

РАЗРАБОТКА НОВОЙ ВЕРСИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ю. Б. Галеркин, А. А. Дроздов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29

В практике проектирования центробежных компрессоров широко используются различные инженерные методики. В их основе лежат результаты обобщения экспериментальных данных и положения газовой динамики. Математическая модель Метода универсального моделирования представляет собой набор уравнений, определяющих потери напора в элементах проточной части центробежной компрессорной ступени. При помощи Метода универсального моделирования были спроектированы десятки компрессоров мощностью до 32 МВт. Опыт применения программ позволил определить направления развития математической модели для новой, 9-й версии.

Для расчета осерадиальных рабочих колес применен квазитрехмерный подход, при котором параметры потока рассчитываются на 8-ми осесимметричных поверхностях тока. Разработана модель напорной характеристики, определяющая её через угол наклона и коэффициент теоретического напора при нулевом расходе. Для расчета потерь в БЛД применена математическая модель, основанная на результатах и обобщении CFD-расчетов, что уменьшает количество эмпирических коэффициентов. Произведена идентификация математической модели по результатам экспериментальных данных модельных ступеней. Точность расчета КПД достаточна для практического применения инженерного метода.

Ключевые слова: центробежный компрессор, коэффициент напора, безлопаточный диффузор, условный коэффициент расхода, КПД, математическая модель, рабочее колесо.

Введение

В Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого (СПбПУ) на протяжении десятилетий проводились исследования компрессоров динамического действия, процессов и явлений, протекающих в них, разрабатывались методы проектирования расчета, выполнялось газодинамическое проектирование центробежных компрессоров разного назначения [1]. В результате сформулирована концепция рационального газодинамического проектирования и расчета центробежных компрессоров, создана математическая модель потерь напора в проточной части и пакет программ, получивший название «Метод универсального моделирования» (МУМ). В направлении создания инженерных методов расчета центробежных компрессоров работают российские и зарубежные организации [2–21], опыт которых учитывается при совершенствовании метода.

Программы Метода универсального моделирования широко применяются в практике расчета и конструирования центробежных компрессоров и компрессорных ступеней и доказали свою высокую эффективность. Уже в 2000-х гг. с их помощью было создано новое поколение центробежных нагнетателей и сменных проточных частей для газовой промышленности, получившее высокую оценку производителей и потребите-

лей. С учетом проектов, выполненных СПбПУ, сначала на кафедре КВХТ, а сейчас в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» в промышленности РФ и других стран работает почти 500 центробежных компрессоров общей установленной мощностью более 5,5 млн кВт [22].

Основу математической модели МУМ составляет физическая модель течения газа в проточной части центробежной компрессорной ступени. Суммарные потери напора всей проточной части h_w определяются потерями напора на каждом из рассматриваемых участков проточной части между контрольными сечениями (схема разделения проточной части на контрольные сечения представлена на рис. 1):

$$h_w = h_{w0-1} + h_{w1-2} + h_{w2-3} + \\ + h_{w3-4} + h_{w4-5} + h_{w5-6} + h_{w6-0'}. \quad (1)$$

Описание математической модели представлено в работах [24, 25]. В 4-й версии математической модели для расчета ступеней на различные параметры необходимо было использовать индивидуальные наборы эмпирических коэффициентов. В созданной далее 5-й версии [26] были внесены изменения в расчетный алгоритм, позволившие получить единый набор эмпирических коэффициентов для определения расчетного режима компрессорных ступеней.

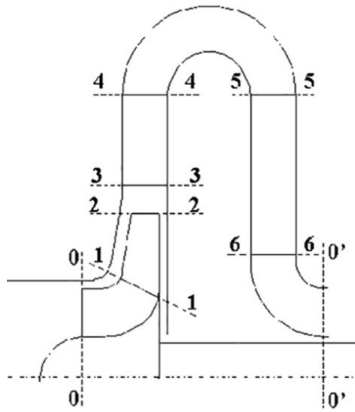


Рис. 1. Контрольные сечения в центробежной компрессорной ступени промежуточного типа [23]
Fig. 1. Control cross sections of the centrifugal compressor stage [23]

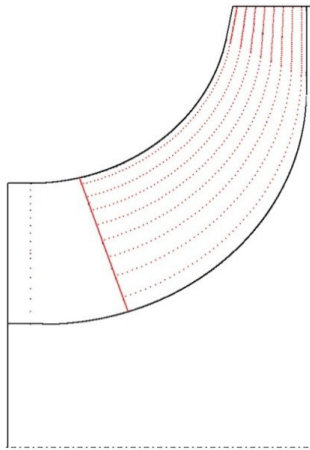


Рис. 2. Меридиональный вид ОРК и линии тока, на которых производится расчет
Fig. 2. The meridional view of the 3D impeller and the current line

В 6-й версии программы основные изменения коснулись расчета осерадиальных рабочих колеса [27] и ударных потерь, что позволило получить единый набор эмпирических коэффициентов для расчета характеристик центробежных ступеней разных типов и параметров. Седьмая версия программ была разработана специально для расчета сверхзвуковых высоконапорных авиационных компрессоров, 8-я версия была разработана в тесном контакте с фирмой-изготовителем компрессорного оборудования в рамках реализации научно-исследовательской, опытно-конструкторской технологической работы.

Продолжающиеся в НИЛ «Газовая динамика турбомашин» исследования позволили накопить результаты, вылившиеся в создание 9-й версии Метода универсального моделирования. Основные особенности этой модели представлены ниже.

Значительная неравномерность потока по высоте лопаток ОРК приводит к тому, что применение одномерного подхода к расчету потерь в них дает погрешности. Смещение рассчитываемой линии тока от средней линии ближе к периферии, предложенное в [27], не до конца решает эту проблему. Наиболее эффективным является применение квазитрехмерного подхода к расчету потерь в лопаточных решетках ОРК.

Для этого в 9-й версии математической модели течение в лопаточной решетке разделяется на 8 линий тока (рис. 2), для каждой из которых рассчитываются ударные потери, потери трения на лопатках и потери смешения. Потери трения на ограничивающих поверхностях (на основном и покрывающем дисках) имеют место на 1-й и 8-й линиях тока, потери смешения в случае, если ширина БЛД больше высоты лопаток ОРК на выходе $\zeta_{смб3/b2}$ также считаются в одномерной постановке.

На входе в лопаточную решетку предполагается, что коэффициент расхода ϕ'_{1i} одинаковый на каждой линии тока. Относительная скорость на входе в лопаточную решетку:

$$\bar{w}_{1i} = \sqrt{\bar{D}_{1i}^2 + \phi_{1i}'^2}, \quad (2)$$

где \bar{D}_{1i} — относительный диаметр линии тока в сечении 1.

Аналогично на каждой линии тока определяется угол потока на входе и другие параметры. Далее расчетный алгоритм для каждой линии тока повторяет одномерный расчет из 8-й версии.

Показатель политропы процесса между сечениями 1 и 2 рассчитывается исходя из суммы потерь на каждой линии тока:

$$\eta_{1-2} = \frac{k}{k-1} - \lambda_{u0}^2 \frac{k}{k+1} \times \left[\sum_{i=1}^8 (\zeta_{мп\lambda i} + \zeta_{см i}) \bar{w}_{1i}^{n2} + \zeta_{смб3/b2} \bar{w}_1^{n2} + \zeta_{орп i=1} \bar{w}_{1i=1}^{n2} + \zeta_{орп i=8} \bar{w}_{1i=8}^{n2} + \sum_{i=1}^8 (\zeta_{yg i} \bar{w}_{1i}^{n2}) + 2\Psi_T (\beta_{np} + \beta_{mp}) \right] \times \left[\frac{T_1'}{T_0'} \left(\frac{T_2}{T_1'} - 1 \right) \right], \quad (3)$$

где T_0' — полная температура на входе в ступень; T_2 — статическая температура на выходе из РК; $\zeta_{мп\lambda i}$ — коэффициент потерь трения на лопатках; $\zeta_{см i}$ — коэффициент потерь смешения; \bar{w}^n — безразмерная скорость в косом срезе межлопаточного канала РК; $\zeta_{орп}$ — коэффициент потерь трения на ограничивающих поверхностях; $\zeta_{yg i}$ — коэффициент ударных потерь; Ψ_T — коэффициент теоретического напора; β_{np} — коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; β_{mp} — коэффициент дискового трения.

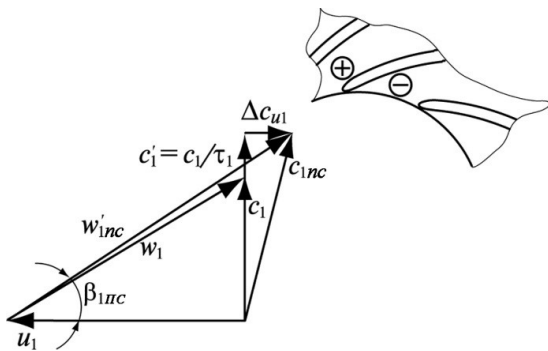


Рис. 3. Изменение величины и направления критической струйки тока [28]
Fig. 3. Change in the magnitude and direction of the critical current stream [28]

Моделирование перестройки потока на входе в рабочее колесо

Определение безударного режима обтекания лопаток рабочего колеса необходимо при расчете газодинамических характеристик. На этом режиме направление критической струйки тока (струйки тока, попадающей на входную кромку лопатки) совпадает с входным углом лопаток РК. На направление критической струйки тока влияет конечная толщина лопаток и разница давлений на передней и задней поверхностях лопатки, создающая компонент скорости Δc_{ul} , определяющий перестройку потока (рис. 3).

Для расчета входной индуцируемой вихрем закрутки потока в безразмерном виде в Методе универсального моделирования используется формула [28]:

$$\Delta \bar{c}_{ul} = \frac{\Psi_T}{z(1 - K_{ug})(1 - \bar{D}_1)} \sin \beta_{\lambda 1}, \quad (4)$$

где K_{ug} — коэффициент центра давления; $\beta_{\lambda 1}$ — угол лопатки рабочего колеса на входе; z — число лопаток рабочего колеса.

Результаты расчета по математической модели МУМ проверяются при помощи невязких квазитрехмерных расчетов по программе ЗДМ.023. Исследования Проблемной лаборатории компрессоростроения Ленинградского политехнического института [29] показали хорошее соответствие между измеренными и рассчитанными по программе ЗДМ.023 диаграммами скоростей. Сравнение безударных режимов по модели и невязкому квазитрехмерному потоку показало хорошее совпадение для высокорасходных ступеней и серьезное расхождение порядка 26% для малорасходных ступеней (математическая модель смещала безударный режим в сторону больших расходов). Эти результаты привели к необходимости пересмотра и корректировки модели расчета безударного режима.

Схема на рис. 3 не вполне строго описывает взаимодействие потока с вихрем. Воздействие вихря на поток в более строгой постановке иллюстрирует рис. 4.

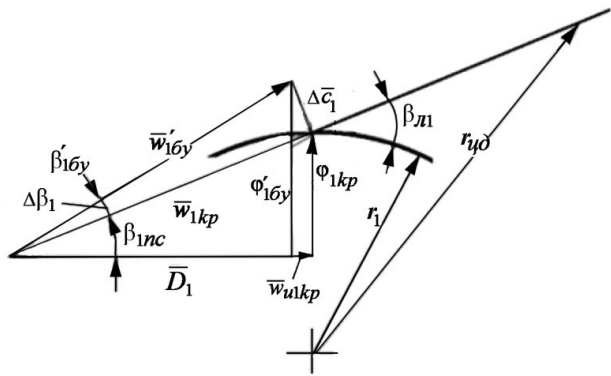


Рис. 4. Схема воздействия заменяющего лопатку вихря на скорость критической струйки тока (режим безударного входа)
Fig. 4. Scheme of the impact of blade replacing the vortex on the critical current stream velocity (non-incidence mode)

На рис. 4 показано, что заменяющий воздействие лопатки вихрь, расположенный на радиусе r_{ug} , индуцирует составляющую скорости $\Delta \bar{c}_1$, перпендикулярную направлению от вихря до входной кромки. Это направление связано с формой лопатки, которая на стадии первичного проектирования неизвестна.

При анализе вопроса приняты упрощающие допущения:

- перпендикулярна направлению входного угла лопатки,

- расстояние до входной кромки от центра давления равно разности радиусов, деленное на синус входного угла.

С учетом соотношений на рис. 4 при принятых условиях:

$$\Delta \bar{c}_1 = \frac{\Psi_T}{z} \frac{\sin \beta_{\lambda 1}}{(1 - K_{ug})(1 - \bar{D}_1)}. \quad (5)$$

Вариант программы на основе формулы (5) не приблизил расчет безударного режима к расчету по программе ЗДМ.023, однако новая схема более корректна, чем применяемая ранее. Для учета различий в форме и размерах лопаточных решеток в уравнение (5) введен эмпирический коэффициент X :

$$\Delta \bar{c}_1 = X \frac{\Psi_T}{z} \frac{\sin \beta_{\lambda 1}}{(1 - K_{ug})(1 - \bar{D}_1)}. \quad (6)$$

Для поиска зависимостей, определяющих величину эмпирического коэффициента были проанализированы расчеты двадцати ОРК с $\Phi_{расч} = 0,15 - 0,015$; $\Psi_{Трасч} = 0,5$, двенадцати РРК с $\Phi_{расч} = 0,065 - 0,015$; $\Psi_{Трасч} = 0,5$ с профилированными и дугowymi лопатками, а также малорасходного рабочего колеса с увеличенным до $\Psi_{Трасч} = 0,65$ напором. Был проведен анализ зависимости величины эмпирического коэффициента от относительного шага лопаточной решетки с учетом стеснения $\bar{t}'_1 = \frac{\pi \bar{D}_1}{z} \tau_1$, средней нагрузки на лопатке $\Delta \bar{w} = \bar{w}_3 - \bar{w}_n$, (где \bar{w}_3 — средняя ско-

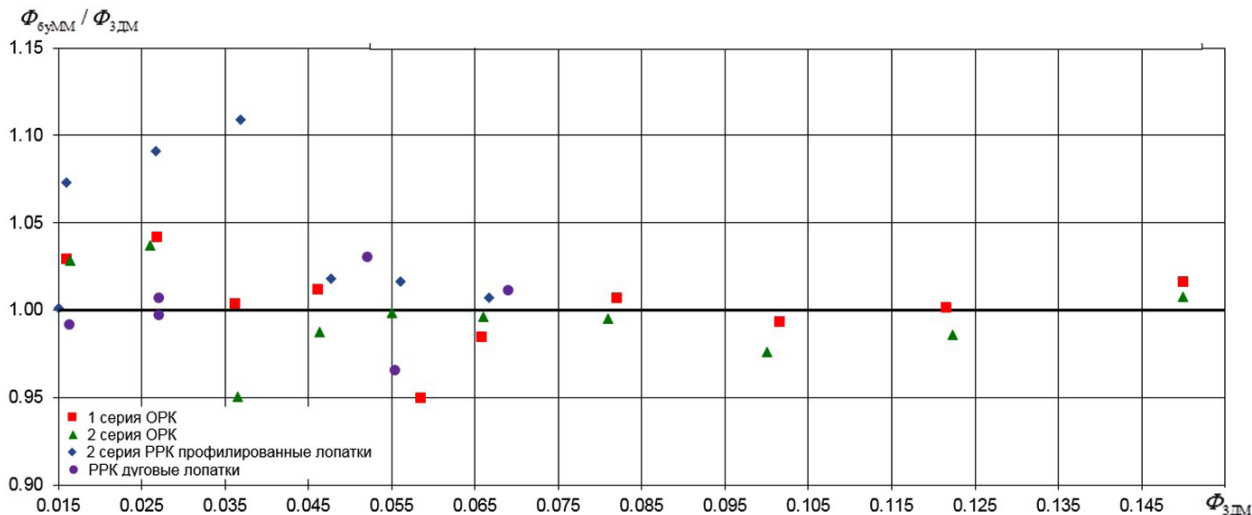


Рис. 5. Зависимость $\Phi_{\text{буММ}}/\Phi_{\text{буЗДМ}} = f(\Phi_{\text{буЗДМ}})$ для ступеней с ОРК и РПК с дуговыми и профилированными лопатками при расчете эмпирического коэффициента X по формулам (7, 8, 9)
 Fig. 5. The dependence $\Phi_{\text{буММ}}/\Phi_{\text{буЗДМ}} = f(\Phi_{\text{буЗДМ}})$ for the stages with 3D impellers and 2D impellers with arc and profiled blades. Empirical coefficient X calculated by the formulas (7, 8, 9)

рость на задней поверхности лопатки; \bar{w}_n — средняя скорость на передней поверхности лопатки), проходного сечения лопаток на входе с учетом стеснения $\bar{a}_1 = \bar{t}'_1 \cdot \sin \beta_{\lambda 1} = \frac{\pi \bar{D}_1}{z} \tau_1 \cdot \sin \beta_{\lambda 1}$ соотношения:

— значения X для РПК с дуговыми лопатками не обнаруживают связи с рассмотренными параметрами. Значения X лежат в достаточно узком диапазоне. Среднее значение для этого типа колес удовлетворяет точности, необходимой для первичного проектирования:

$$X = 1,37 = \text{const.} \quad (7)$$

— для ОРК получена аппроксимирующая формула в виде:

$$X = 1 + 9,75\Delta\bar{w} - 31,9\bar{a}_1. \quad (8)$$

— для РПК с профилированными лопатками получено выражение:

$$X = 1 + 5\Delta\bar{w} - 24,9\bar{a}_1. \quad (9)$$

На рис. 5 представлена зависимость $\Phi_{\text{буММ}}/\Phi_{\text{буЗДМ}} = f(\Phi_{\text{буЗДМ}})$, где значения $\Phi_{\text{буММ}}$ рассчитаны при эмпирических коэффициентах по формулам (7–9). Средняя погрешность расчета условного коэффициента расхода для 20 ступеней с ОРК составила 1,8%, для семи ступеней с РПК с профилированными лопатками — 4,5%, для ступеней с РПК с дуговыми лопатками — 1,6%.

Математическая модель напорной характеристики центробежных компрессорных ступеней

Моделирование напорной характеристики является важным этапом расчета и проектирования центробежных компрессорных ступеней.

При моделировании напорной характеристики по-прежнему актуальна предложенная основоположником отечественного центробежного компрессоростроения В. Ф. Рисом [30] схематизация процесса передачи мощности:

$$\Psi_i = \Psi_T (1 + \beta_{mg} + \beta_{np}), \quad (10)$$

где Ψ_i — коэффициент внутреннего напора.

В прежних версиях математической модели воздействие лопатки на поток заменяется воздействием вихря с циркуляцией скорости на лопатке. Результирующая формула имеет вид:

$$\Psi_T = \frac{1 - \phi'_2 \text{ctg} \beta_{\lambda 2}}{1 + K_\mu \frac{1}{z(1 - \bar{D}_1)K_{\text{цг расч}}} \sin \frac{\beta_{\lambda 1} + \beta_{\lambda 2}}{2}}, \quad (11)$$

где K_μ — эмпирический коэффициент, учитывающий влияние вязкости; $\beta_{\lambda 2}$ — угол лопатки рабочего колеса на выходе; ϕ'_2 — коэффициент расхода на выходе из РК с учетом стеснения.

Для второго параметра, позволяющего моделировать напорную характеристику, коэффициента напора при нулевом расходе Ψ_{T0} используется формула:

$$\Psi_{T0} = 1 - X_{\Psi_{T0}} \frac{\Delta \bar{C}_{u2 \text{ расч}}}{2}, \quad (12)$$

где $\Delta \bar{C}_{u2}$ — величина перестройки потока на выходе из РК.

Широкий диапазон варьирования эмпирических коэффициентов K_μ и $X_{\Psi_{T0}}$ создает определенные сложности при расчете и проектировании новых компрессорных ступеней. Для решения этой проблемы были проведены исследования и предложена схема моделирования напорной характеристики через угол её наклона β_T^0 , а для

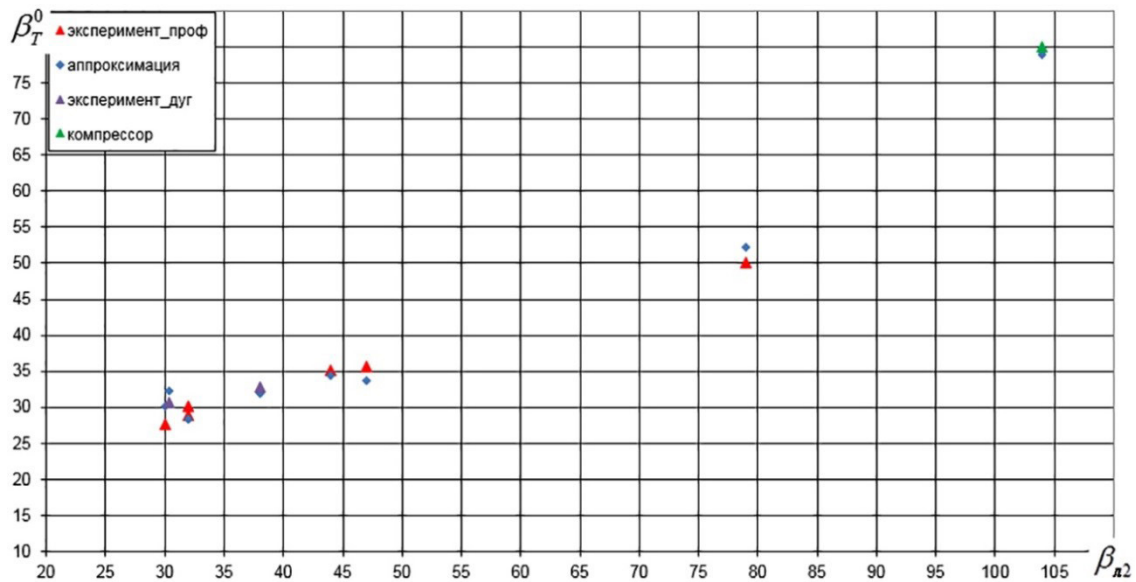


Рис. 6. Сравнение рассчитанных по формуле (13) и экспериментальных данных угла наклона напорной характеристики
 Fig. 6. Comparison of the calculated by formula (13) and experimental data of the inclination angle of the loading factor characteristics

величины Ψ_{T0} — аппроксимирующая формула без использования эмпирического коэффициента. Этапы работы в этом направлении представлены в работах [31, 32]. Полученные результаты имели практическое применение, но нуждались в доработке и корректировке.

На последнем этапе аппроксимации участвовали экспериментальные данные восьми модельных ступеней семейства 20СЕ и одного компрессора, имеющего загнутые вперед лопатки с углом выхода $\beta_{\lambda 2} = 104^\circ$. Для модельных ступеней были рассмотрены и обобщены испытания при различных числах Маха (как показано в [33], условное число Маха не влияет на напорную характеристику $\Psi_T = f(\phi_2)$), выброшены недостоверные данные. На величину коэффициента теоретического напора влияет характер запилки выходной кромки лопатки [28]. Для проведения аппроксимации были отобраны данные испытаний с лопатками, имеющими симметричную или тупую выходную кромки. При такой форме коэффициенты напора колес одинаковые.

Первоначально предполагалось, что форма средней линии лопаток РК (средняя линия образована дугой окружности или получена в результате профилирования) влияет на вид напорной характеристики. Сравнение аппроксимирующих уравнений показало, что такое разделение не нужно. Предлагаемые формулы применимы как для дуговых, так и для профилированных лопаток:

$$\beta_T^0 = 10,9655 (\beta_{\lambda 2}^0)^2 + 17,4802 \left(\frac{l}{t}\right)^{0,4} + 18,22 \bar{b}_2^{0,5} - 5,702 \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^{0,8}, \quad (13)$$

где b_2 — высота лопаток РК на выходе; b_1 — высота лопаток РК на входе; $\frac{l}{t}$ — относительный шаг лопаточной решетки РК.

Точность аппроксимации составляет 98,96%. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных представлено на рис. 6.

Для величины коэффициента теоретического напора при нулевом расходе получена формула:

$$\Psi_{T0} = 1 - 0,0479 \left(\frac{l}{t}\right)^{0,9} - 0,0025 \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2 + 0,0255 \left(\frac{\beta_{\lambda 2}}{40}\right)^{0,7} - 3,7462 \bar{b}_2^{1,5}. \quad (14)$$

Точность аппроксимации составляет 88,62%. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных представлено на рис. 7.

Полученные формулы показали хорошую точность аппроксимации и получились более простыми, чем представленные в работе [32].

Математическая модель потерь напора в БЛД

Математическая модель потерь в БЛД, применяемая в 4–7 версиях МУМ [34, 28, 26], предполагает разделение диффузора на 20 участков по длине. Для каждого из них рассчитывается коэффициент потерь участка, связанный с коэффициентом силы трения соотношением, вытекающим из баланса потерь мощности:

$$\zeta_y = \frac{c_w \bar{c}_{1y}^2 (\bar{D}_{2y} - \bar{D}_{1y})}{2\bar{b} \sin \alpha_{1y} 0,25 (\bar{c}_{1y}^2 + \bar{c}_{2y}^2)} K_\lambda K_{nc} K_{nep}, \quad (15)$$

где α_{1y} — угол потока на участке БЛД; \bar{c}_{1y}^2 — относительная скорость на входе в участок БЛД; \bar{c}_{2y}^2 — относительная скорость на выходе из участка БЛД; c_w — коэффициент силы сопротивления; \bar{D}_{1y} — диаметр начала участка БЛД; \bar{D}_{2y} — диаметр конца участка БЛД.

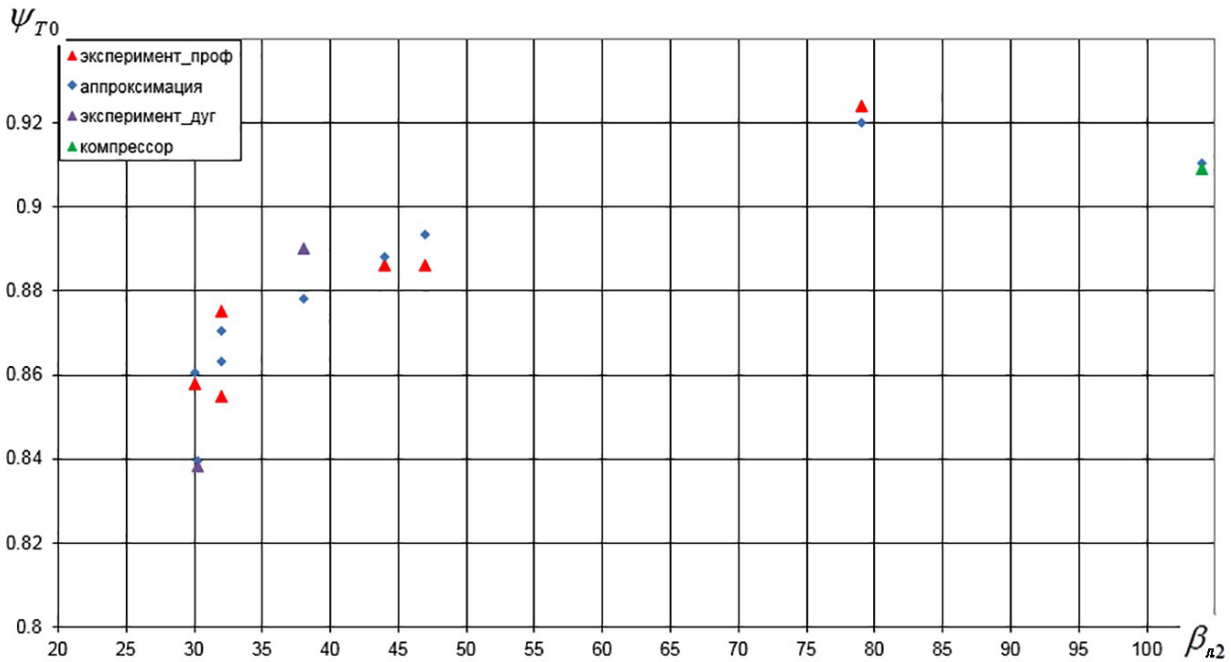


Рис. 7. Сравнение рассчитанных по формуле (14) и экспериментальных данных коэффициента теоретического напора при нулевом расходе
 Fig. 7. Comparison calculated by the formula (14) and the experimental data of the loading factor at zero flow rate

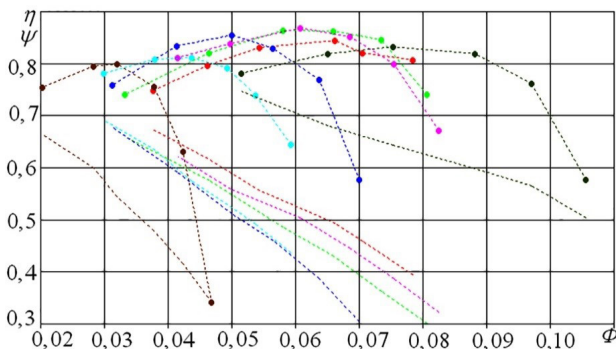


Рис. 8. Характеристики некоторых ступеней, участвовавших в идентификации математической модели
 Fig. 8. Characteristics of some stages involved in the identification of a mathematical model

Применение приемов вычислительной газодинамики делает возможным не менее корректное, но более простое моделирование БЛД. В работах [35, 36] представлены результаты расчетов течения и газодинамические характеристики безлопаточных диффузоров с относительной шириной $b/D_2 = 0,014 - 0,100$, с радиальной длиной D_4/D_2 до 2,0, в диапазоне углов потока на входе $\alpha_2 = 10 - 90^\circ$. Критерии подобия (скоростной коэффициент на входе в БЛД) менялись в пределах $\lambda_{c2} = 0,23 - 0,82$; $Re_{b2} = 53000 - 1030000$. Сопоставление с положениями теории показало закономерность протекания газодинамических характеристик, а с известными экспериментами — хорошее совпадение по структуре потока.

В работе [37] представлен процесс аппроксимации коэффициента потерь БЛД и угла потока

на выходе и полученные формулы математической модели:

$$\zeta, \alpha_4 = f(\bar{b}_2, \bar{D}_4, \alpha_2, \lambda_{c2}, Re_{b2}, \bar{k}_ш). \quad (16)$$

Достоинством новой модели является отсутствие эмпирических коэффициентов, которые надо идентифицировать. Кроме того, рассчитывается целиком диффузор, а не 20 его частей. Еще одно достоинство — исключение необходимости итерационного решения уравнений.

Новая математическая модель предоставляет возможность расчета отношения проходных площадей $f_4/f_2 = D_4/D_2 \times \sin \alpha_4 \sin \alpha_2$, (где f_4 — площадь проходного сечения на выходе в БЛД; f_2 — площадь проходного сечения на входе в БЛД; α_4 — угол потока на выходе из БЛД; α_2 — угол потока на входе в БЛД), расчет параметров потока возможен применением газодинамической функции плотности тока [38]. Преобразование приведенных там уравнений применительно к решаемой задаче приводит к такому соотношению:

$$\lambda_{c4} = \lambda_{c2} \frac{\left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c4}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\bar{D}_4 \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_2} \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c4}^2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{\zeta}{1 - \left(\frac{\lambda_{c4}}{\lambda_{c2}} \right)^2}}. \quad (17)$$

Уравнение (22) содержит одну неизвестную — коэффициент скорости λ_{c4} на выходе из БЛД. Уравнение решается подбором.

Идентификация математической модели

Под идентификацией понимается подбор значений эмпирических коэффициентов, при которых рассчитанные характеристики модельных ступеней — участников идентификации максимально возможно близки к экспериментально определенным КПД. В базе данных специально разработанной программы IDENT хранится информация о более чем двух сотнях испытаний модельных ступеней, размерах проточной части, условиях и результатах испытания.

В идентификации участвовали результаты 30 испытаний ступеней (из них 9 испытаний ступеней с ЛД, остальные с БЛД). Диапазон основных параметров модельных ступеней: $\Phi_{расч} = 0,028 - 0,080$; $\Psi_{расч} = 0,45 - 0,65$; $\bar{D}_{вм} = 0,25 - 0,373$; $\bar{D}_4 = 1,428 - 1,615$; $M_u = 0,60 - 0,86$; $Re_u = 4,8 \cdot 10^6 - 6,9 \cdot 10^6$. Ступени перекрывают широкий диапазон расходов и напоров (рис. 8).

Процесс идентификации осуществлялся путем перебора значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментально определенным значением. Отбирались такие значения $X(i)$, при которых средняя погрешность расчета КПД минимальна [28]:

$$d\eta_{cp} = \frac{\sum_1^Z |\eta_{эксп} - \eta_{расч}|}{Z} \rightarrow 0. \quad (18)$$

В процессе идентификации важно также контролировать соотношения составляющих потерь в элементах проточной части и между различными элементами. Это необходимо для получения правильного, физически обоснованного распределения коэффициентов потерь по проточной части (потери в РК, диффузоре, выходном устройстве).

Перед началом идентификации для каждой из участвующих в идентификации ступеней необходимо добиться совпадения рассчитанной и экспериментальной напорных характеристик путем варьирования коэффициентов $\Psi_{т0}$ и K_{μ} .

Первоначально определяются значения эмпирических коэффициентов, влияющих на величину потерь напора на всех режимах (потери трения на ограничивающих поверхностях и лопатках и т.д.). Идентификация этих эмпирических коэффициентов производится по экспериментальным данным для точки характеристики с максимальным КПД.

Производился поиск значений эмпирических коэффициентов, отвечающих за моделирование максимальной скорости на профиле лопатки РРК, учет влияния сжимаемости газа на потери, потери трения во всех элементах ступени, потери смещения в РК, а также учитывающие влияние пространственного характера течения на потери напора в ЛД.

Идентификация показала следующие результаты: средняя погрешность моделирования расчетного (максимального) КПД составила 0,93%.

После исчерпания возможностей к улучшению точности определения потерь на режиме с максимальным КПД была проведена идентификация эмпирических коэффициентов, отве-

чающих за ударные потери. Она производилась отдельно для правой и левой ветвей характеристики для коэффициентов, отвечающих за ударные потери в РК и ЛД. Погрешность расчета по пяти точкам (за исключением точки наибольшего расхода) составила 1,36%.

Заключение

Внесенные в 9-ю версию математической модели и соответствующие компьютерные программы изменения позволили повысить их быстродействие, точность расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров и компрессорных ступеней, упростить работу пользователя.

Полученная математическая модель по результатам идентификации показала хорошую точность моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней (0,93% — для расчетного режима и 1,36% — для всей характеристики).

Список источников

1. 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.
2. Дроздов А. В., Лунев А. Т. Применение методов идентификации и многорежимной оптимизации при проектировании центробежных компрессоров // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. XIX Междунар. симп. СПб.: Изд-во СПбПУ, 2015. С. 69–73.
3. Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system // JSME Fluid Engineering Conference. Osaka, September 19–20. 2003. P. 19–20.
4. Лунев А. Т. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2001. № 10. С. 4–7.
5. Schiff J. A preliminary design tool for radial compressors: Thesis for the Degree of Master of Science LTH Lund University. 2013. 171 p.
6. Qiu X., Japikse D., Zhao J., Anderson M. R. Analysis and validation of a unified slip factor model for impellers at design and off-design conditions // Journal of Turbomachinery. 2011. Vol. 133, Issue 4. DOI: 10.1115/GT2010-22164.
7. Stuart C., Spence S., Kim S. I., Filsinger D. [et al.]. A 1-D vaneless diffuser model accounting for the effects of spanwise flow stratification // Proceedings of The International Gas Turbine Congress. Tokyo, Japan. 2015. P. 485–494.
8. Aungier R. H. Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis. NY: ASME Press, 2000. 320 p. ISBN 978-0791800935.
9. Aungier R. H. Centrifugal compressor stage preliminary aerodynamic design and component sizing // Proceedings of International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition Houston, Texas. 1995.
10. Klausner E., Gampe U. Evaluation and enhancement of a one-dimensional performance analysis method for centrifugal compressors // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Dÿsseldorf, Germany. 2014, June 16–20. Vol. 2D: Turbomachinery. 11 p. DOI: 10.1115/gt2014-25141.

11. Okhuahesogie O. F., Stewart J., Riley W. [et al.]. A 1-D analytical code for the design and multi-objective optimisation of highpressure compressors within two-stage turbochargers for marine applications // 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. 2014. P. 125–135. DOI: 10.1533/978081000342.125.

12. De Vito L., Van den Braembussche R. A., Deconinck H. A novel two dimensional viscous inverse design method for turbomachinery blading // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, June 3–6, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30617. 2002. P. 1–10.

13. Oh H. W., Yoon E. S., Chung M. K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 1997. Vol. 211 (4). P. 331–338. DOI: 10.1243/0957650971537231.

14. Li P., Gu C., Song Y. A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses // Energies. 2015. Vol. 8 (5). P. 4317–4334. DOI: 10.3390/en8054317.

15. Harley P., Spence S., Filsinger D. [et al.]. An evaluation of 1D design methods for the off-design performance prediction of automotive turbocharger compressors // Conference: ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. 2012. Vol. 915. DOI: 10.1115/GT2012-69743.

16. Rossbach T., Rube C., Wedeking M. [et al.]. Performance measurements of a full-stage centrifugal process gas compressor test rig // Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics. ETC11, 2015, March 23–27, Madrid, Spain. 2015. 12 p.

17. Schneider M., Buhler J., Hanna M. [et al.]. Analytical loss prediction for turbocharger compressors // Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC11, 2015, March 23–27, Madrid, Spain. 2015. 13 p.

18. Stuart C., Spence S., Filsinger D. [et al.]. A three-zone modelling approach for centrifugal compressor slip factor prediction // Journal of Turbomachinery. 2018. Vol. 141 (3). DOI: 10.1115/1.4042248.

19. Demeulenaere A., Léonard O., Van den Braembussche R. A two-dimensional Navier-Stokes inverse solver for compressor and turbine blade design // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 1997. Vol. 211. P. 299–307. DOI: 10.1243/0957650971537204.

20. Swain E. Improving a one-dimensional centrifugal compressor performance prediction method // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMEchE). Part A: J. Power and Energy. 2005. Vol. 219. P. 653–659. DOI: 10.1243/095765005X31351.

21. Syka T., Luňáček O. Numerical simulation of radial compressor stage // EPJ Web of Conferences. 2013. Vol. 45. 01088. DOI: 10.1051/epjconf/20134501088.

22. Галеркин Ю. Б., Солдатова К. В. Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние: моногр. СПб.: Изд-во СПбПУ, 2011. 327 с. ISBN 978-5-7422-3228-5.

23. Прокофьев А. Ю. Совершенствование метода оптимального проектирования центробежных компрессорных ступеней введением модели потерь напора в квазитрёхмерной постановке: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2003. 190 с.

24. Galerkin Y., Danilov K., Popova E. Design philosophy for industrial centrifugal compressors // Institution of Mechanical Engineers (IMEchE) Conference Transactions, International Conference on Compressors and Their Systems. London: City University, 1999.

25. Данилов К. А. Создание математической модели и программных комплексов для оптимального газодинамического проектирования холодильных центробежных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1999. 176 с.

26. Солдатова К. В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. СПб, 2017. 357 с.

27. Дроздов А. А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2016. 236 с.

28. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчёт и проектирование проточной части. М.: ООО Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.

29. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ / под ред. Галеркина Ю. Б. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2010. 669 с. ISBN 978-5-7422-2703-8.

30. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1964. 336 с.

31. Soldatova K., Galerkin Y. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling // ICMSE 2016: 18th International Conference on Mathematics and Statistical Engineering. Australia. Sydney. 2016. Vol. 3 (12). P. 615–624.

32. Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Солдатова К. В., Дроздов А. А. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 11–19.

33. Карпов А. Н. Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2011. 137 с.

34. Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Солдатова К. В., Дроздов А. А. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 21–31.

35. Галеркин Ю. Б., Соловьёва О. А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Часть 1 // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 3. С. 35–41.

36. Галеркин Ю. Б., Соловьёва О. А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 4. С. 15–21.

37. Рекстин А. Ф., Дроздов А. А., Соловьёва О. А., Галеркин Ю. Б. Сравнение двух математических моделей безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 1. С. 2–10.

38. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. Изд. 4-е, исправ. и доп. М.: Наука, 1976. 888 с.

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий научно-исследовательской лабораторией «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ); почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков. SPIN-код; 3559-7829 AuthorID (РИНЦ): 536512

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

Адрес для переписки: yuri_galerkin@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института СПбПУ.

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

Адрес для переписки: A_drozdi@mail.ru

Для цитирования

Галеркин Ю. Б., Дроздов А. А. Разработка новой версии математической модели метода универсального моделирования для расчета центробежных компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 25–36. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-25-36.

Статья поступила в редакцию 13.04.2019 г.

© Ю. Б. Галеркин, А. А. Дроздов

NEW VERSION OF UNIVERSAL MODELING METHOD FOR CENTRIFUGAL COMPRESSORS CALCULATION DEVELOPMENT

Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29, 195251

Similarity theory principles are widely applied in gas dynamic design. But completely new solutions must be realized on a base of engineering approaches to predict performances. The math model of Universal modeling method is a sum of algebraic equations for calculation of head losses. Some Russian and foreign manufacturers realized several dozens of designed compressors with power up to 32 MW designed by Universal modeling method. The experience of programs application allowed to work out the directions of mathematical model development for the new, 9th version of Universal modeling method.

For 3D impellers calculation quasi-three-dimensional approach is used. The flow parameters are calculated on 8 blade-to blade surfaces. A new loading factor model was applied. It determines characteristic by the angle of inclination and the value of the loading factor at zero flow rate. A new losses model in a vaneless diffuser based on the results of CFD calculations generalization is used. The new model allowed more accurate calculation of narrow vaneless diffusers as compared to the previous model. Identification of the new mathematical model by the characteristics of model tests of centrifugal compressor stages is made. The efficiency calculation accuracy was sufficient for the engineering method.

Keywords: centrifugal compressor, loading factor, vaneless diffuser, flow rate coefficient, efficiency, mathematical model, impeller.

References

1. Galerkin Yu. B. Formirovaniye vzglyadov na rabochiye protsessy i sovremennoye sostoyaniye gazodinamicheskikh metodov proyektirovaniya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov [Formation of views on workflows and the current state of gas-dynamic design methods of industrial centrifugal compressors] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2000. No. 2. P. 9–14. (In Russ.).
2. Drozdov A. V., Lunev A. T. Primeneniye metodov identifikatsii i mnogorezhimnoy optimizatsii pri proyektirovani tsentrobezhnykh kompressorov [Application of identification methods and multi-mode optimization in the design of centrifugal compressors] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Potrebiteli-proizvoditeli Kompressorov i Kompressornogo Oborudovaniya*. St. Petersburg: SPbPU Publ., 2015. P. 69–73. (In Russ.).
3. Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system // *JSME Fluid Engineering Conference*. Osaka, September 19–20. 2003. P. 19–20. (In Engl.).
4. Lunev A. T. Struktura metoda proyektirovaniya i ispytaniya protochnoy chasti nagnetateley dlya perekachivaniya prirodnogo gaza [The structure of the design and testing of the flow part of the blowers for pumping natural gas] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2001. No. 10. P. 4–7. (In Russ.).
5. Schiff J. A preliminary design tool for radial compressors: Thesis for the Degree of Master of Science LTH Lund University. 2013. 171 p. (In Engl.).
6. Qiu X., Japikse D., Zhao J., Anderson M. R. Analysis and validation of a unified slip factor model for impellers at design and off-design conditions // *Journal of Turbomachinery*. 2011. Vol. 133, Issue 4. DOI: 10.1115/GT2010-22164. (In Engl.).
7. Stuart C., Spence S., Kim S. I., Filsinger D. [et al.]. A 1-D vaneless diffuser model accounting for the effects of spanwise flow stratification // *Proceedings of The International Gas Turbine Congress*. Tokyo, Japan. 2015. P. 485–494. (In Engl.).
8. Aungier R. H. *Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis*. NY: ASME Press, 2000. 320 p. ISBN 978-0791800935. (In Engl.).
9. Aungier R. H. Centrifugal compressor stage preliminary aerodynamic design and component sizing // *Proceedings of International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition Houston, Texac*. 1995. (In Engl.).
10. Klausner E., Gampe U. Evaluation and enhancement of a one-dimensional performance analysis method for centrifugal compressors // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. Düsseldorf, Germany. 2014, June 16–20. Vol. 2D: Turbomachinery. 11 p. DOI: 10.1115/gt2014-25141. (In Engl.).
11. Okhuahesogie O. F., Stewart J., Riley W. [et al.]. A 1-D analytical code for the design and multi-objective optimisation of highpressure compressors within two-stage turbochargers for marine applications // *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. 2014. P. 125–135. DOI: 10.1533/978081000342.125. (In Engl.).
12. De Vito L., Van den Braembussche R. A., Deconinck H. A novel two dimensional viscous inverse design method for turbomachinery blading // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*, June 3–6, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30617. 2002. P. 1–10. (In Engl.).
13. Oh H. W., Yoon E. S., Chung M. K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 1997. Vol. 211 (4). P. 331–338. DOI: 10.1243/0957650971537231. (In Engl.).

14. Li P., Gu C., Song Y. A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses // *Energies*. 2015. Vol. 8 (5). P. 4317–4334. DOI: 10.3390/en8054317. (In Engl.).
15. Harley P., Spence S., Filsinger D. [et al.]. An evaluation of 1D design methods for the off-design performance prediction of automotive turbocharger compressors // *Conference: ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012. Vol. 915. DOI: 10.1115/GT2012-69743. (In Engl.).
16. Rossbach T., Rube C., Wedeking M. [et al.]. Performance measurements of a full-stage centrifugal process gas compressor test rig // *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics. ETC11, 2015, March 23–27, Madrid, Spain*. 2015. 12 p. (In Engl.).
17. Schneider M., Buhler J., Hanna M. [et al.]. Analytical loss prediction for turbocharger compressors // *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC11, 2015, March 23–27, Madrid, Spain*. 2015. 13 p. (In Engl.).
18. Stuart C., Spence S., Filsinger D. [et al.]. A three-zone modelling approach for centrifugal compressor slip factor prediction // *Journal of Turbomachinery*. 2018. Vol. 141 (3). DOI: 10.1115/1.4042248. (In Engl.).
19. Demeulenaere A., Léonard O., Van den Braembussche R. A two-dimensional Navier-Stokes inverse solver for compressor and turbine blade design // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 1997. Vol. 211. P. 299–307. DOI: 10.1243/0957650971537204. (In Engl.).
20. Swain E. Improving a one-dimensional centrifugal compressor performance prediction method // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMechE). Part A: J. Power and Energy*. 2005. Vol. 219. P. 653–659. DOI: 10.1243/095765005X31351. (In Engl.).
21. Syka T., Luňáček O. Numerical simulation of radial compressor stage // *EPJ Web of Conferences*. 2013. Vol. 45. 01088. DOI: 10.1051/epjconf/20134501088. (In Engl.).
22. Galerkin Yu. B., Soldatova K. V. Modelirovaniye rabochego protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye [Modeling the workflow of industrial centrifugal compressors. Scientific basis, stages of development, current state]. St. Petersburg: SPbPU Publ., 2011. 327 p. ISBN 978-5-7422-3228-5. (In Russ.).
23. Prokof'yev A. Yu. Sovershenstvovaniye metoda optimal'nogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney vvedeniyem modeli poter' napora v kvazitrekhnernoy postanovke [Improving the method of optimal design of centrifugal compressor stages by introducing a pressure loss model in a quasi-three-dimensional setting]. St. Petersburg, 2003. 190 p. (In Russ.).
24. Galerkin Yu., Danilov K., Popova E. Design philosophy for industrial centrifugal compressors // *Institution of Mechanical Engineers (IMechE) Conference Transactions, International Conference on Compressors and Their Systems*. London: City University, 1999. (In Engl.).
25. Danilov K. A. Sozdaniye matematicheskoy modeli i programnykh kompleksov dlya optimal'nogo gazodinamicheskogo proyektirovaniya kholodil'nykh tsentrobezhnykh kompressorov [Creating a mathematical model and software systems for optimal gas-dynamic design of refrigeration centrifugal compressors]. St. Petersburg, 1999. 176 p. (In Russ.).
26. Soldatova K. V. Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney [Creation of a new mathematical model of the flow section of centrifugal compressors and a database of model stages]. St. Petersburg, 2017. 357 p. (In Russ.).
27. Drozdov A. A. Metod proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov s oseradial'nymi rabochimi kolesami [Design method for centrifugal compressors with axial impellers]. St. Petersburg, 2016. 236 p. (In Russ.).
28. Galerkin Yu. B. Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti [Turbochargers. Workflow, calculation and design of the flow part]. Moscow, 2010. 596 p. (In Russ.).
29. Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU [Proceedings of the science school of compressor engineering at SPbPU] / Ed. Yu. B. Galerkin. St. Petersburg: SPbPU Publ., 2010. 669 p. ISBN 978-5-7422-2703-8. (In Russ.).
30. Ris V. F. Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny [Centrifugal compressor machines]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1964. 336 p. (In Russ.).
31. Soldatova K., Galerkin Y. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling // *ICMSE 2016: 18th International Conference on Mathematics and Statistical Engineering*. Australia. Sydney. 2016. Vol. 3 (12). P. 615–624. (In Engl.).
32. Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Soldatova K. V., Drozdov A. A. Al'ternativnyy sposob rascheta kharakteristiki koefitsiyenta teoreticheskogo napora tsentrobezhnogo kompressornogo koleasa [Alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2016. No. 6. P. 11–19. (In Russ.).
33. Karpov A. N. Metodika modelirovaniya napornoj kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressornogo koleasa po rezul'tatam ispytaniy model'nykh stupeney [The method of modeling the pressure characteristics of a centrifugal compressor wheel according to the results of testing the model stages]. St. Petersburg, 2011. 137 p. (In Russ.).
34. Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Soldatova K. V., Drozdov A. A. Verifikatsiya novykh versiy Metoda universal'nogo modelirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov po rezul'tatam eksperimentov [Verification of new versions of a Method of universal modeling of centrifugal compressors by results of experiments] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2015. No. 4. P. 21–31. (In Russ.).
35. Galerkin Yu. B., Solovieva O. A. Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitel'nykh eksperimentov. Chast' 1 [Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD EXPERIMENT. Part 1] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2014. No. 3. P. 35–41. (In Russ.).
36. Galerkin Yu. B., Solovieva O. A. Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitel'nykh eksperimentov. Chast' 2 [Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD EXPERIMENT. Part 2] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2014. No. 4. P. 15–21. (In Russ.).
37. Rekstin A. F., Drozdov A. A., Solovieva O. A., Galerkin Yu. B. Sravneniye dvukh matematicheskikh modeley bezlopatochnogo diffuzora tsentrobezhnoy kompressoroy stupeni [Comparison of two mathematical models of a bladerless diffuser centrifugal compressor stage] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor and Pneumatics*. 2019. No. 1. P. 2–10. (In Russ.).
38. Abramovich G. N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics]. 4th ed. Moscow: Nauka Publ., 1976. 888 p. (In Russ.).

GALERKIN Yuriy Borisovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Research Laboratory «Gas Dynamics of Turbomashins» of United Research and Technology Institute, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), St. Petersburg; Honorary Chairman of the Association of Compressors and Pneumatics.

SPIN-code: 3559-7829

AuthorID (RSCI): 536512

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

Address for correspondence: yuri_galerkin@mail.ru

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Research Laboratory «Gas Dynamics of Turbomashins» of United Research and Technology Institute, SPbPU.

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

Address for correspondence: A_drozdi@mail.ru

For citations

Galerkin Yu. B., Drozdov A. A. New version of Universal modeling method for centrifugal compressors calculation development // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 25–36. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-25-36.

Received 13 April 2019.

© Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov