\overline{X_f} = (0,40 \div 0,50)$), угол потока на входе в решетку β_{1n} , $\beta_{1n} = (33 \div 34)^\circ$, параметр вращения $\omega^2 R$, $\omega^2 R = (2,29 \div 3,29) \cdot 10^6$.

При оценке угла отставания использовалась зависимость [18]

$$\delta = \delta_0 + \frac{m}{(b/t)^b} \cdot \theta, \tag{6}$$

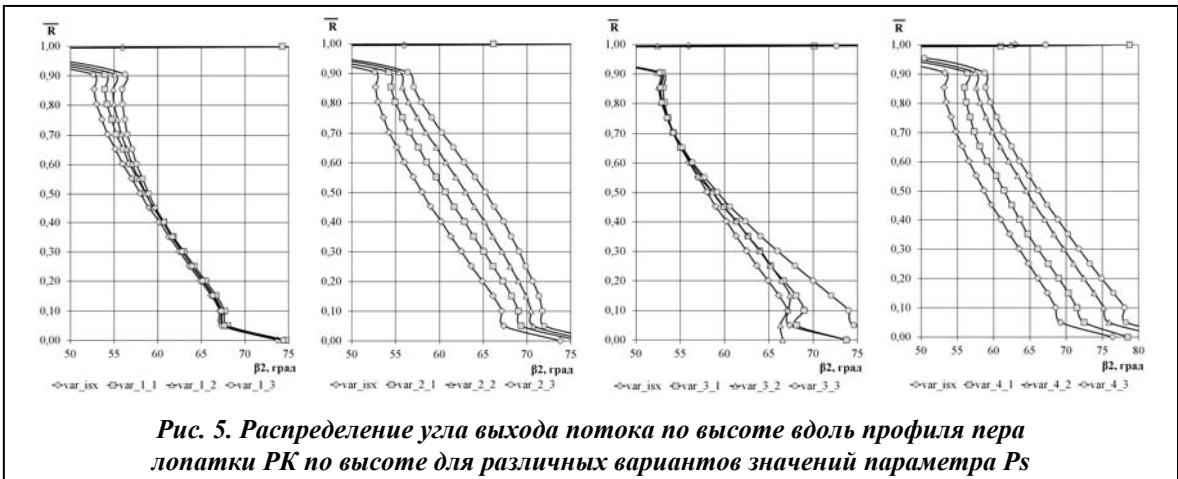


Рис. 5. Распределение угла выхода потока по высоте вдоль профиля пера лопатки РК по высоте для различных вариантов значений параметра P_S

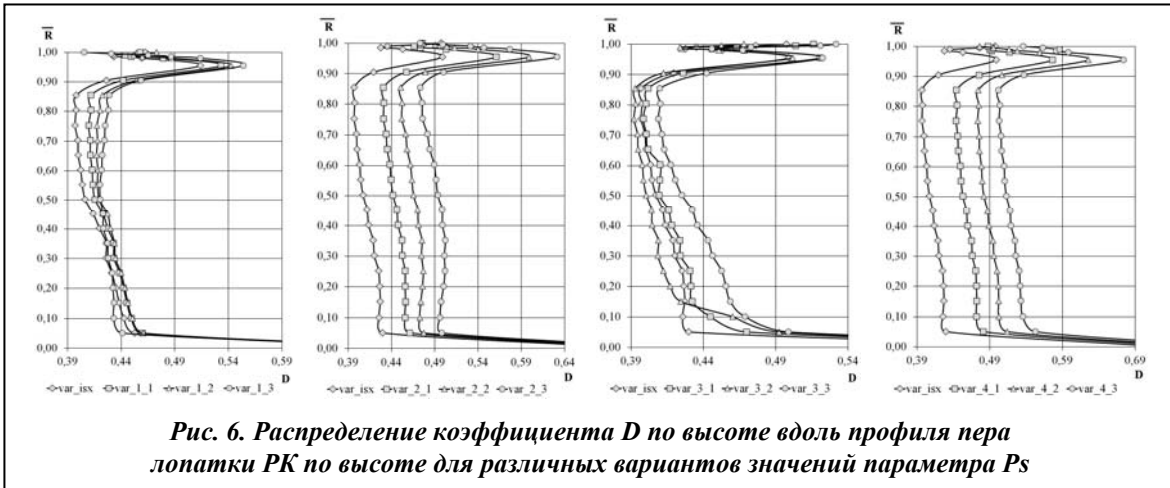


Рис. 6. Распределение коэффициента D по высоте вдоль профиля пера лопатки РК по высоте для различных вариантов значений параметра P_s

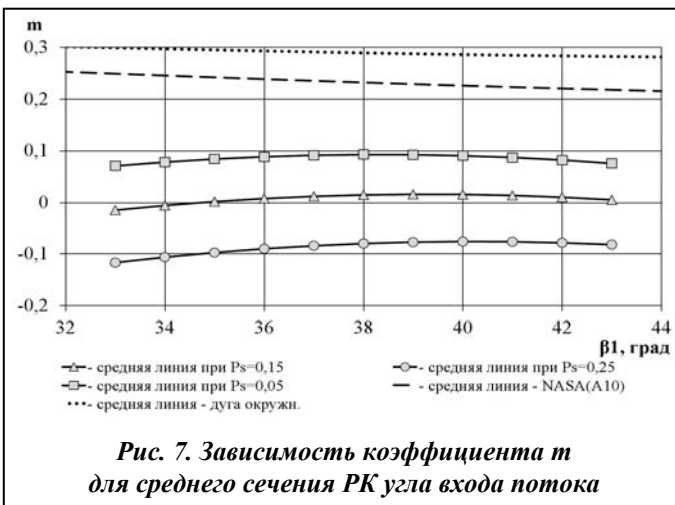


Рис. 7. Зависимость коэффициента m для среднего сечения РК угла входа потока

где δ_0 – угол отставания при нулевом изгибе профиля; θ – угол изгиба профиля; b – коэффициент, зависящий от угла входа потока, при этом величинам δ_0 и b соответствует данные [18], а для нахождения коэффициента m использовался регрессионный анализ. После определения коэффициентов уравнения регрессии была получена аппроксимационная математическая модель для оценки коэффициента m во вращающейся S-образной решетке РК.

Количественная оценка коэффициента m в S-образной вращающейся решетке РК с использованием полученной модели (7) приведена на рис. 7. При S-образной форме средней линии профиля уменьшается угол отставания на выходе из решетки (рис. 5). Это изменение тем значительнее, чем больше степень S-образности, при этом увеличивается фактор диффузорности (рис. 6). Расчетная зависимость коэффициента потерь от фактора диффузорности для среднего сечения исследуемой решетки при введении параметра P_s для скоростей $M_1 \leq 0,65$ приведена на рис. 8, в сопоставлении с данными [1]

$$\begin{aligned}
 m = & 0,043\beta_1 + 0,0259\omega^2 R - 0,733(P_s + \overline{X_f}) - (0,229P_s - 0,046)(20\overline{X_f} - 9) - \\
 & - (7,143P_s - 1,429)(0,121P_s - 0,024) + (0,0345P_s - 0,007)\left(\frac{\beta_1 - 38}{5}\right) - \\
 & - (2\omega^2 R - 5,581)(0,034\omega^2 R - 0,095) - (20\overline{X_f} - 9)(0,082\overline{X_f} - 0,037) - \\
 & - (0,004\beta_1 - 0,147)\left(\frac{\beta_1 - 38}{5}\right) - (0,005\beta_1 - 0,186)(2\omega^2 R - 5,581) + \\
 & + (0,032P_s - 0,006)(2\omega^2 R - 5,581) + (0,208\overline{X_f} - 0,094)\left(\frac{\beta_1 - 38}{5}\right) + \\
 & + (0,252\overline{X_f} - 0,113)(2\omega^2 R - 5,581) - 0,492.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

2. Влияние навала профиля пера лопатки на характеристики компрессорной решетки

Для средней ступени КВД (рис. 3) выполнено численное исследование характеристик лопаточных венцов РК и НА при изменении окружного навала лопаток θ_{2i} (рис. 2), отдельно в каждом из них. Рассматривалась работа ступени при равномерном поле параметров на входе, для фиксированного расчетного режима.

Во всех исследованных конфигурациях навала профиля пера лопатки РК (рис. 9) наблюдается изменение поля параметров в концевых областях, в частности в области радиального зазора. Коэффициент потерь (8) в этих зонах возрастает при увеличении параметра θ_{2i} (в случае выпуклой стороны разрежения профиля) Вместе с тем с ростом θ_{2i} уменьшается степень сжатия в средней части решетки, происходит перераспределение поля

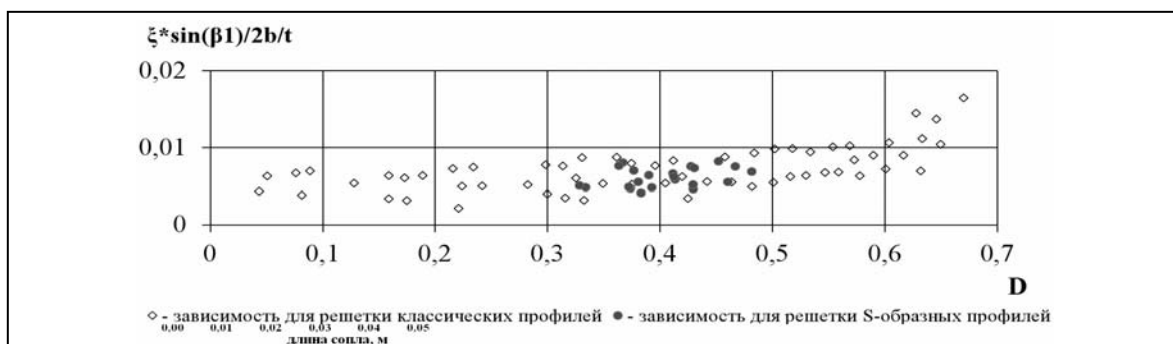


Рис. 8. Зависимость величины $(\xi \sin \beta_1 / 2b/t)$ для среднего сечения РК от фактора диффузорности

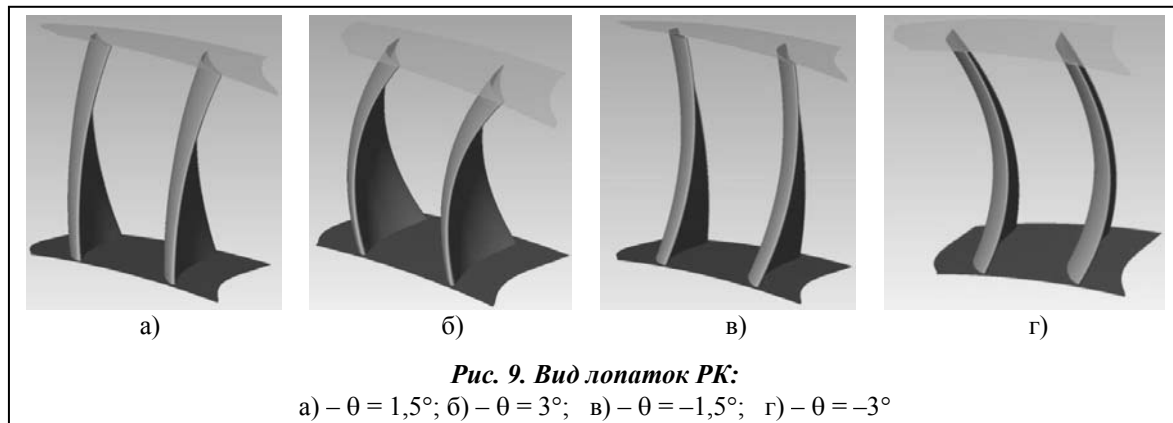


Рис. 9. Вид лопаток РК:

а) $\theta = 1,5^\circ$; б) $\theta = 3^\circ$; в) $\theta = -1,5^\circ$; г) $\theta = -3^\circ$

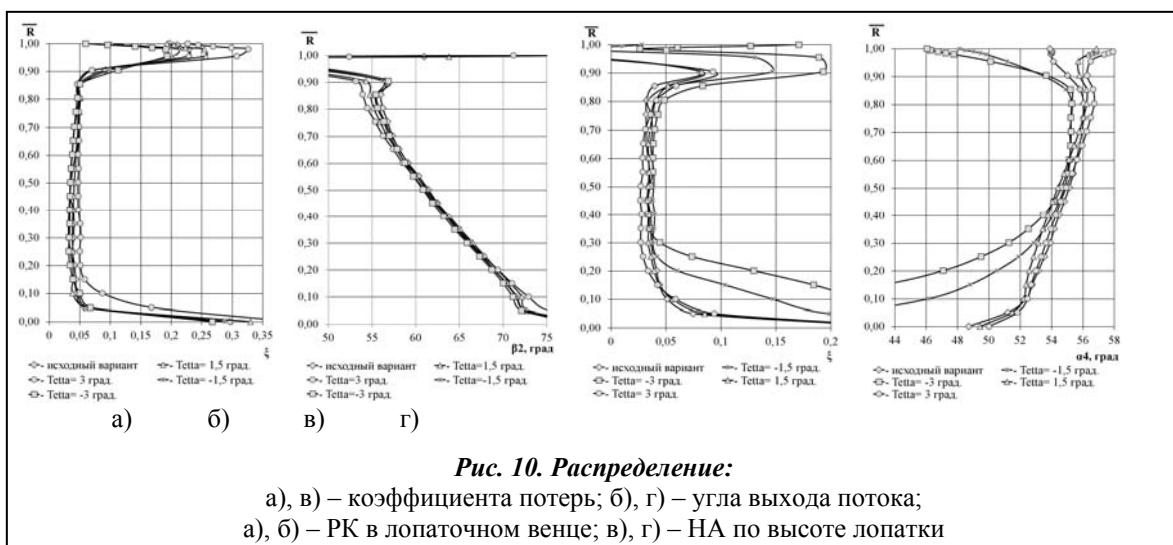
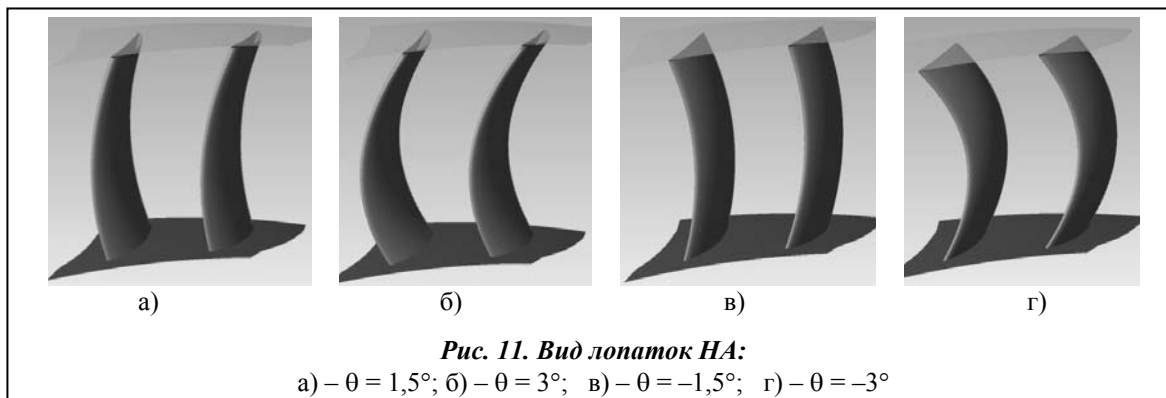


Рис. 10. Распределение:

а), в) – коэффициента потерь; б), г) – угла выхода потока;
а), б) – РК в лопаточном венце; в), г) – НА по высоте лопатки



параметров по высоте. При уменьшении θ_{2i} наблюдается тенденция к снижению коэффициента потерь в области радиального зазора. В средней части решетки уменьшение коэффициента потерь незначительно (рис. 10).

$$\xi = \frac{\Delta P^*}{(\rho_1 \cdot W_1^2) / 2} \quad (8)$$

При исследовании влияния формы навала профиля пера лопатки НА (рис. 11) на изменение поля параметров по высоте проточной части выявлена тенденция к существенному (более интенсивному, по сравнению с РК) росту неравномерности в концевых областях при выпуклой форме спинки профиля (уменьшенит параметра θ_{2i} для НА). При уменьшении θ_{2i} коэффициент потерь увеличивается как в концевых областях (рис. 12), так и в средней части решетки. В случае выпуклой стороны разрежения профиля коэффициент потерь увеличивается на 20–40%.

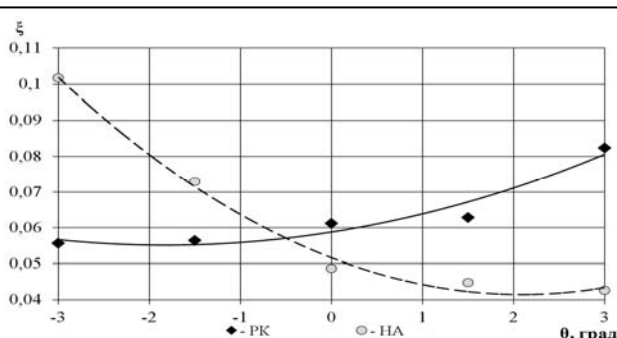


Рис. 12. Распределение осредненного по высоте коэффициента потерь в лопаточных венцах РК и НА при изменении навала профиля пера лопатки

При вогнутой стороне разрежения профиля значение осредненного по высоте коэффициента потерь в лопаточных венцах уменьшается на 8–10%, при этом в средней части профиля пера лопатки НА выявлено уменьшение на 10% коэффициента потерь при значении параметра $\theta_{2i} = 3^\circ$. В периферийной области на выходе из решетки происходит уменьшение угла отставания потока на $1 \div 1,5^\circ$.

Заключение

1. Предложен метод формирования геометрии лопаточных венцов компрессорной решетки при введении окружного навала и S-образности профиля пера лопатки.
2. Получена новая модель для определения угла отставания потока во вращающейся решетке РК с S-образной формой средней линии, с учетом густоты, угла изгиба профиля, угла входа потока.
3. Показано, что при S-образной форме средней линии профиля уменьшается угол отставания на выходе из решетки. Такое изменение тем значительнее, чем больше степень S-образности, вместе с тем при этом увеличивается фактор диффузорности.
4. Установлено, что при введении окружного навала лопаток РК и НА при вогнутой стороне разрежения профиля коэффициент потерь в лопаточных венцах уменьшается на 8–10%. В случае выпуклой стороны разрежения профиля коэффициент потерь увеличивается на 20–40%.
5. Положительный эффект при навале достигается преимущественно за счет улучшения структуры течения в концевых областях. Для решетки НА при вогнутой стороне разрежения профиля выявлено уменьшение угла отставания в периферийной области на $1 \div 1,5^\circ$.

Литература

1. *Холщевников К. В.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 452 с.
2. *Кампсти Н.* Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
3. *Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин* / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Ершов и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.
4. *Герасименко В. П.* Аэродинамическая оптимизация рабочего колеса компрессора / В. П. Герасименко, М. Ю. Шелковский // *Авиац.-косм. техника и технология*. – 2010. – № 10/77. – С. 46–48.
5. *The Design, Development and Evaluation of 3D Aerofoils for High Speed Axial Compressors* / D. Lipsett, G. Woollatt, P. Ivey et al. // *ASME Pap. GT2005-68792*. – 26 p.
6. *Петровичев А. М.* Влияние окружного изгиба лопаток направляющего аппарата на характеристики ступени осевого компрессора / А. М. Петровичев, Н. М. Савин, С. А. Смирнов // *Лопаточные машины и струйные аппараты*. – Вып. 12. – М.: Машиностроение. – 1990. – С. 29–42.
7. *Расчётно-экспериментальные исследования модели высоконагруженной типовой средней ступени высоконапорного КВД* / В. И. Милешин, И. К. Орехов, С. В. Панков, Е. И. Степанов // *Авиадвигатели XXI века: Материалы конф.* – М.: Центр.ин-т авиац. машиностроения. – 2010. – С. 211–215.
8. *Расчетное исследование течения в ступени осевого компрессора с окружным изгибом лопаток направляющего аппарата* / А. Б. Богод, А. М. Петровичев, Н. М. Савин, С. А. Смирнов // *Лопаточные машины и струйные аппараты*. – Вып. 12. – М.: Машиностроение. – 1990. – С. 7–17.
9. *Брейгельманс* Влияние окружного навала лопаток на вторичное течение в плоской компрессорной решетке / Брейгельманс, Каралс, Демют // *Энерг. машины и установки*. – 1984. – № 3. – С. 30–36.
10. *Герасименко В. П.* Эффекты радиального зазора в турбомашинах / В. П. Герасименко, Е. В. Осипов, М. Ю. Шелковский // *Авиац.-косм. техника и технология*. – 2004. – № 8/16. – С. 51–58.
11. *Василенко С. Е.* Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток / С. Е. Василенко, В. В. Огнев, Р. З. Тумашев // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1987. – № 2. – С. 76–79.
12. *Василенко С. Е.* Совершенствование КНД ГПА 25 применением специального профилирования последних ступеней компрессора / С. Е. Василенко, В. Е. Спицын, М. А. Шаровский // *Судовое и энерг. Машиностроение*. Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект». – 2004. – Т. 1, № 3. – С. 107–112.
13. *Расчетно-экспериментальное исследование осецентрированного компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов* / М. А. Шаровский, М. Ю. Шелковский, Е. А. Токарева, А. В. Ивченко // *Авиац.-косм. техника и технология*. – 2010. – № 9 (76). – С. 34–40.
14. *Комиссаров Г. А.* Методика газодинамического расчета осевого компрессора / Г. А. Комиссаров, В. М. Микиртчян, М. В. Хайт. – М.: Центр. ин-т авиац. моторостроения им. П. И. Баранова ЦИАМ, 1961. – 132 с.
15. ANSYS CFX [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+CFX>.
16. *Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий* / В. Е. Спицын, М. А. Шаровский, А. В. Ивченко и др. // *Современные технологии в газотурбостроении*. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37–41.
17. *Герасименко В. П.* Математические методы планирования испытаний воздушно-реактивных двигателей: Учеб. пособие / В. П. Герасименко – Харьков: Харьков. авиац. ин-т – 1982. – 105 с.
18. *Степанов Е. И.* Расчеты течения в турбомашинах / Е. И. Степанов. – М.: Центр. ин-т авиац. моторостроения им. П. И. Баранова ЦИАМ, 1986. – 196 с.

Поступила в редакцию
29.09.12