

УДК 621.515

А. В. КОТОВ, М. А. ШАРОВСКИЙ, М. Ю. ШЕЛКОВСКИЙ

ГП НПКГ “Зоря”-“Машипроект”, Украина

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЛОПАТОЧНОГО ДИФFUЗОРА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

В работе представлены результаты аэродинамического совершенствования двухрядного радиального лопаточного диффузора центробежной ступени компрессора. С целью определения аэродинамических характеристик двух полноразмерных вариантов (исходного и оптимизированного) модели диффузора проведены стендовые испытания. Каждая модель, кроме непосредственно выходной системы, включала входное устройство с аппаратом закрутки, а также имитатор кожуха камеры сгорания. Дан анализ влияния различных конструктивных и режимных факторов на аэродинамическую эффективность лопаточного диффузора. На основе расчетных и экспериментальных исследований приведены аналитические зависимости для учета взаимосвязи между коэффициентом потерь, запасом по срыву потока в лопаточном диффузоре при различных значениях угла атаки и скорости набегающего потока.

Ключевые слова: компрессор, лопаточный диффузор, оптимизация, эксперимент, коэффициент восстановления полного давления.

Введение

При разработке многоступенчатых высоконапорных компрессоров для малоразмерных ГТД важной проблемой является обеспечение высокого КПД их последних ступеней [1]. Уменьшение относительного удлинения лопаток приводит к росту концевых потерь. В этом случае для получения высоких значений КПД компрессора целесообразно заменить несколько последних осевых ступеней, имеющих низкие значения КПД, одной центробежной ступенью [2].

Важным элементом центробежной ступени, предназначенной для преобразования кинетической энергии потока на выходе из рабочего колеса (РК) в статическое давление, является радиальный лопаточный диффузор (ЛД). Отличительной особенностью ЛД по сравнению с направляющим аппаратом (НА) осевой ступени компрессора является высокая аэродинамическая нагруженность, в результате которой проявляется склонность течения к отрыву и потере устойчивости [3].

1. Постановка задачи

Течение в радиальном ЛД является турбулентным, нестационарным, вязким и трехмерным. Кроме того, торцевые пограничные слои в канале диффузора часто смыкаются при малой его высоте. Ограниченное число систематизированных экспериментальных исследований ЛД (в отличие от решеток

профилей РК и НА осевых компрессоров) не позволяет при проектировании давать однозначные рекомендации по выбору их геометрических параметров. Поэтому при проектировании ЛД используют всю совокупность имеющихся комплексов программ, в том числе собственные разработки [4]. Применение методов расчета трехмерного вязкого течения позволяет оценивать эффективность различных конструктивных мероприятий по аэродинамическому совершенствованию ЛД, оптимизировать геометрию профилей в однокритериальной или многокритериальной постановке [5].

Геометрия ЛД характеризуется большим числом параметров, в том числе: густотой решетки, отношением радиусов входа и выхода, формой проточной части и т.д. От эффективности ЛД и согласования его характеристик с характеристиками рабочего колеса (РК) в значительной степени зависит КПД центробежной ступени [6]. Основными величинами, характеризующими эффективность ЛД, являются коэффициенты потерь полного давления (ξ), восстановления полного давления (σ), восстановления статического давления (C_p), запас по срыву потока [1-8]. Для согласования характеристик РК и ЛД применяется поворот лопаток НА (стоящего перед центробежным РК) и ЛД [9], вводится переменный угол установки профилей ЛД по высоте проточной части [10] и т.д.

Учитывая, что во входном участке ЛД реализуется основная часть повышения статического давления и возникает большое торможение потока, в ра-

боте [2] отмечено сильное влияние геометрической площади горловины ЛД на его эффективность и слабая зависимость параметров ЛД от изменения угла установки, формы профилей лопаток. Эффективность венцов осевых ступеней также зависит от диффузорности входного участка РК и НА [11]. В работах [3, 12] указано, что одним из основных параметров, определяющих режим работы ЛД, является угол атаки на входе в решетку. Имеющиеся в литературе рекомендации по его выбору на расчетном режиме противоречивы. В работе [12], в результате исследования ЛД малой густоты, рекомендуется величина $i_{\text{ЛД}} = +2^\circ$, в работе [3] установлена оптимальная величина $i_{\text{ЛД}} = -1,5^\circ$ в зависимости от F_Γ / F_1 . В связи с этим необходимо уточнение зависимостей $F_\Gamma / F_1 = f(i_{\text{ЛД}})$ и $\xi = f(i_{\text{ЛД}})$, при различной скорости потока на входе в ЛД.

Таким образом, цель работы - аэродинамическое совершенствование радиального ЛД центробежной ступени, с уточнением взаимосвязи между коэффициентом потерь, запасом по срыву потока в ЛД при различных значениях угла атаки и скорости набегающего потока, диффузорности входного участка F_Γ / F_1 на основе расчетных и экспериментальных исследований.

2. Решение задачи

Объектом исследований являлась выходная система центробежной ступени осецентрированного компрессора (ОЦК) с РК закрытого типа [13]. Проектные параметры центробежной ступени следующие: $\pi_{\text{цбк}}^* = 1,55$; $G_{\text{впр}} = 3,3$ кг/с; $\eta_s^* = 0,850$. Выходная система вертикальной конструкции состоит из безлопаточного диффузора (БЛД), первого ряда ЛД и второго ряда ЛД (рис. 1). Радиальная протяженность выходной системы составляет $D_4 / D_0 = 1,49$.

Проектирование ЛД выполнено с помощью разработанного комплекса программ "СВК" путем решения обратной задачи газодинамики на среднем радиусе [1-3]. При этом использованы уравнения постоянства расхода на входе и выходе из венца, сохранения энергии, уравнение Бернулли [1]:

$$G_1 = G_2; \quad (1)$$

$$c_p \cdot T_1^* = c_p \cdot T_2^*; \quad (2)$$

$$\Delta P^* = \xi \cdot \rho \cdot (C_1^2 / 2). \quad (3)$$

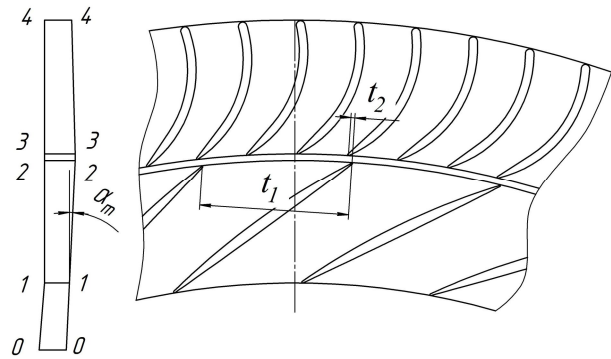


Рис. 1. Схема проточной части ЛД:

(0-1) – безлопаточный диффузор;

(0-2) – первый ряд ЛД;

(3-4) – второй ряд ЛД;

(α_m) – угол раскрытия проточной части;

t_1 - шаг лопаток решетки первого ряда ЛД;

t_2 - расстояние между выходной кромкой лопаток первого ряда ЛД и входной

Окружную скорость на входе в ЛД определена из уравнения изменения момента количества движения [1]

$$C_{1U} = \frac{1}{\left[\frac{\lambda_{\text{трБЛД}} \cdot \pi \cdot (D_1 - D_0) \cdot \gamma_1}{4 \cdot G_1} + \frac{2}{C_{0U} \cdot D_0} \right]} \cdot \frac{D_1}{2}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{трБЛД}}$ - коэффициент трения в безлопаточном диффузоре;

G_1 - расход воздуха на входе в венец;

C_{0U} - окружная скорость на входе в БЛД;

D_1 , D_0 - диаметры проточной части на входе и выходе из БЛД (рис. 1).

Угол отставания потока на выходе из ЛД на расчетном режиме определен по эмпирической зависимости

$$\delta = 3 + 1,786 \cdot (F_4 / F_3 - 2,1). \quad (5)$$

Число лопаток, хорда, углы выноса профиля, относительная толщина, угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости являлись основными варьируемыми переменными при проектировании. Лопатки имели постоянный профиль по высоте. На расчетном режиме степень расширения потока в первом ряду ЛД составила $F_2 / F_1 = 1,8$ при приведенной скорости потока на входе $\lambda_1 = 0,63$, а степень расширения потока во втором ряду ЛД $F_4 / F_3 = 1,75$. Основными критериями выбора геометрии ЛД являлись диффузорность входного участка межлопаточного канала F_Γ / F_1 и угол поворота потока в горле $\Delta\alpha_\Gamma$:

$$F_\Gamma / F_1 = (Z_{\text{ЛД}} \cdot D_\Gamma \cdot h_\Gamma) / (\pi \cdot D_1 \cdot h_1 \cdot \sin(\alpha_1)), \quad (6)$$

$$\Delta\alpha_\Gamma = \alpha_\Gamma - \alpha_1, \quad (7)$$

где $Z_{ЛД}$ - число лопаток диффузора;

$D_{Г}$ - диаметр горла межлопаточного канала;

$h_{Г}$ - высота проточной части в горле межлопаточного канала;

α_1 - угол потока на входе в ЛД;

$\alpha_{Г}$ - геометрический угол в горле ЛД.

По результатам стендовых экспериментальных исследований КПД центробежной ступени составил $\eta_S^* = 0,825$ [13]. Для дальнейшего улучшения параметров ОЦК потребовалось улучшение характеристик выходной системы путем изменения геометрических параметров первого ряда ЛД.

Оптимизацию геометрии ЛД выполнено по результатам расчетов трехмерного вязкого течения, с использованием программного комплекса ANSYS CFX и симплекс метода оптимизации (рис. 2). Расчетная модель состояла из группы осевых ступеней и центробежной ступени с целью учета эффектов

взаимного влияния (рис. 3). Выбор численной схемы, густоты сеточного разбиения, модели турбулентности рассмотрены в работах [13, 14].

Варьировалось всего пять переменных: геометрические углы входа и выхода ($\alpha_{1Г}, \alpha_{2Г}$), угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости (α_m), коэффициент S-образности формы средней линии профиля, (P_S) [15], определяющий изменение диффузорности вдоль межлопаточных каналов, а также относительное взаиморасположение лопаток первого и второго ряда ЛД по шагу ($\bar{t}_{см}$), определяемое по зависимости

$$\bar{t}_{см} = t_2 / t_1, \tag{8}$$

где t_1 - шаг лопаток решетки первого ряда ЛД, t_2 - расстояние между выходной кромкой лопаток первого ряда ЛД и входной кромкой лопаток второго ряда (рис. 1). При определении геометрических

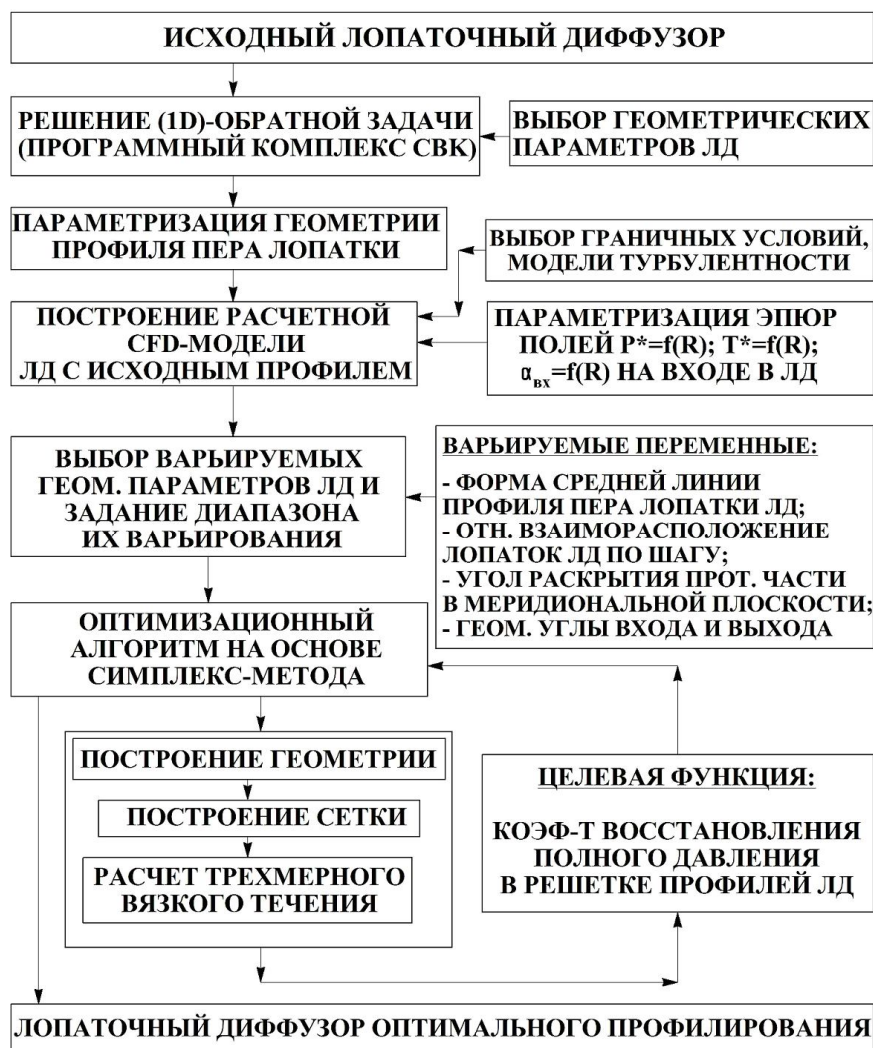


Рис. 2. Структурная схема аэродинамического совершенствования радиального ЛД

углов выхода лопаток использованы результаты экспериментального исследования S-образных решеток профилей [13, 15]. Целевой функцией при оптимизации являлся коэффициент восстановления полного давления выходной системы (σ), с учетом конструктивных ограничений.

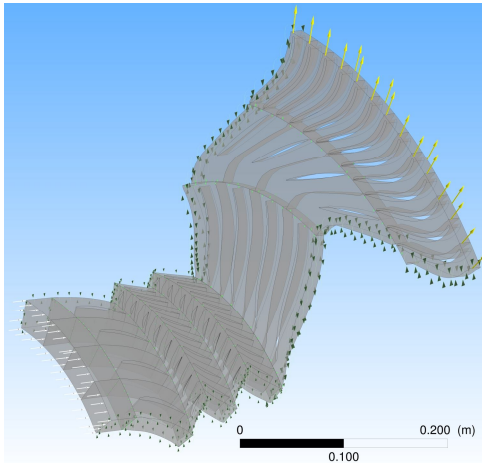


Рис. 3. Схема расчетной CFD-модели

По сравнению с исходным, в оптимизированном ЛД увеличена диффузорность входного участка первого ряда $(F_Г / F_1)_{\text{опт}} = 1,098$ вместо $(F_Г / F_1)_{\text{исх}} = 1,053$ путем изменения геометрического угла входа (при этом угол атаки на входе в первый ряд ЛД увеличился от $i_{\text{ЛД}} = -1,3^\circ$ до $i_{\text{ЛД}} = 0,9^\circ$), а также уменьшен угол изгиба профиля в решетке ($\theta_{\text{опт}} = 5,3^\circ$ вместо $\theta_{\text{исх}} = 10,4^\circ$). Угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости составил $\alpha_m = 2,1^\circ$, а величина оптимального взаиморасположения лопаток первого и второго ряда ЛД $\bar{t}_{\text{см}} = 0,165$.

3. Экспериментальные исследования

На аэродинамическом стенде научно-исследовательского отделения ЦНИОКР “Машпроект” исследованы аэродинамические характеристики двух полноразмерных вариантов выходной системы – с исходным и оптимизированным первым рядом ЛД при различных углах атаки и скоростях набегающего потока. Течение в ЛД моделировано, пренебрегая окружной неравномерностью потока за центробежным РК. Возможность такого подхода обоснована в работе [2] и др.

Полноразмерная модель выходной системы состояла из ресивера (1), входного устройства (2), аппарата закрутки (3), первого ряда ЛД (4) и второго ряда ЛД (5) (рис. 4). Входное устройство (1) обеспечивает плавный подвод воздуха. Для закрутки пото-

ка на входе в первый ряд ЛД предназначен аппарат закрутки (АЗ) с поворотными лопатками. Для создания условий испытаний, близких к натурным на выходе из модели, установлено имитатор сопротивления камеры сгорания (6).

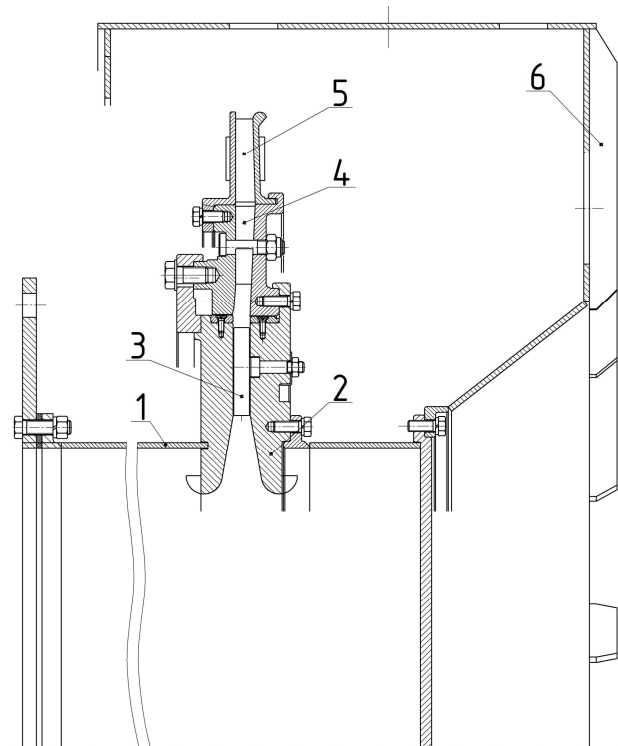


Рис. 4. Конструктивная схема модели ЛД

При экспериментальных исследованиях характеристик модели выходной системы определены атмосферное давление, массовый расход воздуха, избыточные статическое и полное давления, температуру потока на входе, избыточное полное давление перед и за АЗ, угол потока на выходе из АЗ комбинированным пневмонасадком, перемещаемым по высоте проточной части. За ЛД измерено избыточное полное давление. На выходе из второго ряда ЛД определен угол потока с помощью аэродинамического угломера. Также определены поля избыточных статических давлений в межлопаточных каналах первого и второго ряда ЛД. Суммарное количество замеров полного и статического давлений на каждом режиме работы составляло 120 шт. Критерием аэродинамической эффективности выходной системы являлся коэффициент восстановления полного давления (σ).

4. Результаты исследований

По результатам экспериментальных исследований установлено, что на номинальном режиме, при $\lambda_1 = 0,63$ (рис. 5), коэффициент восстановления пол-

ного давления исходного варианта выходной системы в номинальной точке составил $\sigma = 0,947$, при $i_{лд} = -1,3^\circ$. Вероятно, есть несколько причин высоких потерь: большой угол изгиба профиля лопатки первого ряда ЛД $\theta_{исх} = 10,4^\circ$ (что соответствует углу раскрытия эквивалентного конического диффузора $\gamma_{экр} = 9,1^\circ$), высокая скорость течения на входе, большой угол изгиба профиля лопатки второго ряда ЛД $\theta_{лд2} = 63^\circ$ при ограниченной длине хорды.

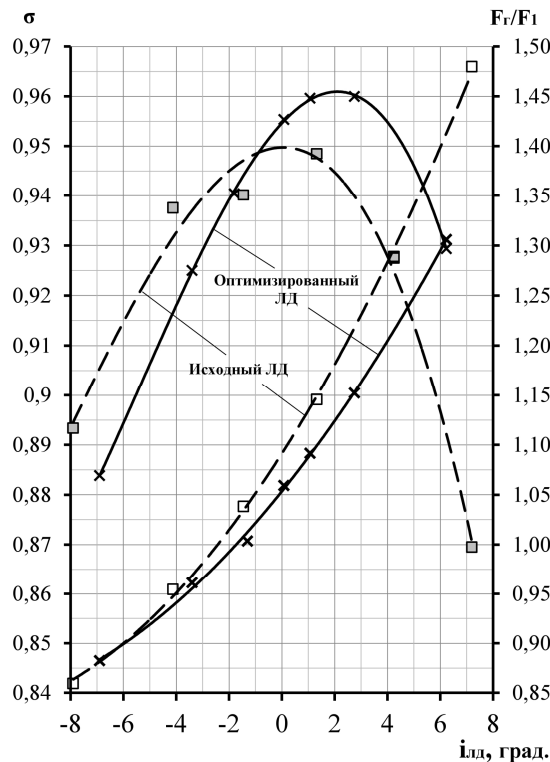


Рис. 5. Изменение σ и F_2/F_1 от i при $\lambda_1 = 0,63$

Эффективность выходной системы с оптимизированным ЛД выше исходной в широком диапазоне режимов работы по углу атаки $i_{лд} = (-1...6)^\circ$. Уменьшение угла изгиба профиля лопаток первого ряда ЛД привело к устранению резкого изменения статического давления в межлопаточных каналах, повышению равномерности потока на входе во второй ряд ЛД (рис. 6). Коэффициент восстановления полного давления в номинальной точке по сравнению с исходным вариантом возрос на 1,2% абсолютных, и составил $\sigma = 0,959$ при $i_{лд} = 0,9^\circ$, при этом величина $F_2/F_1 \approx 1,09$.

Результаты определения коэффициента потерь в двухрядном ЛД представлены в виде зависимости (рис. 7)

$$\xi = (1,63 - \lambda_1) \cdot (0,0002 \cdot i_{лд}^3 + 0,0052 \cdot i_{лд}^2 - 0,0225 \cdot i_{лд} + 0,22), \quad (9)$$

где $i_{лд}$ – угол атаки на входе в первый ряд ЛД.

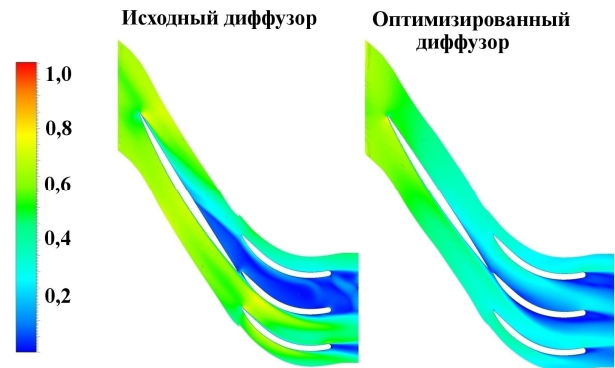
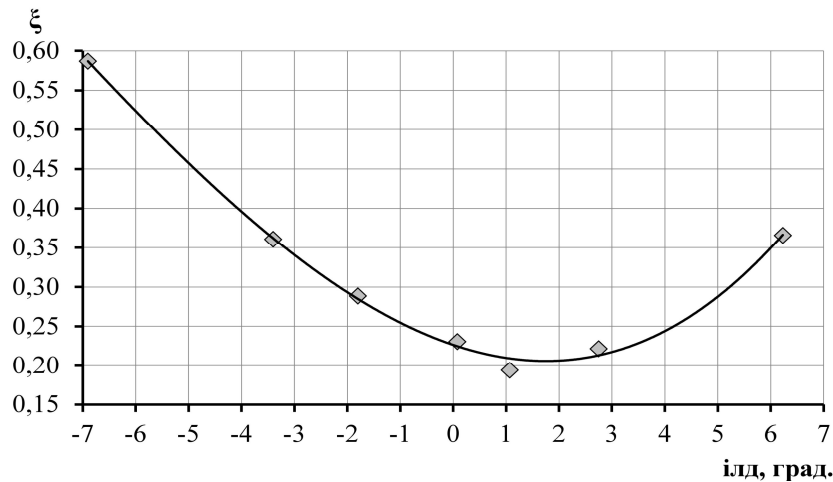
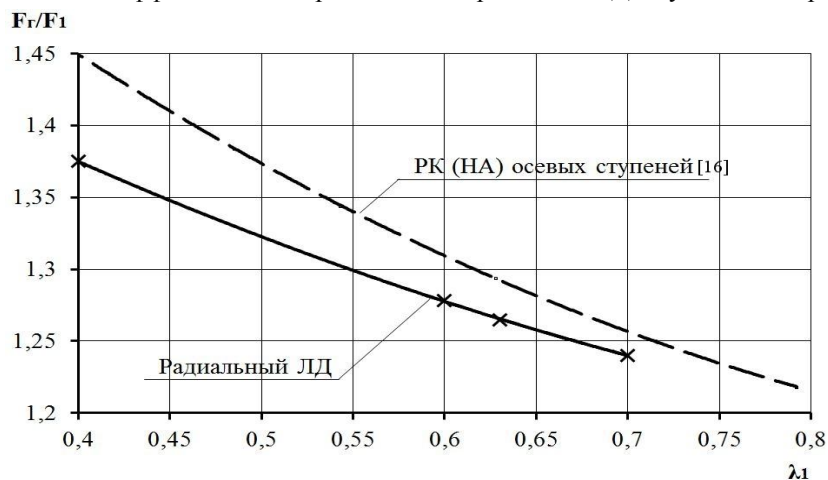


Рис. 6. Поля числа Маха вдоль межлопаточных каналов лопаточного диффузора

На режиме срыва потока в ЛД, который определен по превышению коэффициента гидравлического сопротивления над минимальной величиной в 1,5 раза, значение $F_2/F_1 \approx 1,27$. Установленные в ходе испытаний значения параметра F_2/F_1 на границе срыва при различной приведенной скорости потока на входе позволили расширить статистические зависимости [16] применительно к решеткам профилей радиального ЛД (рис. 8). Из приведенных зависимостей следует, что значения F_2/F_1 , соответствующие границе срыва радиального ЛД ниже величин F_2/F_1 , соответствующих границе срыва осевых решеток профилей РК и НА на (1,5÷5,5)%, с уменьшением указанной разницы при увеличении приведенной скорости на входе в решетку. Предельные значения параметра F_2/F_1 , соответствующие границе срыва потока в зависимости от приведенной скорости потока на входе, могут быть выражены зависимостью

$$(F_2/F_1)_{ГС} = 0,367 \cdot \lambda_1^2 - 0,854 \cdot \lambda_1 + 1,658. \quad (10)$$

КПД центробежной ступени с оптимизированным ЛД возрос на 2% абсолютных, от $\eta_S^* = 0,825$ до $\eta_S^* = 0,845$. Экспериментальные исследования ОЦК с оптимизированным ЛД в составе двигателя подтвердили полученные параметры и характеристики. Рост КПД ОЦК при использовании оптимизированного варианта конструкции составил $\Delta \eta_S^* = 0,6\%$.

Рис. 7. Изменение коэффициента потерь в оптимизированном ЛД от угла атаки при $\lambda_1 = 0,63$ Рис. 8. Зависимость параметра F_G/F_1 от λ_1 на входе в ЛД на границе срыва

Заключение

В результате аэродинамического совершенствования радиального лопаточного диффузора на основе разработанного комплекса программ "СВК" и симплекс-метода оптимизации установлены его оптимальные геометрические параметры: $(F_G/F_1)_{\text{опт}} = 1,098$; $\theta_{\text{опт}} = 5,3^\circ$; $\alpha_m = 2,1^\circ$; $\bar{t}_{\text{см}} = 0,165$. КПД центробежной ступени с оптимизированным ЛД возрос на 2%, от $\eta_S^* = 0,825$ до $\eta_S^* = 0,845$.

Получено дальнейшее развитие расчетной модели для определения критерия срыва F_G/F_1 и коэффициента потерь полного давления применительно к решетке профилей радиального двухрядного лопаточного диффузора.

Литература

1. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кампти, Н. Аэродинамика компрессоров [Текст] : пер. с англ. / Н. Кампти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

3. Селезнев, К. П. Центробежные компрессоры [Текст] / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – М.: Машиностроение, 1982. – 271 с.

4. Конг Чанг, Х. Исследование эффективности двухкаскадных лопаточных диффузоров центробежных компрессоров [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Х. Конг Чанг. – М., 2006. – 131 с.

5. Aerodynamic optimization design of vaned diffusers for the 100 kW micro gas turbine's centrifugal compressor [Text] / G. Xi, Z. Wang, C. Zhang, M. Yuan // ASME paper GT2008-50440. – 7 p.

6. Рус, В. Ф. Центробежные компрессорные машины [Текст] / В. Ф. Рус. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

7. Ден, Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров [Текст] / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 231 с.

8. Металликов, С. М. Расчет и профилирование радиальных двухрядных диффузоров [Текст] / С. М. Металликов, Ю. В. Бышев, А. И. Горбунов // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 36-39.

9. Iancu, F. Low solidity cascade diffuser and scroll optimization for centrifugal compressors [Text] / F. Iancu, J. Trevino, S. Sommer // ASME paper GT2008-50132. – 11 p.

10. Oh, J. Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor. Part II: influence of vane stagger [Text] / J. Oh, C. Buckley, G. Agrawal // ASME paper GT2008-50178. – 8 p.

11. Романов, В. В. Разработка осевого многоступенчатого компрессора двигателя ГТД-110. [Текст] / В. В. Романов, М. А. Шаровский // Компрессорная техника и пневматика. – 1997. – Вып. 1-2 (14-15). – С. 15-23.

12. Ferrara, G. Low solidity vaned diffusers for rotating stall prevention: experimental analysis of some design parameters [Text] / G. Ferrara, L. Ferrari, L. Baldassarre // ASME paper GT2004-54146. – 10 p.

13. Расчетно-экспериментальное исследование центробежной ступени осецентрированного компрессора стационарного ГТД [Текст] / М. А. Шаровский, Е. А. Усатенко, М. Ю. Шелковский, И. А. Зубрицкая // Восточно-Европейский журнал

передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 57-60.

14. Шелковский, М. Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре [Текст] / М. Ю. Шелковский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60-65.

15. Шелковский, М. Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток [Текст] / М. Ю. Шелковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7 (94). – С. 95-106.

16. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий [Текст] / В. Е. Спицын, М. А. Шаровский, А. В. Ивченко, Е. А. Токарева, М. Ю. Шелковский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37-41.

Поступила в редакцию 12.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой турбин С. И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев.

АЕРОДИНАМІЧНЕ ВДОСКОНАЛЕННЯ РАДІАЛЬНОГО ЛОПАТКОВОГО ДИФУЗОРА ВІДЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА

А. В. Котов, М. А. Шаровський, М. Ю. Шелковський

У роботі представлено результати аеродинамічного вдосконалення дворядного радіального дифузора відцентрового ступеня компресора. З метою визначення аеродинамічних характеристик двох повнорозмірних варіантів (початкового і оптимізованого) моделі дифузора проведено стендові випробування. Кожна модель, окрім безпосередньо вихідної системи, включала вхідний пристрій з апаратом закручування, а також імітатор кожуха камери згоряння. Даний аналіз впливу різних конструктивних і режимних чинників на аеродинамічну ефективність лопаткового дифузора. На основі розрахункових і експериментальних досліджень приведено аналітичні залежності для урахування взаємозв'язку між коефіцієнтом втрат, запасом по зриву потоку в лопатковому дифузорі при різних значеннях кута атаки і швидкості набігаючого потоку.

Ключові слова: компресор, лопатковий дифузор, оптимізація, експеримент, коефіцієнт відновлення повного тиску.

AERODYNAMIC IMPROVEMENT OF RADIAL VANED DIFFUSER OF COMPRESSOR CENTRIFUGAL STAGE

A. V. Kotov, M. A. Sharovsky, M. Y. Shelkovsky

The results of aerodynamic improvement of double-row vaned diffuser of the centrifugal compressor stage are presented. With the purpose of determination of aerodynamic characteristics of two full-size variants (initial and optimized) of vaned diffuser model stand tests were conducted. Every model, except the output system, included an entrance device with the flow swirling vane, and also imitator of casing of combustion chamber. The analysis of different structural and regime factors influence on aerodynamic vaned diffuser efficiency is given. Analytical dependences for the account of intercommunication between the coefficient of losses, vaned diffuser stall at the different values of incident angles and stream speed are presented, on the basis of calculation and experimental researches.

Key words: compressor, vaned diffuser, optimization, experiment, total recovery pressure coefficient.

Котов Андрей Владимирович – канд. техн. наук, начальник научно-исследовательской лаборатории газодинамики, ЦНИОКР «Машпроект» ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Шаровский Михаил Антонович - начальник сектора газодинамики отдела компрессоров, ЦНИОКР «Машпроект» ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Шелковский Михаил Юрьевич - инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров, ЦНИОКР «Машпроект» ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.