



УДК 621.438.082.2

## ВЛИЯНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ ПАРАМЕТРОВ ПО ВЫСОТЕ ЛОПАТОК ВЫСОКОНАГРУЖЕННОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ЗАПАС ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

## THE INFLUENCE OF LEAN BLADES OF HIGHLY LOADED AXIAL COMPRESSOR AT ITS INTEGRAL CHARACTERISTICS AND THE STOCK OF GAS- DYNAMIC STABILITY

**Серков Сергей Александрович**, аспирант каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: serkov.s.a@mail.ru, Тел.: +7(922) 224-11-06

**Седуни Вячеслав Алексеевич**, к.т.н. доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

**Блинов Виталий Леонидович**, к.т.н, старший преподаватель каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

**Serkov Sergey A.** – Phd Student at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: serkov.s.a@mail.ru Ph.: +7(922)224-11-06

**Sedunin Viacheslav A**, PhD, Associate professor at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia.

**Blinov Vitalii L.**, PhD, Associate professor at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia.

**Аннотация:** В данной работе представлена модификация исходного осевого компрессора и новой 3D конструкции с использованием автоматизированного многокритериального оптимизационного процесса. Новые методологии проектирования, используемые для этого компрессора, основаны на автоматизированной оптимизации аэродинамического профиля в IOSO NM совместно с 3D-CFD анализом. Использован многоступенчатый CFD анализ для регулирования распределения нагрузки по ступеням и получения соответствующих свойств. CFD анализ успешно показал что срывы в корневой части значительно снижены.

**Abstract:** This paper presents the modification of the current baseline axial flow compressor design and the development of a new 3D design using an automated multi-objective optimization process. The new design methodology used to this compressor design was based on an automated airfoil geometric optimization system in the IOSO NM combined with a 3D-CFD analysis. A multi-stage CFD analysis was used effectively in order to adjust a loading distribution along stages and to obtain a proper stage matching. CFD analysis showed that hub corner stall was successfully suppressed.

**Ключевые слова:** Осевой компрессор, многокритериальная оптимизация, Ansys CFX, тангенциальный навал, параметризация модели.

**Keywords:** Axial compressor, multi-objective optimization, Ansys CFX, lean, parameterization of the model.

На сегодняшний день, в связи со стремительным развитием методик трехмерного моделирования процессов, протекающих в проточной части турбомашин, в частности осевых компрессоров

(ОК), становится возможным достижение высоких значений КПД и оптимальных характеристик ОК не только на номинальном, но и в широком диапазоне переменных режимов работы [1, 2].

В данной работе представлен пример одного из способов повышения эффективности осевого компрессора - изменение тангенциального навала пера лопаток. Применение навала позволяет улучшить структуру течения и сделать поток равномерным по высоте проточной части, а также увеличить запас газодинамической устойчивости ОК в целом, что при двумерном проектировании сделать достаточно сложно [3].

При проектировании и доводке компрессора уделяется большое внимание снижению потерь в пристеночных областях межлопаточного канала ОК. На торцевых поверхностях, в местах сопряжения пера лопатки и корневой полки, трение потока о поверхность больше чем в среднем сечении. Тем самым в данной области наблюдаются отрывные течения и застойные зоны. Для учета потерь при проектировании ОК в инженерной практике обычно используют статистические данные или полуэмпирические формулы, полученные в результате продувки плоских решеток профилей и модельных ступеней в условиях, отличных от реальных условий работы компрессора, что снижает точность проводимых расчетов [4]. Тогда как численные исследования течения на полноразмерной модели ОК позволяют проводить проектирование с учетом реального поведения потока, а оптимизация формы лопаток снизить величину потерь.

В работе [3] проведено исследование, направленное на повышение эффективности ступеней ОК за счет применения навала лопаток. Последовательно изменяя величину навала, авторы установили, что в случае выпуклой стороны разрежения профиля коэффициент потерь лопатки увеличивается на 20 – 40 %. При вогнутой стороне разрежения профиля значение осредненного по высоте коэффициента потерь в лопаточных венцах уменьшается на 8 – 10 %. При этом в периферийной области на выходе из лопаточной решетки происходит уменьшение угла отставания потока на  $1 - 1,5^\circ$ .

Авторы работы [5] для уменьшения отрывных зон и потерь полного давления применяют навал в концевых областях пера лопаток в процессе оптимизации шестиступенчатого ОК. Показано, что использование навала лопаточного аппарата именно вблизи меридиональных обводов дает максимальный эффект. Навал в корневой части направляющих аппаратов позволил снизить отрывные течения для каждого венца и обеспечить запас газодинамической устойчивости (ГДУ) на уровне 15 %. На основе данного исследования можно сделать вывод, что наибольшее внимание стоит уделить корневому и периферийному сечениям лопаток.

Важным вопросом при исследовании возможностей повышения эффективности проточной части осевого компрессора путем изменения навала лопаток является способ его задания и правильная постановка оптимизационной задачи. В настоящей работе рассматривается разработанный подход к заданию навала пера лопатки, где показан пример постановки и решения задачи оптимизации многоступенчатого ОК. В качестве объекта исследования выбран высоконагруженный десятиступенчатый осевой компрессор, который характеризуется коэффициентом нагрузки для первых ступеней от 0,35 по среднему сечению до 0,65 по корневому.

Построение геометрии лопаточного аппарата ОК в процессе оптимизации производилось в специально разработанной программе двухмерного проектирования. На первом этапе проектирования выполнялся последовательный расчет термодинамических и кинематических параметров потока на входе и выходе из каждого лопаточного венца на семи сечениях по высоте проточной части компрессора. Следующий этап заключался в получении основных геометрических характеристик ступеней и построения лопаточного аппарата с использованием стандартного распределения толщины NACA 65 [6]. На заключительном этапе осуществлялся расчет всех координат лопаток и формирование файла с расширением \*.cugve, который передавался в программный комплекс трехмерного моделирования. Радиальное и осевое положение лопаток сохранялось как в компрессоре-прототипе и не изменялось в последующих расчетах.

На основании полученных данных осуществлялось построение расчетного домена и конечно-элементное разбиение расчетной модели. Численное исследование течения проведено в программном комплексе ANSYS CFX. Размерность расчетной сетки для одного домена составила более 250000 элементов, а для всей модели – более 5500000 элементов. В качестве модели турбулентности принята высокорейнольдсовая двухпараметрическая модель  $k-\varepsilon$ . Параметр  $y^+$  находился в пределах от 15 до 150. Сходимость расчета достигала величины невязок  $10^{-5}$  в среднем за 250 итераций. Граничные условия задавались по следующему принципу: полное давление и полная температура на входе и статическое давление на выходе. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними доменами – «Stage».

Анализ результатов исследования исходного варианта ОК показал наличие отрывных зон в

корневой части на выходе из третьей ступени, которые распространяются вдоль проточной части, и наличие отрыва на периферии компрессора, который возникает на стыке четвертой и пятой ступени в следствии излома периферийного обвода. В результате происходит загромождение канала на выходе, что приводит к снижению КПД компрессора и коэффициента устойчивости. Распределение числа Маха вдоль проточной части ОК представлено на рисунке 1.

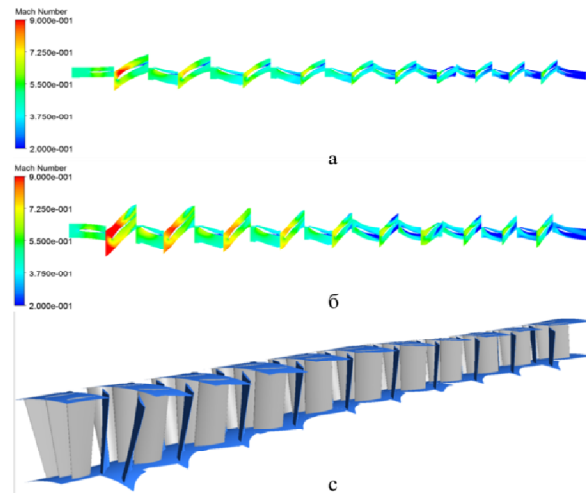


Рисунок 1. Распределение числа Маха вдоль проточной части ОК

Для построения навала использовалось описание линии центра масс пера исходных лопаток кривой Безье. За счет изменения координат управляющих точек кривой Безье четвертого порядка, варьировалась форма лопаток. Положение крайней точки кривой, находящейся в корневой части пера, фиксировалось. Схема формирования тангенциального навала, используемая в оптимизационном исследовании, представлена на рисунке 2.

Кривая Безье четвертого порядка имеет следующий вид:

$$P(t) = (1-t)^4 P_0 + 4t(1-t)^3 P_1 + 6t^2(1-t)^2 P_2 + 4t^3(1-t) P_3 + t^4 P_4, \quad 0 \leq t \leq 1, \quad (1)$$

где  $P_0, P_1, P_2, P_3, P_4$  – управляющие точки кривой Безье,  $t$  – относительный шаг между точками кривой Безье.

Положение управляющих точек кривой Безье определялось по относительному отклонению их координат от координат соответствующих точек исходной лопатки:

$$\Delta X_i = \frac{X_{pi}}{L} \cdot 100\% , \quad (2)$$

$$\Delta Y_i = \frac{Y_{pi}}{L} \cdot 100\% , \quad (3)$$

где  $X_{pi}$  и  $Y_{pi}$  – отклонение координат контрольной точки от начального положения,  $L$  – высота лопатки.

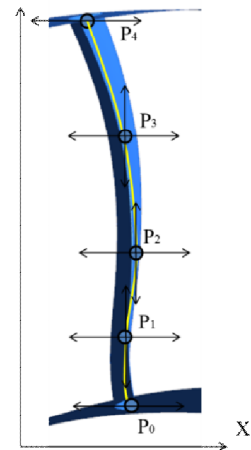


Рисунок 2. Схема формирования тангенциального навала

Отклонение точек  $P_0$  и  $P_4$  по оси абсцисс и оси ординат не производилось. На точку  $P_1$  наложено ограничение по перемещению вдоль оси ординат от 51 до 90 %, а на точки  $P_2$  и  $P_3$  – от 31 до 50 % и от 10 до 30 % соответственно. Таким образом для оптимизации одного венца использовалось 6 переменных. В ходе данного исследования использовался тангенциальный навал для всех венцов компрессора, что связано с желанием оценить влияние формы лопатки на поток в зависимости от местоположения венца и параметров потока перед ним. Для упрощения задачи оптимизации и сокращения количества переменных изменение тангенциального навала производилось только для первой и последней лопатки направляющих и рабочих венцов. Навал для всех остальных лопаток был получен путем линейного интерполирования параметров изменяемых венцов.

Оптимизация лопаточного аппарата осевого компрессора осуществлялась путем интеграции разработанного программного кода профилирования, программного комплекса вычислительной газодинамики и программы многокритериальной оптимизации IOSO NM [7]. Схема задачи оптимизации представлена на рисунке 3.

По предложенному алгоритму происходит изменение формы навала и генерация файла геометрии лопатки. Далее осуществляется его передача в программный комплекс вычислительной газодинамики, где происходит численное исследование течения в модели проточной части осевого компрессора. Результаты расчетов передаются в программу IOSO NM для анализа и формирования решения о дальнейшем изменении переменных оптимизации. На основе принятого решения происходит задание исходных параметров новой геометрии лопаточного аппарата ОК в собственном программном коде

профилирования, завершая тем самым цикл оптимизации.

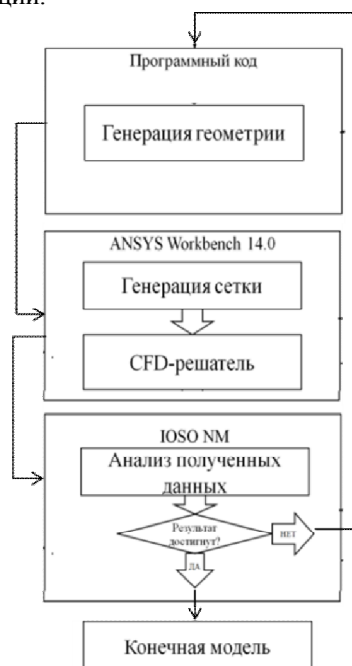


Рисунок 3. Схема задачи оптимизации

Результаты численного исследования в виде выбранных параметров, осредненных по расходу на 20 сечениях по высоте межлопаточного канала за каждым венцом, передавались для дальнейшего анализа. Осуществлялось вычисление функции отклонения параметров по высоте лопатки от значения аналогичного параметра на среднем сечении:

$$\Delta\gamma = \frac{\sum \sqrt{(A_i - A_{icp})^2}}{z} \cdot 100\% \quad (4)$$

где  $\Delta\gamma$  – функция отклонения,  $A$  – выбранный параметр потока,  $i$  – номер сечения по высоте межлопаточного канала ОК,  $z$  – количество сечений (в данном случае  $z=20$ ).

Таким образом осуществлялось определение радиальной неравномерности выбранных параметров за каждым лопаточным венцом ОК.

Функция отклонения характеризует равномерность распределения параметра по высоте пера лопатки и по умолчанию может быть только положительной величиной, что видно из зависимости (4). Суммируя функции отклонения выбранного параметра по всем венцам, получим единый критерий оптимизации, за счет минимизации которого достигается равномерное распределение параметров потока по высоте всей проточной части осевого компрессора. Таким образом, критерий оптимизации вычисляется по следующей формуле:

$$\Delta W = \Delta\gamma_1 + \Delta\gamma_2 + \dots + \Delta\gamma_z \quad (5)$$

Для оценки сходимости решения численной модели ОК в ходе оптимизации дополнительно накладывалось ограничение на погрешность по массовому расходу на входе и выходе из расчетной области в пределах от -5 до 5%:

$$\Delta G = \frac{G_1 - G_2}{G_2} \cdot 100\% \quad (6)$$

где  $G_1$ – среднемассовый расход воздуха на входе в расчетную область;  $G_2$ – среднемассовый расход воздуха на выходе из расчетной области.

В каждой задаче оптимизации произведено порядка 200 вызовов CFD-решателя. На основании обработки результатов оптимизации установлено, что достижение равномерности энтропии по высоте лопатки позволяет добиться наилучших интегральных показателей для компрессора. Это может быть связано с уменьшением потерь на трение вблизи меридиональных обводов, которое повлияло на характер течения потока.

Сравнение моделей исходного и оптимизированного вариантов компрессоров и распределения числа Маха вдоль их проточных частей представлены на рисунке 4.

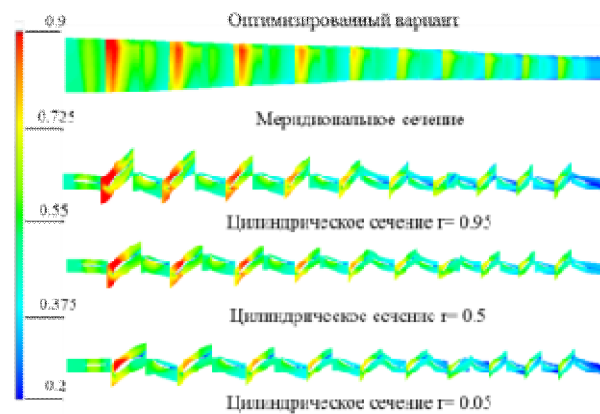


Рисунок 4. Распределения числа Маха вдоль их проточных частей оптимизированного ОК.

На основании обработки результатов оптимизации установлено, что тангенциальный навал первых пяти ступеней позволяет уравновесить поле параметров по высоте ступеней, и уменьшить перетекания рабочего тела в радиальном направлении ступени. Что благоприятно сказалось на обтекании профилей лопаток вблизи меридиональных обводов последних ступеней. Так из распределения числа Маха видно, что удалось снизить количество срывных зон – в оптимизированном варианте снижены отрывы в корневой и периферийной части компрессора.

В ходе исследования установлено, что навал лопаток первого венца не дает существенного улучшения картины течения. Это может быть

связано с тем, что параметры потока на входе в первую ступень равномерно распределены по высоте венца и значения скорости в корневом и периферийном сечении значительно не отличаются относительно последующих ступеней компрессора. Тогда как в средних и последних ступенях наблюдается перераспределение параметров в межлопаточном канале преимущественно к периферии, а так же наблюдается повышенная неравномерность потока и возникновение более интенсивные вторичных течений и застойные зоны. Кроме того, изменение геометрии лопаток рабочего колеса первой ступени не желательны с точки зрения их прочности. Использование навала для всех ступеней, особенно последних, с точки зрения их производства является высокотехнологичной задачей. Так же стоит отметить, что в последних ступенях из-за их малой величины и большого относительного радиального зазора уровень S-образности возрастает и данный метод оптимизации требует усложнения модели в виде увеличения количества сечений, которые изменяются под влиянием контрольных точек кривой Безье.

В результате оптимизации увеличился расход воздуха через компрессор и максимальная степень повышения давления  $\pi_k$  (Рисунок 5). Так же стоит отметить, что, одним из наиболее важных критериев надежной работы ОК является отдаленность его рабочей линии от граница помпажа. Изменение конструкции лопаточного аппарата компрессора приводит к ее смещению, тем самым меняется и запас устойчивой работы ОК. В процессе оптимизации возникает необходимость расчета границы помпажа компрессора, реальное положение которой возможно определить только путем натурного эксперимента. При численном исследовании она может быть определена условно, по границе устойчивости расчета. Обозначив таким образом границу устойчивой работы ОК рассчитывался запас ГДУ  $\Delta K_y$ :

$$K_y = \frac{\pi_{\kappa}^{max} \cdot G^{раб}}{\pi_{\kappa}^{раб} \cdot G^{max}}, \Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\% \quad (8)$$

где  $\pi_{\kappa}^{max}$  – максимальная расчетная степень сжатия,  $\pi_{\kappa}^{раб}$  – рабочая расчетная степень сжатия,  $G^{max}$  – максимальный среднемассовый расход воздуха,  $G^{раб}$  – рабочий среднемассовый расчетный расход воздуха.

Сравнение работы исходного и оптимизированного вариантов ОК позволяет косвенно судить о том, что на переменных режимах удалось добиться увеличения максимальной расчетной степени повышения давления и сместить границу помпажа вверх и влево (Рисунок 5). Так как оптимизация осуществлялась вблизи рабочей точки, то для

номинальной изодромы наблюдается значительное увеличение расхода воздуха относительно исходного компрессора. Оценка смещения линии рабочих режимов ГТУ не осуществлялась, поскольку расчетным путем рассчитать ее затруднительно. В проводимом исследовании увеличение запаса коэффициента устойчивости ОК составило от 0,5 до 5 % в диапазоне режимов 0,8 - 1,05 от номинальной частоты вращения. При этом было достигнуто повышение политропного КПД на концевых участках характеристик на 0.5% на режимах работы вблизи номинальной изодромы (рисунок 6). В процессе оптимизации наблюдалась тенденция к формированию лопаток с вогнутой стороной разряжения, что согласуется с результатами других исследователей в статье [5].

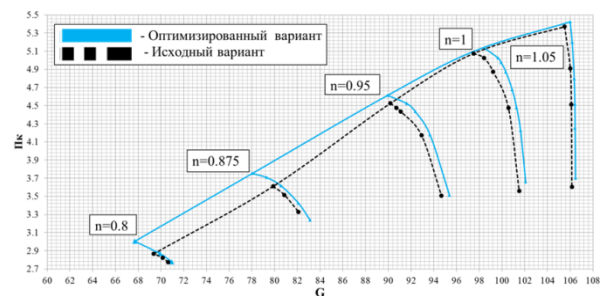


Рисунок 5. Характеристика компрессора Пк-Г

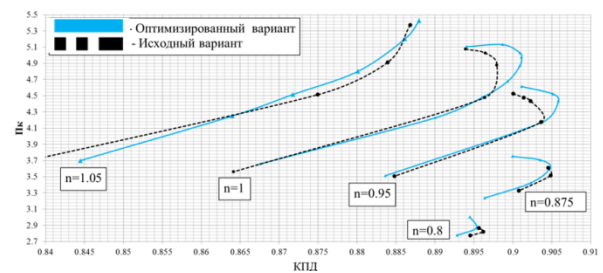


Рисунок 6. Характеристика компрессора Пк-КПД

На основании анализа результатов исследования можно сделать следующие выводы:

1. Разработанный подход к заданию навала лопаток и предложенная схема оптимизации проточной части осевого компрессора показали свою эффективность в первых ступенях ОК. Предпочтительно использовать кривую Безье четвертого порядка для задания навала. Простота алгоритма оптимизации позволяет сократить затраченное на исследование время, не прибегая к сложным математическим вычислениям;
2. В ходе оптимизации выяснено, что наилучшие интегральные показатели дает выравнивание энтропии по высоте канала.
3. Формирование лопаток с вогнутой стороной разряжения позволяет повысить эффективность компрессора. Максимум изгиба получен на участке пера лопатки, находящегося на расстоянии 20 – 35 % от корневого сечения. Навал первой ступени не дает значительного улучшения характеристик, так как поток перед ступенью наиболее равномерен..

4. В процессе оптимизации проточной части десятиступенчатого осевого компрессора удалось добиться повышения КПД на концевых участках характеристик на 0.5% на режимах работы вблизи номинальной изодромы, а также повышения запаса устойчивости в рабочей точке и на переменных режимах от 0,5 до 5% соответственно.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Василенко, С.Е. Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток [Текст] / С.Е. Василенко, В.В. Огнев, Р.З. Тумашев // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 2. – С. 76 – 79.
2. 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 // Современные технологии в газотурбостроении.: сб. науч. тр. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37 – 41.
3. Шелковский, М.Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток [Текст]-Авиационно-космическая техника и технология, 2012, №7(94),11с.
4. Расчетно-экспериментальное исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток в системе многоступенчатого компрессора/Герасименко В.П., Шелковский, М.Ю./ [Текст]-Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов, 2012, №8(95),11с
5. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading part II: low and high speed designs and test verification/ Simon J Gallimore, John J Bolger, Nicholas A Cumpsty Mark J Taylor, Peter I Wright, James M M Place // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, June 16–20, 2002, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30329. – P. 1–9
6. J.C. Emery, L.J. Herrig, J.R. Erwin, A.R. Felix. Systematic two-dimensional cascade test of NACA 65-series compressor blades at low speeds. NACA Report 1368, 1958.
7. Multi-Disciplinary Analysis and Design Optimization", Invited Lecture, Mini-Symposium on

Inverse Problems - State of Art and Future Trends, Dulikravich, G.S., Dennis, B.H., Martin T.J. and Egorov, I.N., XXIV Brazilian Congress on Applied and Computational Mathematics, Sept. 10-13, 2001, Belo Horizonte, Brazil

#### REFERENCES

1. Vasilenko, S.E. Vlijanie formy srednej linii profilej na poteri v koncevyh oblastjah prjamyh kompressornyh reshetok [Tekst] / S.E. Vasilenko, V.V. Ognev, R.Z. Tumashev // Izv. vuzov. Mashinostroenie. – 1987. – № 2. – С. 76 – 79.
2. Raschet summarnyh gazodinamicheskikh harakteristik kompressorov po identifirovannoj modeli s ispol'zovaniem CFD-tehnologij [Tekst] / V.E. Spicyn, M.A. Sharovskij, A.V. Ivchenko, E.A. Tokareva, M.Ju. Shelkovskij // Sovremennye tehnologii v gazoturbostroenii.: sb. nauch. tr. – 2009.– № 4/5 (40). – С. 37 – 41.
3. Shelkovskij, M.Ju. Parametricheskoe issledovanie gazodinamicheskikh harakteristik kompressornyh reshetok [Tekst]-Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija, 2012, №7(94),11s.
4. Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie gazodinamicheskikh harakteristik kompressornyh reshetok v sisteme mnogostupenчатого kompressora / Gerasimenko V.P., Shelkovskij, M.Ju./ [Tekst]-Dvigateli i jenergoustanovk I ajerokosmicheskikh letatel'nyh apparatov, 2012, №8(95),11s
5. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading part II: low and high speed designs and test verification/ Simon J Gallimore, John J Bolger, Nicholas A Cumpsty Mark J Taylor, Peter I Wright, James M M Place // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, June 16–20, 2002, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30329. – P. 1–9
6. J.C. Emery, L.J. Herrig, J.R. Erwin, A.R. Felix. Systematic two-dimensional cascade test of NACA 65-series compressor blades at low speeds. NACA Report 1368, 1958.
7. Multi-Disciplinary Analysis and Design Optimization", Invited Lecture, Mini-Symposium on