



DOI: 10.18721/JEST.25108
УДК 621.515

А.А. Дроздов, А.Ф. Рекстин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

АНАЛИЗ ДИАГРАММ СКОРОСТЕЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ ПОСЛЕ ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Разработка центробежных компрессоров состоит из нескольких этапов, важным из которых является первичное проектирование. Для решения этой задачи применяются различные методики. Одна из таких методик была разработанная Ю.Б. Галеркиным и А.Ф. Рекстиным. Она оставила открытыми несколько вопросов и не была проверена практикой применения. В дополнение к этой методике авторы статьи предложили способ корректировки относительной высоты лопаток рабочего колеса с учетом чисел Маха и показателя изоэнтропы. Был предложен подход к определению эмпирического коэффициента для расчета напорной характеристики рабочего колеса при решении прямой задачи – расчета характеристик ступени с размерами, определенными первичным проектированием. Представленные изменения были реализованы в программе первичного проектирования центробежных компрессорных ступеней. Проверка эффективности первичного проектирования была произведена при помощи программы невязкого квазитрехмерного расчета путем верификации формы лопаточных аппаратов рабочих колес; спроектированы три ступени на различные параметры проектирования – коэффициенты напора и расхода. Анализ диаграмм скоростей при обтекании лопаток рабочих колес показал соответствие формы лопаток заданным параметрам проектирования.

Ключевые слова: центробежная компрессорная ступень, проточная часть, первичное проектирование, осерадиальное рабочее колесо, радиальное рабочее колесо.

Ссылка при цитировании:

А.А. Дроздов, А.Ф. Рекстин. Анализ диаграмм скоростей рабочих колес центробежных компрессорных ступеней после первичного проектирования // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 1. С. 79–91. DOI: 10.18721/JEST.25108.

A.A. Drozdov, A.F. Rekstin

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

VELOCITY DIAGRAMS OF IMPELLERS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGES: ANALYSIS AFTER PRELIMINARY DESIGN

Development of centrifugal compressors consists of several steps, the most important of them being preliminary design. A variety of methods are applied for solving this problem. One of these methods was developed by Galerkin and Rekstin. However, this method did not fully resolve all issues and was not tested by practice. In addition to this method, we have proposed a technique for adjusting the relative height of impeller blades, taking into account Mach numbers and the isentropic coefficient. We have formulated an approach to determining the empirical coefficient for calculating the pressure characteristics of the impeller when solving for the direct problem that is calculating the characteristics of the stage with the

dimensions determined by preliminary design. The presented changes were implemented in the program for preliminary design of centrifugal compressor stages. The effectiveness of primary design was tested with a program for inviscid quasi-three-dimensional calculation by verifying the shape of impeller blades. Three stages have been designed with different values of design parameters (loading factor and flow rate). Analysis of the velocity diagrams on impellers blades showed that they were designed according to the specified design parameters.

Keywords: centrifugal compressor stage, flow part, preliminary design, 3D-impeller, 2D-impeller.

Citation:

A.A. Drozdov, A.F. Reksin, Velocity diagrams of impellers of centrifugal compressor stages: analysis after preliminary design, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25(01)(2019) 79–91, DOI: 10.18721/JEST.25108.

Введение

Центробежные компрессоры применяются в различных отраслях промышленности, таких, как черная и цветная металлургия, нефтехимическое производство, производство пластмасс и т. д. В России наиболее широко центробежные компрессоры применяются при добыче и транспортировке природного газа. Основную долю в компрессорном парке газовой промышленности составляют центробежные компрессоры, применяемые для транспортировки газа по трубопроводам и закачки его в подземные хранилища. Активная разработка новых газовых месторождений, развитие газотранспортной системы страны порождают постоянный спрос на центробежные компрессоры. Многие используемые в настоящее время компрессоры морально и физически устарели. Это приводит к необходимости замены газоперекачивающих агрегатов целиком или, что более эффективно, замене проточной части в существующем корпусе.

На привод компрессоров затрачивается большое количество энергии, поэтому необходимо создавать проточные части с максимальной энергетической эффективностью (наивысшим КПД), при этом обеспечивая сокращение сроков проектирования центробежных компрессоров, а также уменьшая стоимость проектирования. Поэтому газодинамическое проектирование центробежных компрессоров [1–8, 23–26] по-прежнему является важной и актуальной задачей.

Проектирование новых компрессоров основывается на применении отработанных и испытанных ранее модельных ступеней, а также на использовании специализированных инженерных методик. Разработкой математических моделей, лежащих в основе этих методик, занимаются специалисты университетов и профильных предприятий [9–22].

В СПбПУ на протяжении десятилетий проводились исследования компрессоров динамического действия. Полученные результаты позволили создать метод газодинамического расчета центробежных компрессоров и соответствующую математическую модель, а на этой основе – пакет программ, получивший название Метод универсального моделирования.

В первых версиях Метода универсального моделирования [27–39] первичное проектирование основано на рекомендациях качественного характера из классических отечественных монографий и на результатах собственных исследований [34–38].

Автоматическим перебором основных размеров программа «Оптимальное проектирование центробежной компрессорной ступени» Метода универсального моделирования определяет их сочетание, при котором достигается безударное обтекание при заданном для ступени коэффициенте расхода $\Phi_{\text{расч}}$, обеспечивается заданный коэффициент напора $\psi_{\text{г расч}}$ при максимально возможном КПД. Следующая программа Метода универсального моделирования –

«Расчет семейства характеристик центробежной компрессорной ступени» — делает это для оптимизированного варианта проточной части. Но, поскольку основанные на эмпирических коэффициентах математические модели не могут гарантировать абсолютной достоверности рассчитанных характеристик, пользователю программы следует проанализировать корректность оптимизированных размеров исходя из опыта проектирования и результатов испытания ступеней и компрессоров. Изложенный подход требует от пользователя большого личного опыта проектной и исследовательской работы и накладывает ограничения на эффективность применения инженерного метода проектирования компрессоров.

Следующий этап развития Метода универсального моделирования и лежащей в его основе математической модели — корректировка порядка проектирования, чтобы надежное обеспечение заданного расхода и напора компрессора давало бы проект, не нуждающийся в последующей экспертной корректировке и анализе. Выбранный сотрудниками НИЛ «Газовая динамика турбомашин» под руководством Ю.Б. Галеркина путь решения вопроса — это переход от первичного проектирования на основании качественных рекомендаций к проектированию на базе специально проведенных исследований и аппроксимирующих уравнений, дающих конкретные значения каждого из размеров проточной части. В работе [39] такие уравнения предложены по результатам проектирования двух серий модельных ступеней в диапазоне коэффициентов расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,015-0,15$. Пробная эксплуатация разработанной программы проектирования показала рациональность подхода, но в отношении выбора размеров, обеспечивающих требуемые значения $\Phi_{\text{расч}}$ и $\psi_{\text{т расч}}$, проблема не была решена. В работе [40] вопрос исследован применительно к малорасходным ступеням. В монографиях [34, 35] показано, что расчет диаграмм по программе ЗДМ.023, использующей

сочетание метода квазиортогоналей и интегральных уравнений, дает надежные результаты для нахождения коэффициента напора реального рабочего колеса и режима безударного обтекания, т. е. для определения расчетного режима рабочего колеса.

С использованием анализа диаграмм скоростей А. Рекстин и Ю. Галеркин спроектировали 124 рабочих колеса в диапазоне газодинамических параметров $\Phi_{\text{расч}} = 0,015-0,15$, $\psi_{\text{т расч}} = 0,40-0,70$ с втулочными отношениями в диапазоне $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,40$.

На рис. 1 показаны схемы проточной части осерадиального и радиального рабочих колес и обозначены размеры проточных частей.

Размеры лопаточной решетки определяются количеством лопаток, их относительной толщиной, углами входа и выхода. Форма лопаток определяется зависимостью угла лопаток (на средней поверхности) от координаты в меридиональной плоскости: $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$. В программе ЗДМ.023 функция $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$ задается квадратичными алгебраическими уравнениями. Вид этой функции определяет выбор двух коэффициентов — «А» и «В». У РРК поверхность лопаток непрямая, цилиндрическая. Форму лопаток РРК определяет одно уравнение: $\beta_{\text{л}} = f(\bar{r})$. Для ОРК средняя линия задается двумя уравнениями $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$ — на периферийной и втулочной поверхностях лопатки.

Для расчета размеров проточной части предложены формулы, аппроксимирующие геометрические размеры упомянутых выше 124 рабочих колес.

Цель представляемой работы — реализовать предложенный А.Ф. Рекстиным и Ю.Б. Галеркиным алгоритм в виде компьютерной программы первичного проектирования и верифицировать программу в пределах изученных параметров проектирования: $\Phi_{\text{расч}} = 0,015-0,15$; $\psi_{\text{т расч}} = 0,40 - 0,70$; $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,40$.

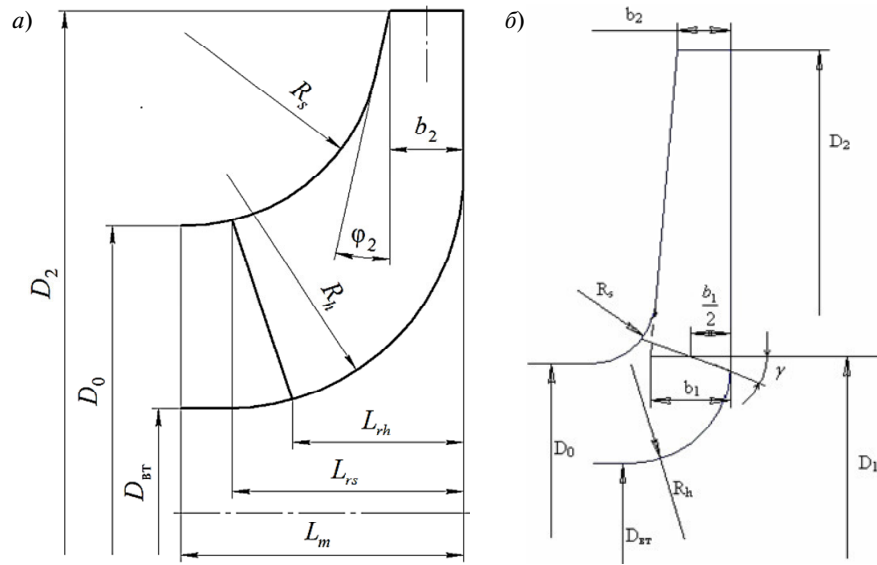


Рис. 1. Схемы и размеры рабочих колес в меридиональной плоскости:
 а – осерadiальное рабочее колесо (ОРК); б – радиальное рабочее колесо (РРК)

Fig. 1. Scheme and dimensions of the impeller in the meridional plane: а – 3D impeller; б – 2D impeller

Предложенный алгоритм следует дополнить выбором относительной высоты лопаток. Рекомендованные А. Рекстиным и Ю. Галеркиным формулы дают значения относительной высоты лопаток $\bar{b}_2 = f(\Phi_{\text{расч}})$, которые обеспечивают заданный коэффициент напора при критериях подобия $M_u = 0,70$, $k = 1,4$. При большем увеличении плотности на выходе из РК относительную высоту лопаток надо уменьшить, и наоборот:

$$\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2; \quad (1)$$

$$\varphi_2 = \frac{\Phi \rho_0^*}{4\bar{b}_2 \rho_2}. \quad (2)$$

Частная цель работы – создание методики расчета относительной высоты лопаток, которая обеспечивает заданный коэффициент теоретического напора $\psi_{T \text{ расч}}$ при $M_u \neq 0,70$, $k \neq 1,4$.

Разработка методики расчета относительной высоты лопаток на выходе при произвольных значениях критериев сжимаемости

Для расчета высоты лопаток \bar{b}_2 на выходе из рабочего колеса, обеспечивающих необходимое значение $\psi_{T \text{ расч}}$ при $M_u \neq 0,7$ и $k \neq 1,4$,

применяются математические модели Метода универсального моделирования.

На первом этапе первичного проектирования по формулам А.Ф. Рекстина и Ю.Б. Галеркина рассчитывается значение \bar{b}_2 , которое обеспечивает получение заданного $\psi_{T \text{ расч}}$ при числе Маха $M_u = 0,7$ и показателе изоэнтропы $k = 1,4$.

А.Ф. Рекстин и Ю.Б. Галеркин для расчета $\psi_{T \text{ расч}}$ использовали коэффициент напора при невязком обтекании с поправочным эмпирическим коэффициентом. Программа первичного проектирования включает модель напора, основанную на предложенной Ю.Б. Галеркиным формуле [35] с эмпирическим коэффициентом K_μ , учитывающим влияние вязкости [34]:

$$\psi_{T \text{ расч}} = \frac{1 - \varphi_2' \operatorname{ctg} \beta_{л2}}{1 + \frac{K_\mu \sin \beta_{л2}}{z_{РК} K_{цд} (1 - \bar{D}_1)}}. \quad (3)$$

Для ступени, разрабатываемой по формулам первичного проектирования, необходимо произвести поиск значения K_μ , обеспечивающего заданное $\psi_{T \text{ расч}}$. Для этого ведется по-

иск искомого значения K_u методом дробных шагов в большую или меньшую сторону от текущего. В конце статьи приведены примеры первичного проектирования ступеней при $M_u \neq 0,70$, $k \neq 1,4$. Заданные значения $\psi_{г\text{ расч}}$ обеспечены за счет подбирающего выбора относительной высоты лопаток.

Программа первичного проектирования

По разработанному методу сделана программа первичного проектирования «Первичное проектирование и расчет семейства характеристик центробежных компрессорных ступеней» на базе 6-й версии программы «Расчет семейства характеристик центробежных компрессорных ступеней» (7-я версия Метода универсального моделирования ориентирована на проектирование транс- и сверхзвуковых компрессоров [41–43]). Программа первичного проектирования сохрани-

ла функции предшественницы и имеет три режима работы:

расчет характеристик ступени с размерами, введенными пользователем;

расчет характеристик ступени с размерами, полученными в программе оптимального проектирования на базе математических моделей. Размеры и параметры оптимального варианта автоматически передаются в программу расчета семейства характеристик;

производимый расчет размеров и формы проточной части по указанию пользователя выполняется по разработанному методу первичного проектирования, обобщающему результаты изучения параметров 124 оптимизированных рабочих колес. Неподвижные элементы рассчитываются по методике из работы [39].

На рис. 2 слева показано меню ввода параметров для расчета газодинамических характеристик.

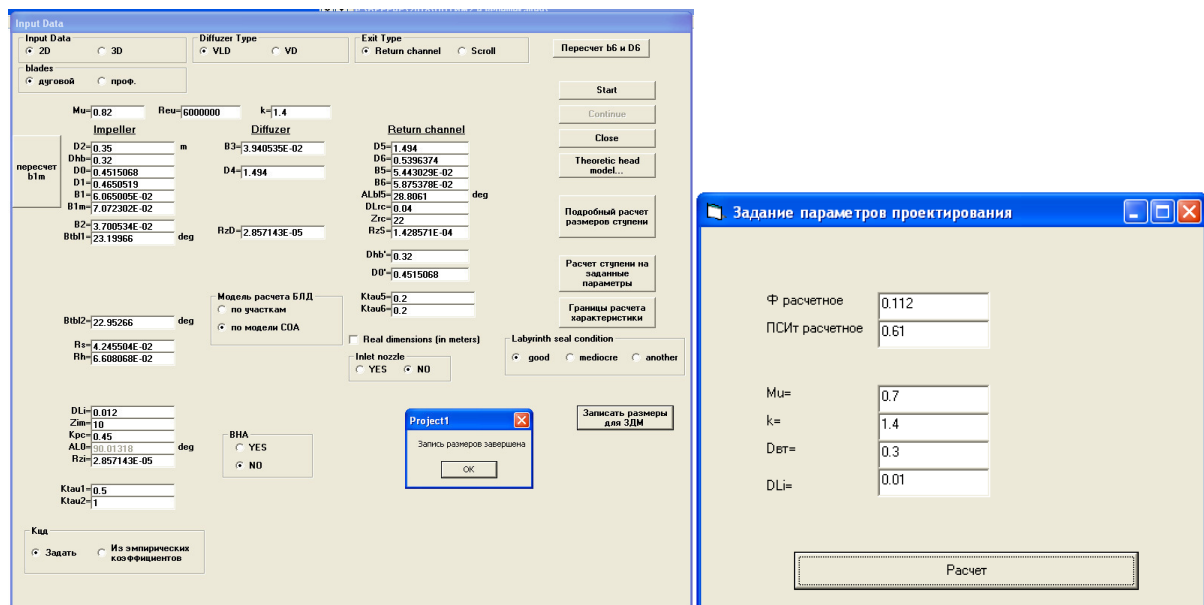


Рис. 2. Программа «Первичное проектирование и расчет семейства характеристик центробежных компрессорных ступеней»: меню ввода параметров ступени для расчета газодинамических характеристик (слева) и ввода параметров ступени для первичного проектирования (справа)

Fig. 2. Program «Primary design and calculation of the centrifugal compressor stage characteristics»: Input menu of stage parameters for gas-dynamic characteristics calculation (left) and menu of stage parameters for primary design (right)

Верхняя линейка окон позволяет выбрать типы рабочего колеса, диффузора, выходного устройства. Помимо ввода критериев подобия и размеров, есть ряд кнопок для запуска опций, облегчающих расчет и позволяющих выбрать варианты математических моделей КПД и напора в зависимости от особенностей решаемой задачи. На рис. 2, справа показано окно ввода параметров для первичного проектирования.

Рассчитанные размеры первичного проектирования ступени отражаются в окне (рис. 2, слева). При нажатии кнопки «Запись размеров для 3ДМ» формируются tpr-файлы, по которым программа 3ДМ.023 рассчитывает диаграммы скоростей рабочих колес.

Верификация метода первичного проектирования РК

Выбор размеров при первичном проектировании основан на обобщении параметров 124 рабочих колес, рассмотренных ранее. Эти колеса имеют дискретные значения параметров проектирования:

$\Phi_{\text{расч}} = 0,015; 0,028; 0,0346; 0,0526; 0,080; 0,0936; 0,1095; 0,128; 0,15;$

$\psi_{\text{т расч}} = 0,40; 0,482; 0,581; 0,70;$

$\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25; 0,30; 0,35; 0,40$ (РПК); $0,25; 0,30; 0,35$ (ОРК).

Расчеты этих РК выполнялись при критериях подобия $M_u = 0,70$, $k = 1,4$ и толщине лопаток $\bar{\delta}_л = 0,12$. Если при промежуточных значениях $\Phi_{\text{расч}}$, $\psi_{\text{т расч}}$, $\bar{D}_{\text{вт}}$ и отличных от приведенных выше значениях M_u , k и $\bar{\delta}_л$ первичный проект удовлетворяет требованиям, верификация метода успешна.

Пример первичного проектирования малорасходного РПК

Параметры малорасходного РПК 0,022-0,52-029 очевидны из его названия. Проект выполнен при $M_u = 0,56$, $k = 1,32$ и толщине лопаток $\bar{\delta}_л = 0,012$. Все параметры проектирования отличны от линейки параметров 124 рассмотренных колес.

Начальные параметры и размеры РПК 0,022-0,52-029 передаются в программу расчета диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока – 3ДМ.023; производится расчет. Рис. 3 демонстрирует результат расчетов в программе 3ДМ.023.

Диаграммы скоростей демонстрируют качество первичного проектирования:

средняя нагрузка лопаток – в пределах рекомендаций;

вдоль задней поверхности скорость практически постоянна, что обещает отсутствие отрыва потока;

вход на периферии, на средней поверхности и у втулки практически безударный.

При проектировании 124 упомянутых выше РК обеспечение заданного значения $\psi_{\text{т расч}}$ проверялось по величине коэффициента напора при невязком течении $\psi_{\text{т ид}}$. Его обозначение на рис. 3 – «PSTid». По результатам анализа характеристик модельных ступеней семейства 20CE [44] было принято эмпирическое соотношение $\psi_{\text{т расч}} / \psi_{\text{т ид}} = 0,93$. Для РПК 0,022-0,52-029 значение $\psi_{\text{т ид}}$ должно быть равно 0,559. Оно получилось равным 0,55. То есть по первичному проекту недобор коэффициента теоретического напора составляет небольшую величину – 1,6%. Это может быть компенсировано при окончательной оптимизации проточной части.

Пример первичного проектирования среднерасходного РПК

Параметры среднерасходного РПК 0,077-0,63-038 очевидны из его названия. Проект выполнен при $M_u = 0,83$, $k = 1,55$ и толщине лопаток $\bar{\delta}_л = 0,010$. Все параметры проектирования отличны от линейки параметров 124 рассмотренных ранее колес.

На рис. 4 представлены начальные параметры, размеры РПК 0,077-0,63-038, схема проточной части, вид лопаточной решетки и диаграммы скоростей на трех поверхностях тока – данные из программы 3ДМ.023.

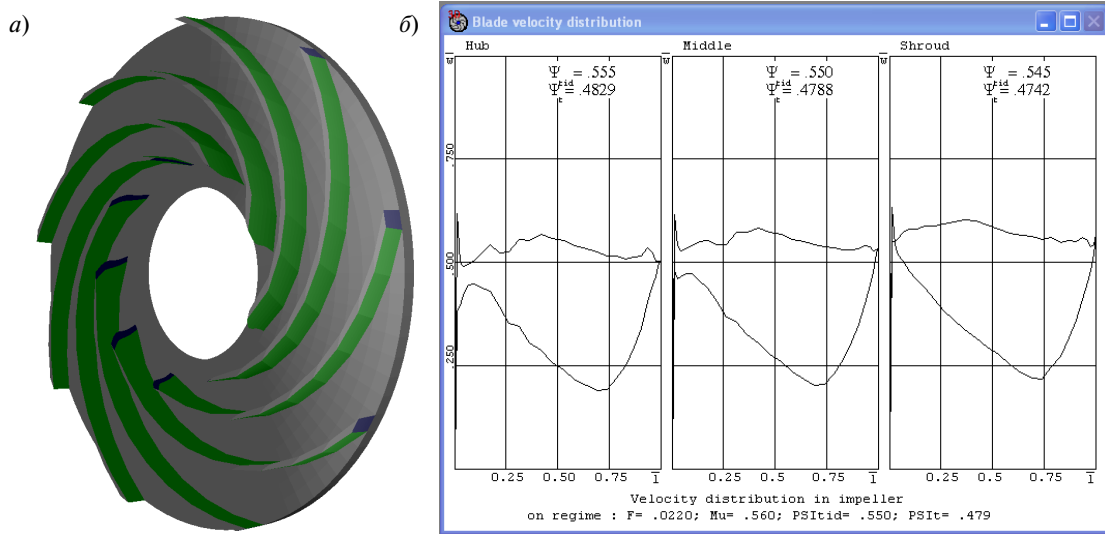


Рис. 3. Программа 3ДМ.023. Начальные параметры, размеры РПК 0,022-0,52-029, схема проточной части, вид лопаточной решетки (а) и диаграммы скоростей на трех поверхностях тока (б)

Fig. 3. 3DM.023 program. The initial parameters and size of the 2D impeller 0,022-0,52-029, flow path scheme (a), a blade row and velocity diagram on three stream line surfaces (b)

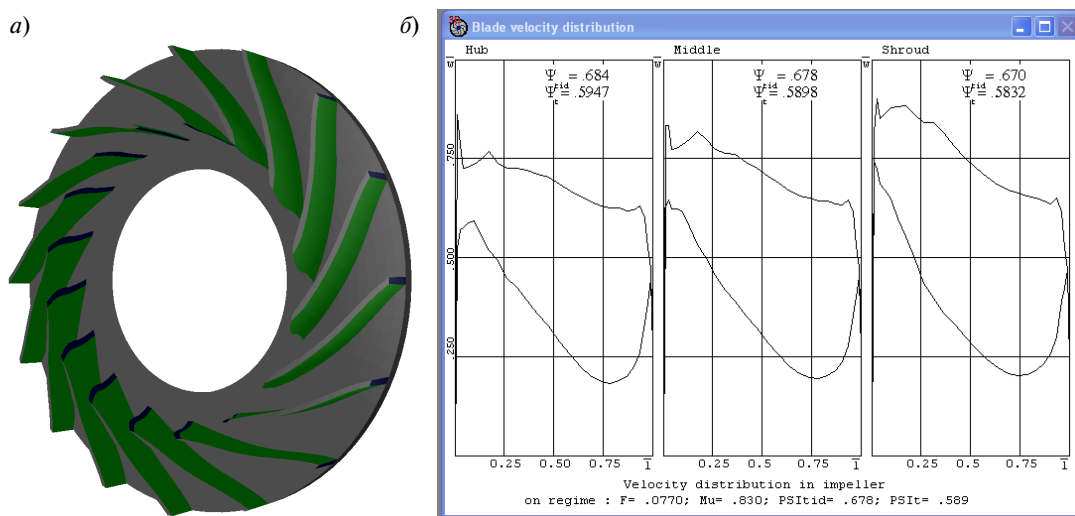


Рис. 4. Программа 3ДМ.023. Начальные параметры, размеры РПК 0,077-0,63-038, схема проточной части (а), вид лопаточной решетки и диаграммы скоростей на трех поверхностях тока (б)

Fig. 4. 3DM.023 program. The initial parameters and size of the 2D impeller 0,077-0,63-038, flow path scheme (a), a blade row and velocity diagram on three stream line surfaces (b)

У рабочего колеса с достаточно большим коэффициентом напора замедление потока на задней поверхности неизбежно. Но в целом диаграммы скоростей благоприятные. Небольшой положительный угол ата-

ки на всех трех осесимметричных поверхностях приемлем. Отношение $\Psi_{т\text{ расч}}/\Psi_{т\text{ ид}} = 0,63/0,678 = 0,929$ практически равно значению 0,93, принятому для первичного проектирования.

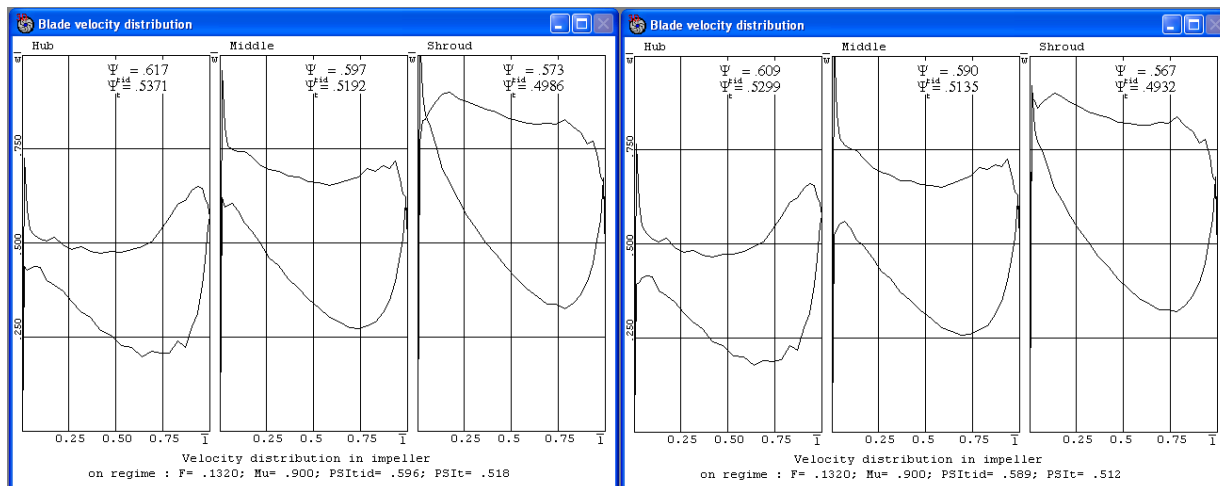


Рис. 5. Программа 3ДМ.023. Диаграммы скоростей ОРК 0132-0,545-0265: слева – по результатам первичного проектирования, справа – после незначительной корректировки

Fig. 5. 3DM.023 program. 3D impeller 0132-0,545-0265 velocity diagram: by results of primary design – on the left, after minor adjustment – on the right

Пример первичного проектирования высокорасходного ОРК

Рабочее колесо ОРК 0132-0,545-0265 спроектировано при $M_u = 0,90$, $k = 1,60$.

На рис. 5 слева показаны диаграммы скоростей ОРК 0132-0,545-0265 по результатам первичного проектирования. Справа – диаграммы скоростей после незначительной корректировки.

Вид диаграмм скоростей соответствует принципам проектирования, но отношение $\psi_{T \text{ расч}} / \psi_{T \text{ ид}} = 0,545/0,596 = 0,914$ указывает на небольшое превышение коэффициента теоретического напора. Небольшой отрицательный угол атаки на периферии можно уменьшить. Для корректировки оказалось достаточным уменьшить на 1 шт. число лопаток и увеличить на один градус входной угол лопаток. Отношение $\psi_{T \text{ расч}} / \psi_{T \text{ ид}} = 0,545/0,589 = 0,925$ незначительно отличается от значения 0,93, принятого при оптимальном проектировании.

Обсуждение результатов

Предложенная методика первичного проектирования центробежных компрессорных ступеней

была апробирована: результаты проектирования сравнивались с расчетами по программе невязкого квазитрехмерного расчета. Анализ диаграмм распределения скоростей по поверхностям лопаток показал, что размеры и форма проточной части рабочего колеса, получаемая в результате проектирования, обеспечивает его эффективную работу. Рассчитывались ступени как радиальных, так и осерадальных рабочих колес с различными расчетными коэффициентами расхода и напора. Это обеспечило эффективную проверку реализованных изменений в математической модели.

Внесенные изменения в инженерной программе проектирования центробежных компрессоров Метода универсального моделирования оказались эффективными и могут найти практическое применение при реализации новых проектов центробежных компрессоров.

Заключение

Предложенный А. Рекстиным и Ю. Галеркиным метод первичного проектирования дополнен методом расчета относительной высоты лопаток на выходе из рабочих колес, обес-

печивающим заданный коэффициент теоретического напора в широком диапазоне критериев сжимаемости. Созданная на основе этих методик и Метода универсального моделирования программа «Первичное проектирование и расчет семейства характеристик центробежных компрессорных ступеней» показала себя надежным и удобным инструментом газодинамического проектирования.

Приложение

Условные обозначения:

\bar{b}_1 – высота лопаток на входе; \bar{b}_2 – высота лопаток на выходе; D_2 – наружный диаметр рабочего колеса; \bar{D} – относительный диаметр; $\bar{D}_{вт}$ – втулочное отношение; k – показатель изоэнтропы; $K_{цд}$ – коэффициент положения центра давления диаграммы скоростей; $\bar{L}_{рс}$ – положение входной кромки осерадиального рабочего колеса на периферии; \bar{L}_{rh} – положение входной кромки осерадиального рабочего колеса на втулке; \bar{L}_m – осевая длина; M_u – условное число Маха; \bar{R}_s – относительный радиус закругления покрывающего диска; \bar{R}_h – относительный радиус закругления основного диска; $z_{рк}$ – число лопаток рабочего колеса; $\Phi_{расч}$ – расчетный условный

коэффициент расхода; $\psi_{расч}$ – расчетный коэффициент теоретического напора; $\psi_{теор}$ – коэффициента теоретического напора при невязком течении; γ – угол наклона входной кромки лопатки; φ_2 – угол наклона покрывающего диска; β – угол между относительной скоростью и обратным окружным направлением; β_l – угол лопатки; $\bar{\delta}_l$ – относительная толщина лопатки; ρ – плотность газа.

Подстрочные индексы:

0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу).

Надстрочные индексы:

* – относится к полным параметрам (параметры торможения).

Благодарность

Работа выполнена в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ОНТИ СПбПУ Петра Великого, которую возглавляет профессор доктор технических наук Ю.Б. Галёркин. Авторы выражают ему признательность за постановку задачи исследования и консультации при выполнении работы.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Евдокимов В.Е.** Банк экспериментальных данных по модельным ступеням и их элементам для проектирования ЦКМ // Турбины и компрессоры. 1997. № 3. С. 4.
2. **Любимов А.Н., Евдокимов В.Е.** О расчете газодинамических характеристик ступени центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 7. С. 28–33.
3. **Семаков А.В., Евдокимов В.Е., Репринцев А.И., Любимов А.Н.** Модернизация центробежных компрессоров на азотных производствах // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 3. С. 20–22.
4. **Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И.** Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. С. 12–20.
5. **Лунев А.Т.** Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2001. № 10. С. 4–7.
6. **Лунев А.Т.** Разработка высокоэффективных сменных проточных частей центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов: Дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2005. 123 с.
7. **Kabalyk K., Kryłowicz W.** Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. 2016. Vol. 131. P. 41–53.
8. **Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr Z.** Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
9. **Syka T., Luňáček O.** Numerical simulation of radial compressor stage // EPJ WebofConferences. 45, 01088 (2013). DOI: 10.1051/epjconf/20134501088

10. **Pei-Yuan Li, Chu-Wei Gu, Yin Song.** A New Optimization Method for Centrifugal Compressors Based on 1D Calculations and Analyses // *Energies*. 2015. Vol. 8. P. 4317-4334. DOI:10.3390/en8054317
11. **Schiff J.** A preliminary design tool for radial compressors: Thesis for the Degree of Master of Science / LTH Lund University. 2013. 171 p.
12. **Aungier R.H.** Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. ASME Press. 2000. ISBN 0-7918-0093-8, New York, USA.
13. **Casey M.A., Robinson C.** Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage // *Journal of Turbomachinery*. 2013. Vol. 135 / 021034
14. **Aungier R.H.** Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors // *Transactions of the ASME*. 1995. Vol. 117.
15. **Kangsoo Im.** Development of a design method for centrifugal compressors. [text]: Ph. D. thesis / Michigan State University. 2012. 160 p.
16. **Hazby H. Casey M., Robinson C., Spataro R.** The design of a family of process compressor stages // *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12*. April 3–7, 2017. Stockholm, Sweden. Paper ID: ETC2017-134
17. **Japikse D., Krivitzky E.M.** Radial stages with non-uniform pressures at diffuser inlet // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Volume 2D-2016, Seoul; South Korea; 13 June 2016 – 17 June 2016; DOI: 10.1115/GT2016-57956
18. **Japikse D.** Turbomachinery design with an agile engineering system // *JSME fluid engineering conference*. Osaka. September 19–20. 2003.
19. **Stuart C., Spence S., Kim S.I., Filsinger D., Starke A.** A 1-D Vaneless Diffuser Model Accounting for the Effects of Spanwise Flow Stratification // *Proceedings of The International Gas Turbine Congress*. Tokyo. 2015. Gas Turbine Society of Japan. P. 485–494,
20. **Gong X., Chen R.** Total pressure loss mechanism of centrifugal compressors // *Journal of Mechanical Engineering Research*. 2014. Vol. 4 (2). P. 45–59.
21. **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** An evaluation of 1D design methods for the off-design performance prediction of automotive turbocharger compressors // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*. GT2012. June 11–15, 2012, Copenhagen, Denmark GT2012-69743.
22. **Schneider M., Bühler J., Hanna M., Schiffer H.-P., Leichtfuß S.** Analytical loss prediction for turbocharger compressors // *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics/ ETC11*. March 23–27, 2015, Madrid, Spain.
23. **Felipe C., Favaretto F., Anderson M.R., Li S., Hu L.** Development of a meanline model for preliminary design of recirculating casing treatment in turbocharger compressors // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018. June 11–15, 2018, Oslo, Norway.
24. **Mounier V., Picard C., Schiffmann J.** Data-driven pre-design tool for small scale centrifugal compressors in refrigeration // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018. June 11–15, 2018, Oslo, Norway.
25. **Zamiri A., Chung J.T.** Scale adaptive simulation of transient behavior in a transonic centrifugal compressor with a vaned diffuser // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018. June 11–15, 2018, Oslo, Norway.
26. **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors // *Journal of Turbomachinery*. 2015. Vol. 137 / 011007-1. DOI: 10.1115/1.4028247
27. **Галеркин Ю.Б.** Формирование взглядов на рабочие процессы и современное состояние газодинамических методов проектирования промышленных центробежных компрессоров // *Компрессорная техника и пневматика*. 2000. № 2. С. 9–14.
28. **Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Попова Е.Ю.** Развитие метода универсального моделирования рабочего процесса ЦК. Программные комплексы первого уровня (третье поколение). Опыт разработки и практического использования комплекса третьего уровня. СПб., 1995.
29. **Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Попова Е.Ю.** Численное моделирование центробежных компрессорных ступеней (физические основы, современное состояние) // *Компрессорная техника и пневматика*. 1993. № 2.
30. **Galerkin Y.B., Mitrofanov V.P.** Current Optimum Design Methods in the Development of New Generations of Model Stages in Centrifugal Compressors // *Chemical and Petroleum Engineering July*, 1996. Vol. 31, № 11-12. New York. USA. 1996.
31. **Галеркин Ю.Б.** Начало развития теории центробежных компрессоров и создание базиса экспериментальных данных на кафедре компрессоростроения // *Сборник научных трудов «Некоторые проблемы энергомашиностроения»*. СПб., 1995. С. 22–30.
32. **Галеркин Ю.Б., Попова Е.Ю., Данилов К.А.** Универсальная модель центробежного компрессора – оптимальное решение // *Труды немецкого*



инженерного общ-ва. Германия, Ганновер. 28–29 сентября 1995. С. 54–59.

33. **Галеркин Ю.Б.** Математическое моделирование ступеней центробежного компрессора на кафедре компрессоростроения СПбГТУ (физические основы, современное состояние) // Сообщения Союза немецких инженеров. Ганновер. Германия. № 947. 1992.

34. **Галеркин, Ю.Б.** Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во КХТ, 2010. 650 с.

35. **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.

36. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.

37. **Ден Г.Н.** Механика потока в центробежных компрессорах. Л.: Машиностроение, 1973. 268 с.

38. **Лившиц С.П.** Аэродинамика центробежных компрессорных машин Москва; Ленинград: Машиностроение, 1966. С. 335–337.

39. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Анализ геометрических и газодинамических параметров центробежных компрессорных ступеней в десятикратном диапазоне расчетного коэффициента расхода // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 7. С. 32–43.

40. **Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б.** Особенности первичного проектирования малорасходных цен-

тробежных компрессорных ступеней // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2018. Т. 20, № 2. С. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

41. **Григорьев А.В., Соловьева А.В., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф.** Вопросы аэродинамического проектирования сверхзвуковых центробежных компрессорных ступеней // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. С. 21–27.

42. **Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Особенности моделирования газодинамических характеристик высоконапорных центробежных ступеней // Климовские чтения. Перспективные направления авиадвигателестроения. СПб., 2013. С. 45–55.

43. **Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K.** Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages // International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. Vol:9 No:01 2015. № 216. URL: <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>

44. **Карпов А.Н.** Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней.: Дис. ... канд. техн. наук / СПбГПУ. СПб., 2011. 137 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ДРОЗДОВ Александр Александрович – кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: A_drozdi@mail.ru

РЕКСТИН Алексей Феликсович – кандидат технических наук заместитель заведующего НИИ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.12.2018

REFERENCES

[1] **Yevdokimov V.Ye.** Bank eksperimentalnykh dannykh po modelnym stupenyam i ikh elementam dlya proyektirovaniya TsKM. *Turbiny i kompressory*. 1997. № 3. P. 4 (rus.)

[2] **Lyubimov A.N., Yevdokimov V.Ye.** O raschete gazodinamicheskikh kharakteristik stupeni tsentrobezhnogo kompressora. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2012. № 7. S. 28–33. (rus.)

[3] **Semakov A.V., Yevdokimov V.Ye., Reprintsev A.I., Lyubimov A.N.** Modernizatsiya tsentrobezhnykh kom-

pressorov na azotnykh proizvodstvakh. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2013. № 3. S. 20–22. (rus.)

[4] **Lyubimov A.N., Yevdokimov V.Ye., Semakov A.V., Reprintsev A.I.** Ob ispolzovanii eksperimentalnogo i raschetnykh metodov pri proyektirovanii protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 6. S. 12–20. (rus.)

[5] **Lunev A.T.** Struktura metoda proyektirovaniya i ispytaniya protochnoy chasti nagnetateley dlya

perekachivaniya prirodnogo gaza. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2001. № 10. S. 4–7. (rus.)

[6] **Lunev A.T.** Razrabotka vysokoeffektivnykh smennykh protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov gazoperekachivayushchikh agregatov: Dis, ... kand. tekhn. nauk. Kazan, 2005. 123 s. (rus.)

[7] **Kabalyk K., Kryłowicz W.** Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*. 2016. Vol 131. P. 41–53.

[8] **Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr Z.** Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbo-compressor Modernization. *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. April 3–7. 2017, Stockholm, Sweden.

[9] **Syka T., Luňáček O.** Numerical simulation of radial compressor stage. *EPJ Web of Conferences*. 45, 01088 (2013). DOI: 10.1051/epjconf/20134501088

[10] **Pei-Yuan Li, Chu-Wei Gu, Yin Song.** A New Optimization Method for Centrifugal Compressors Based on 1D Calculations and Analyses. *Energies*. 2015. Vol. 8. P. 4317–4334. DOI:10.3390/en8054317

[11] **Schiff J.** A preliminary design tool for radial compressors: Thesis for the Degree of Master of Science / LTH Lund University. 2013. 171 p.

[12] **Aungier R.H.** Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. ASME Press. 2000. ISBN 0-7918-0093-8, New York, USA.

[13] **Casey M.A., Robinson C.** Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage. *Journal of Turbomachinery*. 2013. Vol. 135 / 021034.

[14] **Aungier R.H.** Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors. *Transactions of the ASME*. 1995. Vol. 117.

[15] **Kangsoo Im.** Development of a design method for centrifugal compressors. [text]: Ph. D. thesis / Michigan State University. 2012. 160 p.

[16] **Hazby H. Casey M., Robinson C., Spataro R.** The design of a family of process compressor stages. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12*. April 3–7, 2017. Stockholm, Sweden. Paper ID: ETC2017-134

[17] **Japikse D., Krivitzky E.M.** Radial stages with non-uniform pressures at diffuser inlet. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Volume 2D-2016, Seoul; South Korea; 13 June 2016 – 17 June 2016; DOI: 10.1115/GT2016-57956

[18] **Japikse D.** Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME fluid engineering conference*. Osaka. September 19–20. 2003.

[19] **Stuart C., Spence S., Kim S.I., Filsinger D., Starke A.** A 1-D Vaneless Diffuser Model Accounting for the Effects of Spanwise Flow Stratification. *Proceedings of The International Gas Turbine Congress*. Tokyo. 2015. Gas Turbine Society of Japan. P. 485–494.

[20] **Gong X., Chen R.** Total pressure loss mechanism of centrifugal compressors. *Journal of Mechanical Engineering Research*. 2014. Vol. 4 (2). P. 45–59.

[21] **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** An evaluation of 1D design methods for the off-design performance prediction of automotive turbo-charger compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*. GT2012. June 11–15, 2012, Copenhagen, Denmark GT2012-69743.

[22] **Schneider M., Bühler J., Hanna M., Schiffer H.-P., Leichtfuß S.** Analytical loss prediction for turbocharger compressors. *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. ETC11. March 23–27, 2015, Madrid, Spain

[23] **Felipe C., Favaretto F., Anderson M.R., Li S., Hu L.** Development of a meanline model for preliminary design of recirculating casing treatment in turbo-charger compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018. June 11–15, 2018, Oslo, Norway.

[24] **Mounier V., Picard C., Schiffmann J.** Data-driven pre-design tool for small scale centrifugal compressors in refrigeration. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018. June 11–15, 2018, Oslo, Norway.

[25] **Zamiri A., Chung J.T.** Scale adaptive simulation of transient behavior in a transonic centrifugal compressor with a vaned diffuser. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018. June 11–15, 2018, Oslo, Norway.

[26] **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors. *Journal of Turbomachinery*. 2015. Vol. 137 / 011007-1. DOI: 10.1115/1.4028247

[27] **Galerkin Yu.B.** Formirovaniye vzglyadov na rabochiye protsessy i sovremennoye sostoyaniye gazodinamicheskikh metodov proyektirovaniya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2000. № 2. S. 9–14. (rus.)

[28] **Galerkin Yu.B., Danilov K.A., Popova Ye.Yu.** Razvitiye metoda universalnogo modelirovaniya



rabochego protsessa TsK. Programmnyye kompleksy pervogo urovnya (tretye pokoleniye), opyt razrabotki i prakticheskogo ispolzovaniya kompleksa tret'yego urovnya. SPb., 1995. (rus.)

[29] **Galerkin Yu.B., Danilov K.A., Popova Ye.Yu.** Chislennoye modelirovaniye tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney (fizicheskiye osnovy, sovremennoye sostoyaniye). *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 1993. № 2. (rus.)

[30] **Galerkin Y.B., Mitrofanov V.P.** Current Optimum Design Methods in the Development of New Generations of Model Stages in Centrifugal Compressors. *Chemical and Petroleum Engineering*. 1996. Vol. 31, № 11–12, New York. USA. 1996.

[31] **Galerkin Yu.B.** Nachalo razvitiya teorii tsentrobezhnykh kompressorov i sozdaniye bazisa eksperimentalnykh dannyykh na kafedre kompressorostroyeniya. *Sbornik nauchnykh trudov «Nekotoryye problemy energomashinostroyeniya»*. SPb., 1995. S. 22–30. (rus.)

[32] **Galerkin Yu.B., Popova Ye.Yu., Danilov K.A.** Universalnaya model tsentrobezhnogo kompressora – optimalnoye resheniye. *Trudy nemetskogo inzhenernogo obshch-va*. Germaniya, Gannover. 28–29 sentyabrya 1995. C. 54–59

[33] **Galerkin Yu.B.** Matematicheskoye modelirovaniye stupeney tsentrobezhnogo kompressora na kafedre kompressorostroyeniya SPbGTU (fizicheskiye osnovy, sovremennoye sostoyaniye). *Soobshcheniya Soyuzu nemetskikh inzhenerov*. Gannover. Germaniya. № 947. 1992.

[34] **Galerkin Yu.B.** Turbokompressor. SPb.: Izd-vo KKhT, 2010. 650 s. (rus.)

[35] **Seleznev K.P., Galerkin Yu.B.** Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982. 271 s. (rus.)

[36] **Ris V.F.** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1981. – 351 s.

[37] **Den G.N.** Mekhanika potoka v tsentrobezhnykh kompressorakh. L.: Mashinostroyeniye, 1973. 268 s. (rus.)

[38] **Livshits S.P.** Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin. Moskva; Leningrad: Mashinostroyeniye, 1966. S. 335–337.

[39] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Analiz geometricheskikh i gazodinamicheskikh parametrov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney v desyatikratnom diapazone raschetnogo koefitsiyenta raskhoda. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2016. № 7. S. 32–43. (rus.)

[40] **Rekstin A.F., Galerkin Yu.B.** Osobennosti pervichnogo proyektirovaniya maloraskhodnykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta*. 2018. T. 20, № 2. S. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06. (rus.)

[41] **Grigoryev A.V., Solovyeva A.V., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F.** Voprosy aerodinamicheskogo proyektirovaniya sverkhzvukovykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 6. S. 21–27. (rus.)

[42] **Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornyykh tsentrobezhnykh stupeney. *Klimovskiy chteniye. Perspektivnyye napravleniya aviadvigatelya stroyeniya*. SPb. 2013. S. 45–55. (rus.)

[43] **Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K.** Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*. Paris 2015 Conference. Vol:9 No:01 2015. № 216. URL: <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>

[44] **Karpov A.N.** Metodika modelirovaniya napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressornogo koleasa po rezultatam ispytaniy modelnykh stupeney. [Tekst]: dis... kand. tekhn. nauk / SPbGPU. SPb., 2011. 137 s. (rus.)

THE AUTHORS

DROZDOV Aleksandr A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: A_drozdi@mail.ru

REKSTIN Aleksei F. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

Received: 24.12.2018