

## **Влияние изменения геометрических параметров рабочего колеса на характеристики центробежной компрессорной ступени**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»*

Представлен метод расчета течения в центробежной ступени компрессора по среднемассовым параметрам, особенностью которого является использование геометрии лопаточных венцов и проточной части внутри межлопаточных каналов. Приведены результаты применения этого метода для численного исследования влияния изменения геометрических параметров рабочего колеса центробежной ступени на ее суммарные характеристики. Описаны варианты изменения лопатки рабочего колеса и проточной части в меридиональном сечении, оценено их влияние на суммарные характеристики исследуемой ступени.

**Ключевые слова:** центробежная компрессорная ступень, метод расчета характеристик, суммарные характеристики, геометрические параметры.

### **1. Введение и постановка проблемы**

Процесс проектирования лопаточных машин представляет собой сложный цикл работ, начинающийся с одномерного расчета по средней линии и заканчивающийся численным моделированием вязкого пространственного течения. Традиционно проектировщиками используется для этого широкий спектр программных продуктов коммерческой или собственной разработки [1-4 и др.].

Необходимым этапом такого процесса является эскизное газодинамическое проектирование лопаточных машин, основывающееся на решении одномерных задач, позволяющее получить предварительные характеристики машины, распределения параметров потока по тракту и т. д. Такие методы расчета по среднемассовым параметрам позволяют добиться ускорения и усовершенствования процесса проектирования.

Особое место одномерных подходов определяется использованием многолетнего опыта разработчика при их создании, что ограничивает распространение этих методов и публикации в открытой литературе.

В Национальном аэрокосмическом университете «ХАИ» разработан метод расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней, использующихся в конструкциях современных ГТД различного назначения, по среднемассовым параметрам.

В статье приведены основные положения этого метода и некоторые результаты расчетного исследования влияния геометрических параметров рабочего колеса (РК) на суммарные характеристики центробежной ступени.

### **2. Метод расчета**

Данный метод поверочного расчета газотермодинамических параметров потока в центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом и радиальным лопаточным диффузором позволяет получать суммарные характеристики ступени и ее элементов с учетом геометрических параметров проточной части ступени и ее лопаточных венцов. Кроме того, предложенный подход

можно использовать в качестве модуля математической модели газотурбинного двигателя с повенцовым описанием лопаточных элементов [5].

Исходными данными для численного исследования служат геометрические параметры проточной части, лопаточных венцов на середине высоты канала, режим работы ступени и условия потока на входе. Для расчета течения выбран поэлементный подход. Газотермодинамические параметры рабочего тела во всех элементах проточной части центробежной ступени рассчитываются последовательно в направлении движения потока от элемента к элементу по единому алгоритму с учетом особенностей протекающих в них процессов. Основная система уравнений включает в себя уравнения законов сохранения массы, импульса, энергии и замыкается уравнением состояния идеального газа. Кроме того, используются соотношения для треугольников скоростей осредненного в окружном направлении и по высоте лопатки течения.

Расчетная схема проточной части центробежной ступени с осерадиальным колесом показана на рис. 1, где использованы следующие обозначения:

- подобласть 0-1 "К" – канал перед РК;
- подобласть 1-2 "РК" – рабочее колесо;
- подобласть 2-3 "ЩД" – щелевой диффузор;
- подобласть 3-4 "ЛД" – лопаточный диффузор;
- подобласть 4-5 "КОЛ" – поворотное колено;
- подобласть 5-6 "СА" – спрямляющий аппарат;
- подобласть 6-0' "К" – канал.

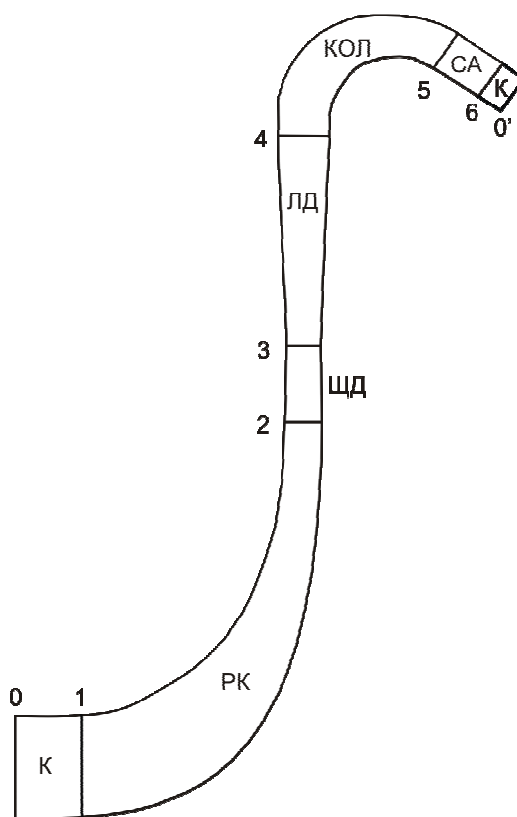


Рис. 1. Расчетная схема центробежной компрессорной ступени

Учет реальных свойств течения аналогично подходу, представленному в работе [6], осуществлен косвенно на основании обобщенных полуэмпирических зависимостей для определения величин углов отставания потока в решетках профилей или окружной компоненты скорости и коэффициентов потерь механической энергии.

Для более точного моделирования течения в центробежной ступени в данном методе расчета реализован учет сложной пространственной формы межлопаточных каналов лопаточных венцов. Это позволяет оценить влияние изменения геометрических параметров лопаточных венцов и межлопаточных каналов на характеристики компрессора на стадии эскизного проектирования и в процессе согласования работы элементов центробежной ступени.

В основных элементах центробежной ступени компрессора: рабочем колесе и лопаточном диффузоре, кроме границ участков, совпадающих с входными и выходными кромками, определяются параметры потока в промежуточных сечениях. Для этого в исходных данных задаются координаты меридиональных обводов по втулке и периферии и соответствующие им значения толщин и геометрических углов лопаток.

На рис. 2 изображена схема такого разбиения на примере межлопаточного канала осерадиального рабочего колеса. Количество промежуточных сечений задается пользователем в исходных данных (см. рис. 2).

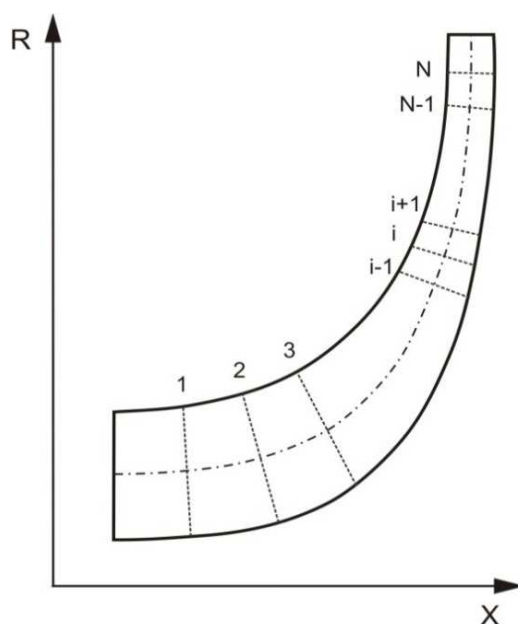


Рис. 2. Промежуточные сечения рабочего колеса

Для определения газодинамических параметров в каждом промежуточном сечении необходимо найти площадь сечения, перпендикулярного средней линии канала в меридиональной плоскости, ограниченного срединными поверхностями соседних лопаток и представляющего собой элемент конической поверхности (см. рис. 3). Для этого сечения определяются также высота, периметр, толщины лопатки и геометрические углы на середине высоты канала.

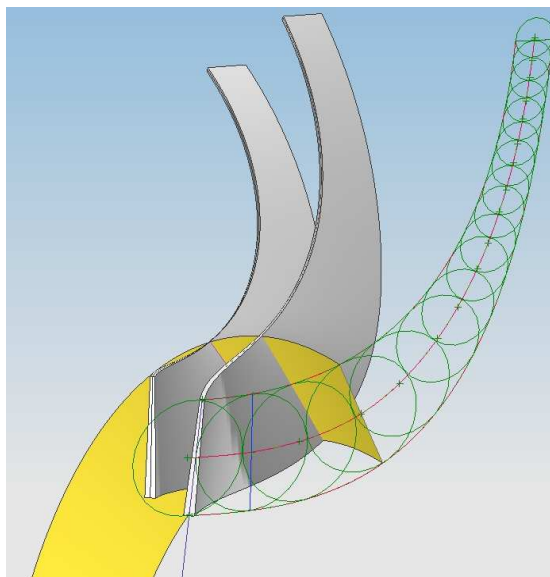


Рис. 3. Площади межлопаточного канала в рабочем колесе

Предложенный метод расчета реализован в виде программного модуля ОАСС, который может использоваться при определении характеристик как центробежной ступени, так и многоступенчатого осецентробежного компрессора.

## 2. Верификация метода расчета

Верификация программного модуля ОАСС выполнялась на примере осерадиального рабочего колеса путем сопоставления результатов расчета с экспериментальными данными [7]. Приняты стандартные атмосферные условия на входе и расчетная частота вращения.

На рис. 4 показаны суммарные характеристики рабочего колеса авиационного двигателя в виде зависимостей безразмерных степени повышения давления  $\bar{\pi}^*$  и КПД  $\bar{\eta}^*$  от безразмерного значения приведенного расхода воздуха на входе  $\bar{G}_{впр}$ . Значения параметров отнесены к соответствующим значениям на расчетном режиме по расходу и частоте вращения:

$$\bar{G}_{впр} = \frac{G_{впр}}{G_{впрр}}, \quad \bar{\pi}^* = \frac{\pi^*}{\pi_r^*}, \quad \bar{\eta}^* = \frac{\eta^*}{\eta_r^*}.$$

Маркерами обозначены результаты экспериментальных исследований, сплошной линией – результаты расчетов.

Полученные результаты сопоставления подтверждают работоспособность рассмотренного метода расчета. Имеющиеся расхождения между результатами расчетов и экспериментальными данными могут быть объяснены использованием одномерной модели для описания газодинамических процессов в столь сложном объекте, как пространственное осерадиальное рабочее колесо центробежной ступени.

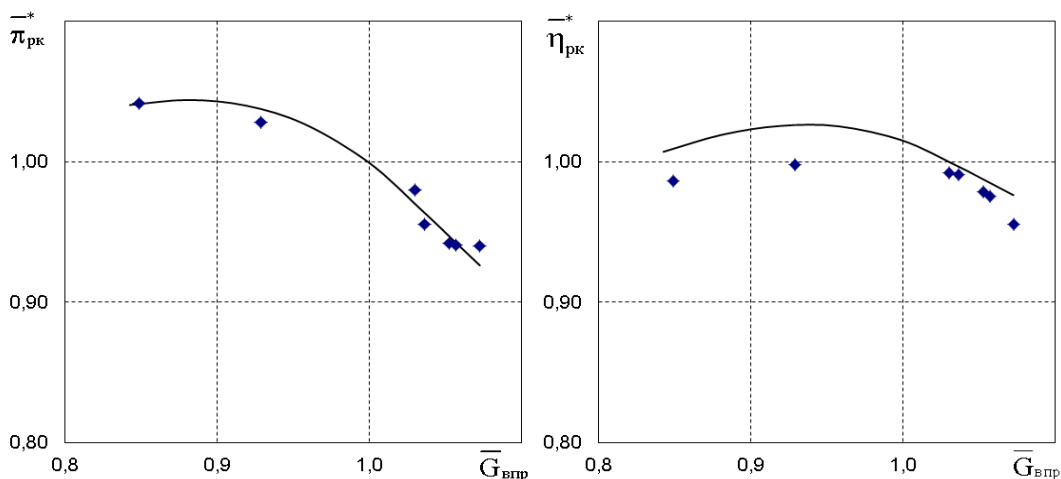


Рис. 4. Суммарная характеристика рабочего колеса центробежной ступени:  
 ◆ – эксперимент; — – расчет

### 3. Влияние изменения геометрических параметров рабочего колеса на суммарные характеристики ступени

Предложенный метод использован при проведении параметрических исследований центробежных ступеней разной напорности и их элементов на этапе проектирования и доводки. Далее представлены некоторые из полученных с его помощью результатов расчетных исследований.

Ниже рассмотрено влияние следующих параметров на суммарные характеристики центробежной ступени компрессора: изменения геометрических углов лопатки рабочего колеса на входном и выходном участках, а также формы проточной части РК в меридиональной плоскости.

Геометрические углы лопатки рабочего колеса на входном и выходном участках изменялись на  $\Delta\beta_{л} = \pm 3$  град от существующего значения. На рис. 5 показаны суммарные характеристики, полученные при различных геометрических углах лопатки РК на входе.

Увеличение конструктивного угла на входе  $\beta_{1л}$  приводит к снижению степени повышения полного давления и КПД рабочего колеса во всем диапазоне работы, кроме области больших расходов. Характеристика РК становится более полой. Это объясняется тем, что при неизменном угле потока, натекающего на рабочее колесо, увеличение  $\beta_{1л}$  приводит к увеличению угла натекания, а следовательно, и потерь на нерасчетное обтекание и снижению КПД РК. Так, в области малых расходов угол натекания достиг 9.7 град, при этом КПД снизился на 2.6%.

При уменьшении геометрического угла на входе напорная характеристика проходит более круто, чем для исходного РК. Рабочий диапазон по расходу при этом уменьшается. Отрицательные углы натекания на РК ( $i_1 = -2.8$  град) в области больших расходов приводят к снижению КПД и напорности рабочего колеса.

На рис. 6 показаны суммарные характеристики, полученные при различных геометрических углах лопатки РК на выходе. Изменение геометрического угла  $\beta_{2л}$  оказало существенное влияние на напорную ветку характеристики. Причиной это-

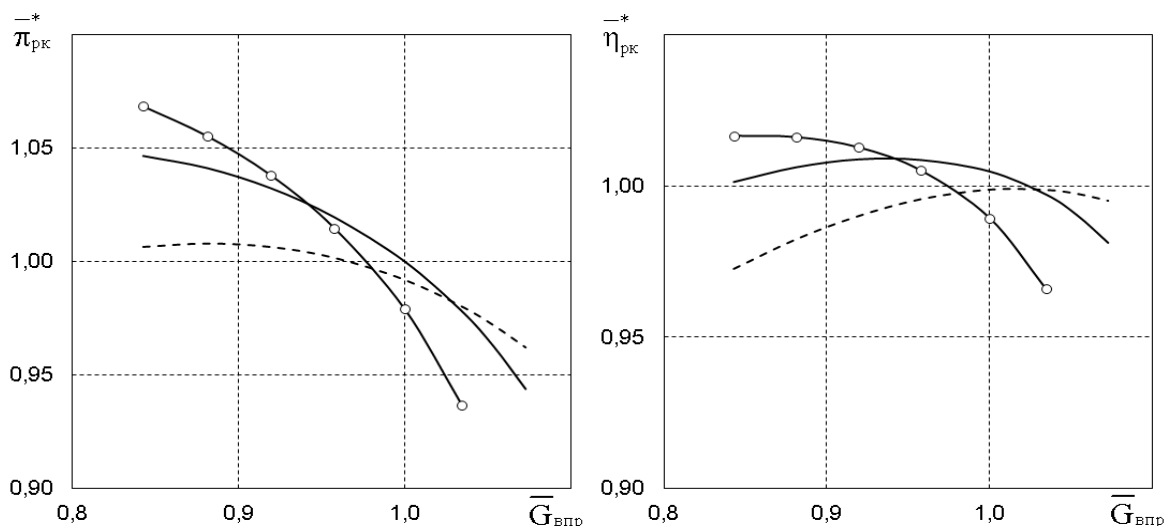


Рис. 5. Влияние изменения геометрического угла лопатки РК на входе ( $\beta_{1л}$ ) на суммарную характеристику рабочего колеса:  
 — — исходный вариант; - - - - -  $\Delta\beta_{1л}=+3$  град; —○—  $\Delta\beta_{1л}=-3$  град

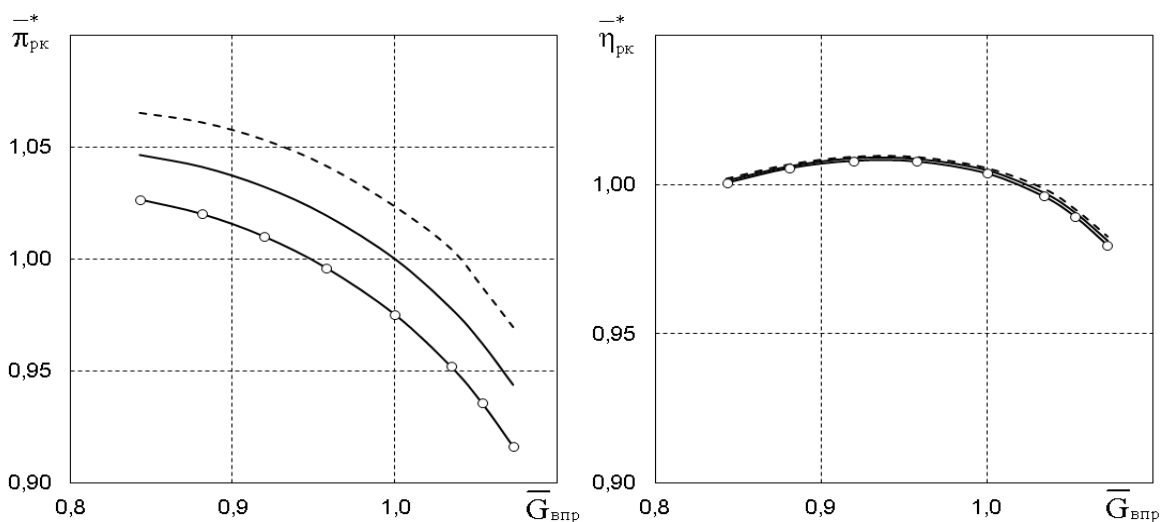


Рис. 6. Влияние изменения геометрического угла лопатки РК на выходе ( $\beta_{2л}$ ) на суммарную характеристику рабочего колеса:  
 — — исходный вариант; - - - - -  $\Delta\beta_{2л}=+3$  град; —○—  $\Delta\beta_{2л}=-3$  град

го может быть изменение кривизны профиля. КПД рабочего колеса для рассмотренных вариантов выходного конструктивного угла лопатки РК мало варьируется во всем рассмотренном диапазоне по расходу, что объясняется незначительным изменением длины лопатки при выполненной коррекции выходного участка. Вследствие этого потери на трение остаются на том же уровне.

Далее рассмотрено влияние изменения формы проточной части рабочего колеса в меридиональном сечении на характеристику ступени. Модификация проточной части заключалась в увеличении радиуса дуги окружности, описывающей меридиональный обвод периферии в области поворота потока от осевого направ-

ления к радиальному, при неизменной втулке. Схема проведенной модификации изображена на рис. 7. Рис. 8 демонстрирует изменение площади проточной части рабочего колеса.

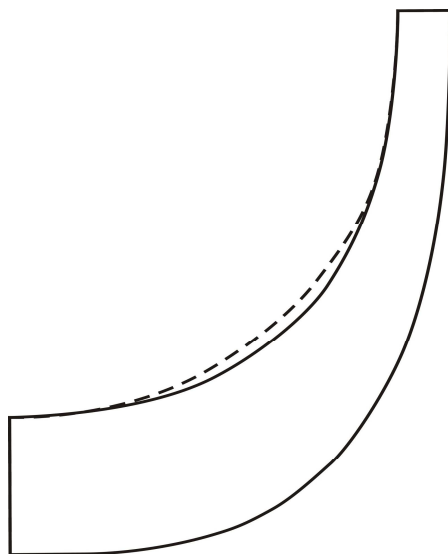


Рис. 7. Схема модификации проточной части ступени:

- — исходная проточная часть;
- - - - - модифицированная проточная часть

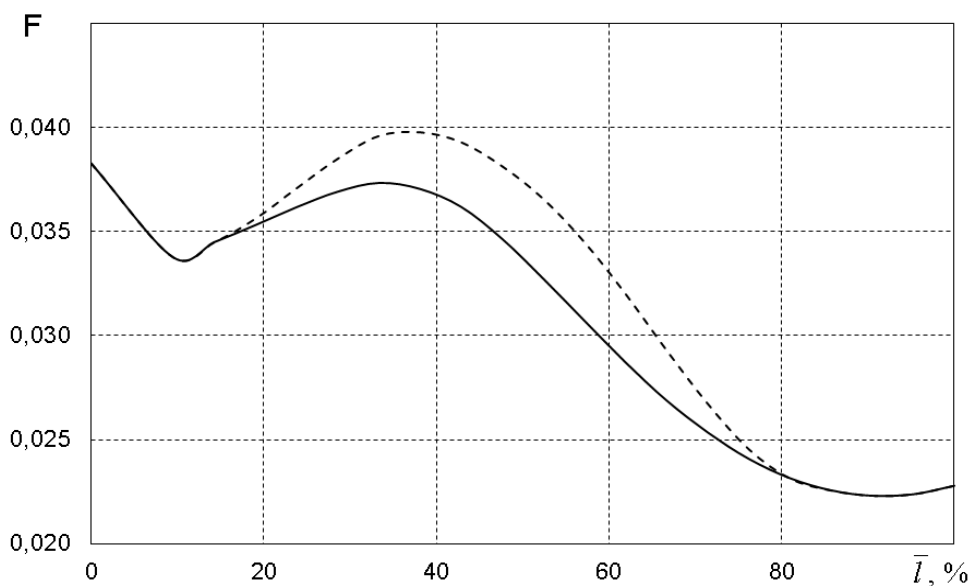


Рис. 8. Сопоставление площадей проточной части рабочего колеса вдоль канала с исходной ( — ) и модифицированной ( - - - - - ) проточными частями

Результаты расчетных исследований модификации РК (рис. 9) показали рост напорности центробежной ступени и ее КПД во всем рабочем диапазоне. Вблизи расчетной точки увеличение степени повышения давления составило 2.1%, а КПД – 1.5%.

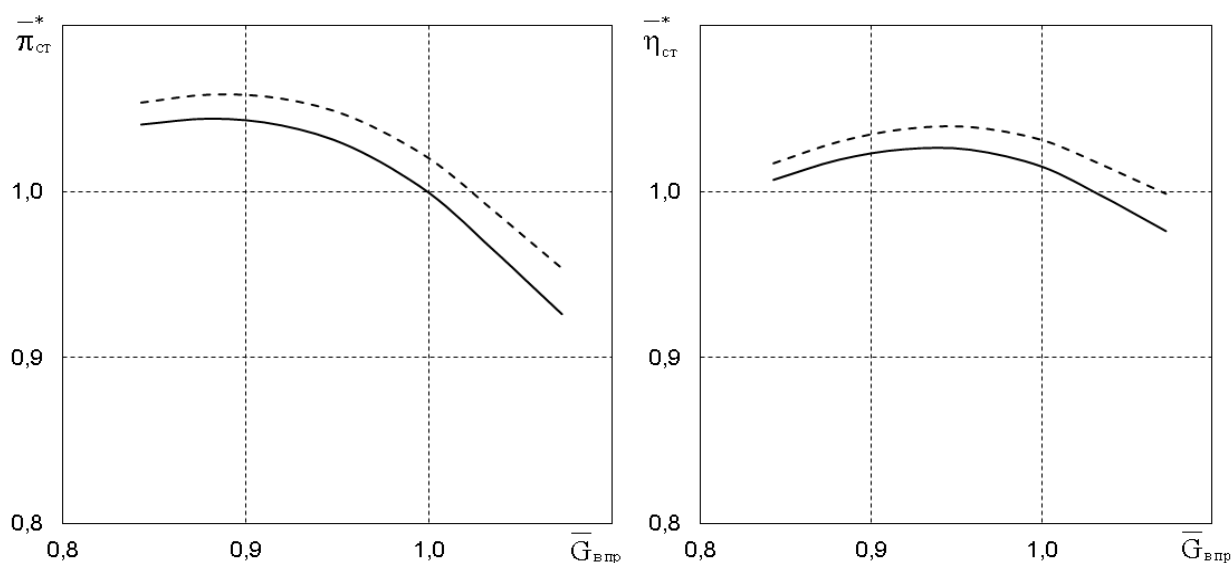


Рис. 9. Сопоставление суммарных характеристик ступени с исходной ( — ) и модифицированной ( - - - - ) проточными частями

### 3. Заключение

В статье представлены результаты расчетных исследований влияния геометрических параметров рабочего колеса центробежной компрессорной ступени на ее суммарные характеристики. Получены качественные оценки влияния изменений величин геометрических углов входа в рабочее колесо и выхода из него, а также модификации его проточной части на характеристики ступени.

Расчётные исследования проведены с помощью метода поперечного поэлементного расчета течения в ступени центробежного компрессора с осерадиальными рабочими колесами по среднемассовым параметрам. С помощью представленного метода расчета суммарных характеристик центробежной компрессорной ступени можно проводить параметрические исследования влияния геометрических параметров лопаточных венцов на газотермодинамические характеристики ступени и выбора рациональных форм лопаток и проточной части на ранних этапах проектирования и доводки таких ступеней.

### Список литературы

1. Concepts NREC [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://concepts-nrec.ru/index.html>.
2. Bruna, D. A CFD Suite for Design and Performance Prediction of Single and Multistage Axial Flow Compressors [Text] / D. Bruna, C. Cravero // Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. – (July, 2007). – Lyon. (ISAF8-00100). – 7 p.
3. Casey, M. An Optimization Technique for Radial Compressor impellers [Text] / M. Casey, F. Gersbach, Ch. Robinson // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. – (June 9-13, 2008). – Berlin, Germany (GT2008-50561). – 11 p.



4. Sieros, G. The Design of Small Centrifugal Compressors Using Advanced Computational Means [Text] / G. Sieros, K. D. Papailiou // ERCOFTAC (European Research Community on Flow Turbulence and Combustion). Bulletin No.42: September 1999.

5. Бойко, Л. Г. Математическая модель газотурбинного двигателя с повенцовым описанием многоступенчатого осевого компрессора и ее практическое применение [Текст] / Л. Г. Бойко, Е. Л. Карпенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 6. – С. 71—77.

6. Барышева, Е. С. Метод расчета течения в центробежных компрессорах с осерадиальными пространственными лопатками [Текст] /Е. С. Барышева, Л. Г. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007.– № 1 (37) – С. 45—51.

7. Исследование структуры течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя [Текст] / [Е. С. Барышева, Л. Г. Бойко, В. С. Борисов, О. Н. Дрынов] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008.– № 3 (50) – С. 56—62.

Поступила в редакцию 07.09.2015

## **Вплив зміни геометричних параметрів робочого колеса на характеристики відцентрового компресорного ступеня**

Наведено метод розрахунку течії у відцентровому ступені компресора за середньомасовими параметрами, особливістю якого є використання геометрії лопаткових вінців і проточної частини усередині міжлопаткових каналів. Описано результати використання цього методу для числового дослідження впливу зміни геометричних параметрів робочого колеса відцентрового ступеня на його сумарні характеристики. Показано варіанти зміни лопатки робочого колеса та проточної частини в меридіональному перерізі, надано оцінку їх впливу на сумарні характеристики досліджуваного ступеня.

**Ключові слова:** відцентровий компресорний ступінь, метод розрахунку характеристик, сумарні характеристики, геометричні параметри.

## **Influence of Impeller Geometric Parameters Change on Compressor Centrifugal Stage Characteristics**

The flow calculation method in the centrifugal compressor stage on weight average parameters is presented. The method feature is the use of blade rows and flow path geometry inside the compressor stage flow passages. The method applying results for the computational investigation of the influence of centrifugal stage impeller geometric parameters changes on its overall characteristics are carried out. The variants of change of the impeller and the flow path in the meridional section are shown. The estimation of their influence on the overall characteristics of the stage in question is produced.

**Keywords:** centrifugal compressor stage, calculation method of characteristics, overall characteristics, flow structure, geometric parameters.