

Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2018. – Т. 20, № 2. – С. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

Rekstin A.F., Galerkin Y.B. Low-flow rate centrifugal compressor stages primary design specificity. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2018, vol. 20, no. 2, pp. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение
Т. 20, № 2, 2018

Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06
УДК 621.515

А.Ф. Рекстин, Ю.Б. Галеркин

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

**ОСОБЕННОСТИ ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ**

Газодинамическое проектирование центробежной компрессорной ступени начинается с выбора основных размеров на основании некоторых правил – правил первичного проектирования. Метод универсального моделирования, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете и успешно используемый в проектной практике, при выборе размеров входа в рабочее колесо ступени ориентирует на размеры, при которых относительная скорость минимальна. Угол лопаток выбирается из условия безударного обтекания входной кромки критической стружкой тока. Эти рекомендации оправданы при проектировании центробежных ступеней со средними и большими коэффициентами расхода. Авторами произведено сопоставление принципов первичного проектирования метода универсального моделирования (минимизация скорости на входе в РК и обеспечение безударного входа на расчетном режиме, при этом лопаточные углы на входе маленькие, межлопаточные каналы длинные, коэффициент потерь увеличенный) и принципов фирмы «Кларк» (оптимизация формы межлопаточных каналов за счет увеличения входного угла лопаток и коэффициента расхода путем уменьшения высоты лопаток на расчетном режиме, при этом имеет место положительный угол атаки и большая кинетическая энергия на входе). Анализ произведен на примере ступени с условным коэффициентом расхода 0,015 и коэффициентом теоретического напора 0,70. Сопоставлялись результаты расчетов ступеней по программе невязкого квазитрехмерного расчета ЗДМ.023 и по программе «Метод универсального моделирования». Анализ диаграмм значений скорости и расчеты характеристик малорасходных ступеней показали, что в силу малых лопаточных углов коэффициент потерь рабочего колеса большой, но может быть уменьшен при выполнении предложенных новых рекомендаций первичного проектирования.

Ключевые слова: ступень центробежного компрессора, первичное проектирование, безлопаточный диффузор, коэффициент расхода, коэффициент напора, КПД, рабочее колесо, математическая модель, невязкий квазитрехмерный расчет, условный коэффициент расхода.

A.F. Rekstin, Y.B. Galerkin

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St.Petersburg, Russian Federation

**LOW-FLOW RATE CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGES
PRIMARY DESIGN SPECIFICITY**

Gas-dynamic design of the centrifugal compressor stage begins with the selection of the basic dimensions based on certain rules - the rules of primary design. The Universal modeling method is developed at the St. Petersburg Polytechnic University and is successfully used in design practice. Its recommendation for the impeller entrance dimensions focuses on the relative velocity minimization. The blades' inlet angle is selected from the condition of non-incidence entrance. Recommendations are justified when designing stages with medium and large flow rates. The comparison of primary design principles by universal modeling Method (minimizing the speed at the entrance to the impeller and providing a no incidence entrance on the design mode, while the inlet blade angles are small, long inter-blade channels, the loss coefficient is increased) and Clark firms (optimizing the shape of the inter-blade channels by increasing the inlet angle of the blades and increasing the flow coefficient by reducing the height of the blades on the design mode, while there is a positive incidence angle and large kinetic energy at the entrance) was made. The analysis is based on the example of a stage with a design flow rate coefficient 0.015 and a loading factor 0.70. The results of stages calculations by the program inviscid quasi-three-dimensional calculation of 3 DM.023 and the program of the Method of universal simulation was compared. Analysis of velocity diagrams and calculations of the characteristics of low-flow stages showed that, due to small blade angles, the impeller loss factor is large, but can be reduced when the proposed new recommendations for primary design are fulfilled.

Keywords: centrifugal compressor stage, primary design, vaneless diffuser, flow coefficient, work coefficient, efficiency, impeller, mathematical model, inviscid quasi-three-dimensional calculation, flow rate coefficient.

Условные обозначения, принятые в статье: D – диаметр; \bar{D}_0 – относительный диаметр входа в рабочее колесо; D_2 – диаметр рабочего колеса; $\bar{D}_{вт}$ – отношение диаметра втулки к наружному диаметру рабочего колеса; \bar{c}_2 – безразмерная абсолютная скорость потока на выходе из РК; k – коэффициент изоэнтропии; M_u – условное число Маха, посчитанное по окружной скорости u_2 ; p – давление; T – температура; u – окружная скорость, окружное направление; β_{mn} – суммарный коэффициент протечек и дискового трения; $\Delta\eta_{рк}$ – потеря КПД в рабочем колесе; $\Delta\eta$ – потеря КПД, η – политропный коэффициент полезного действия; π – отношение значений давления; Φ – условный коэффициент расхода; ψ_i – коэффициент внутреннего напора; ψ_t – коэффициент теоретического напора; ζ – коэффициент потерь; μ – динамическая вязкость; ρ – плотность; \bar{m} – массовый расход. **Подстрочные индексы:** к – конечное; н – начальное; она – обратно-направляющий аппарат; лд – лопаточный диффузор; блд – безлопаточный диффузор; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу); рк – рабочее колесо; вп – входной патрубок; опт – оптимальный.

Надстрочные индексы: $\bar{c} = c/u_2$, $\bar{b} = b/D_2$ – надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса); * – заторможенные параметры. **Сокращения:** БЛД – безлопаточный диффузор, ЛД – лопаточный диффузор, ОНА – обратно-направляющий аппарат, РК – рабочее колесо, НЭ – неподвижные элементы; ММ – математическая модель.

В силу очень большого энергопотребления крупными центробежными компрессорами промышленных установок к их КПД предъявляются высокие требования. Эффективный метод газодинамического проектирования – проектирование проточной части – должен гарантировать получение заданного конечного давления при заданном расходе газа с максимальным КПД. Методы газодинамического проектирования – это ноу-хау компаний, информация о которых мало представлена в публикациях [1–8]. Любой метод начинается с первичного проектирования. На основании обобщенного опыта формулируются рекомендации по первичному выбору размеров и формы проточной части. Затем рассчитываются газодинамические характеристики и сопоставляются альтернативные

варианты, от которых ожидается более высокий КПД.

Лаборатория «Газовая динамика турбомашин», в которой работают авторы, развивает метод универсального моделирования [9] и применяет его в исследовательских целях и проектной практике по заказам компрессоростроителей [10–15]. В статье [16] на основании опыта проектирования предложены рекомендации для выбора размеров центробежных ступеней в диапазоне условных коэффициентов расхода $\Phi_{расч} = 0,015...0,15$:

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} \frac{RT_n^*}{P_n^*} = \frac{\bar{m}}{\frac{\pi^2}{240} D_2^3 n} \frac{RT_n^*}{P_n^*}.$$

Разработанные рекомендации хорошо проверены применительно к среднерасходным и высоко-расходным ступеням с $\Phi_{расч} > 0,040$, но заслуживают дополнительного анализа применительно к рабочим колесам малорасходных ступеней. На рис. 1 показаны основные размеры в меридиональной плоскости рабочего колеса с лопатками цилиндрической формы (РПК).

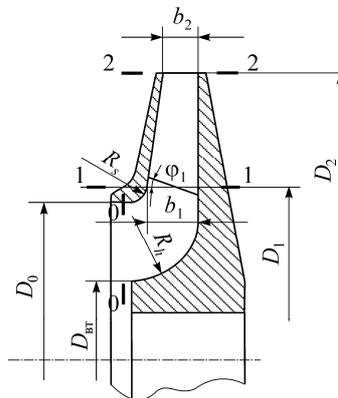


Рис. 1. Схема и размеры РПК в меридиональной плоскости

Проектирование центробежной ступени в методе универсального моделирования основано на выборе размеров исходя из конструктивных ограничений, критериев подобия сжимаемости k , M_u , коэффициентов расхода $\Phi_{расч}$ и теоретического напора:

$$\psi_{т расч} = \left(c_{u_2} / u_2 \right)_{расч}.$$

Одна из особенностей первичного проектирования рабочих колес в методе универсального моделирования, подвергнутая последующему анализу, заключается в следующем: размеры входа в рабочее колесо определяются на основе минимизации относительной скорости на входе:

$$\bar{D}_0 = A_D \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 2^{1/3} \left(\frac{\Phi_{расч} K_F}{K_D \epsilon_1' \tau_1} \right)^{2/3}},$$

где $\tau_1 = 1 - K_\tau \frac{z \bar{\delta}_л}{\pi \bar{D}_1 \sin \beta_{л1}}$, $K_D = \frac{D_1}{D_0}$, $K_F = \frac{F_0}{F_1} = \frac{\bar{D}_0^2 - \bar{D}_{вт}^2}{4 \bar{b}_1 \bar{D}_1}$, $\bar{D}_1 = \bar{D}_0 K_D$.

Смысл коэффициента $A_D \leq 1$ в следующем. При $A_D = 1$ относительная скорость \bar{w}'_1 минимальна. Потеря КПД в РК тоже минимальна, если при этом минимален коэффициент потерь (формула справедлива для всех режимов работы, в том числе для расчетного режима, на который проектируется ступень):

$$\Delta \eta_{рк} = \frac{\zeta_{рк}}{2 \psi_\tau} \bar{w}'_1,$$

Возможно, что при $A_D \neq 1$ коэффициент потерь меньше и оптимален, входной диаметр больше или меньше того, при котором минимальна \bar{w}'_1 .

Известно, что из-за роста потерь трения в узких каналах проточной части, а также потерь трения наружных поверхностей дисков и протечек в лабиринтных уплотнениях КПД ступеней с $\Phi_{расч} < 0,040$ не может быть предельно высоким.

Такие ступени относят к малорасходным. В работе [17] показано, что целесообразность применения осерациальных рабочих колес с пространственными лопатками (ОРК) в малорасходных ступенях сомнительна. Такие колеса в этой работе не рассматриваются.

Рекомендации для расчета размеров входа в РРК [16] следующие: $A_D = 1$, $K_F = 0,9$, $K_D = 1,02$. При этих условиях малорасходная низконапорная ступень с параметрами проектирования с $\Phi_{расч} = 0,015$, $\psi_{трасч} = 0,40$, конструктивными ограничениями $\bar{D}_{вт} = 0,40$, $\bar{\delta}_{лрк} = 0,012$, критериями подобия $k = 1,4$, $M_u = 0,65$ имеет такую меридиональную форму и форму лопаточных аппаратов (с дисплея программы ЗДМ.023 для расчета невязкого квазитрехмерного потока), которая представлена на рис. 2.

Некоторые характерные размеры РРК, представленного на рис. 2, следующие: $\bar{D}_1 = 0,491$, $\bar{b}_1 = 0,045$, $\bar{b}_2 = 0,030$, $z_{рк} = 15$, $\beta_{л1} = 12^\circ$, $\beta_{л2} = 10^\circ$. Очевидно, что при минимизации скорости \bar{w}'_1 получается максимально возможная высота лопаток, но лопаточные углы маленькие, межлопаточные

каналы длинные. Поскольку потери трения контролируются отношением длины канала к гидравлическому диаметру [18], неизвестно, является ли такое первичное проектирование оптимальным.

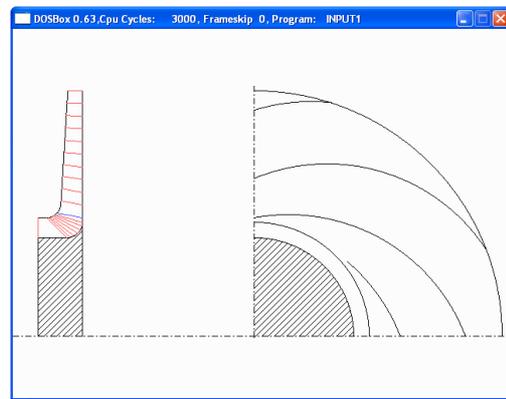
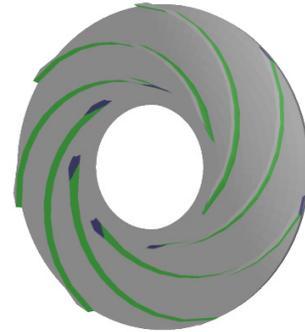


Рис. 2. Меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК малорасходной низконапорной ступени. Проект методом универсального моделирования

Альтернативный подход демонстрирует проточная часть малорасходных рабочих колес модельных ступеней компании «Кларк» (США), лицензия на которые была приобретена еще Министерством химического и нефтяного машиностроения СССР. Эти ступени до сих пор иногда используют отечественные компрессоростроители [19]. На рис. 3 показаны меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК малорасходной высоконапорной ступени модельной ступени ХХХ3-Q фирмы «Кларк».

Малорасходная высоконапорная ступень ХХХ3-Q имеет параметры $\Phi_{расч} = 0,015$, $\psi_{трасч} = 0,685$, конструктивные ограничения $\bar{D}_{вт} = 0,331$, $\bar{\delta}_{лрк} = 0,012$. Характерные размеры РРК ХХХ3-Q: $\bar{D}_1 = 0,481$, $\bar{b}_1 = 0,025$, $\bar{b}_2 = 0,025$, $z_{рк} = 15$, $\beta_{л1} = 39^\circ$, $\beta_{л2} = 45^\circ$. Обращает внимание абсолютно другой подход к выбору размеров входа. У ступени ХХХ3-Q резко уменьшена высота лопаток на входе и увеличен входной угол лопаток.

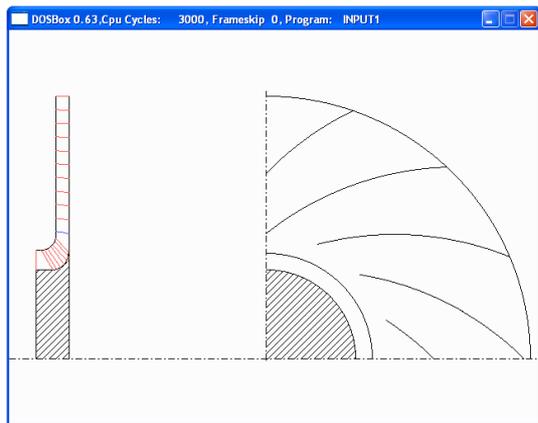
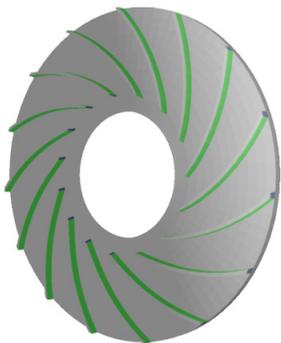


Рис. 3. Меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК малорасходной низконапорной ступени. Проект фирмы «Кларк» (с дисплея программы 3ДМ.023 для расчета невязкого квазитрехмерного потока)

На рис. 4 показаны характеристики ступени ХХХ3-Q по данным фирмы «Кларк» и результат их моделирования по 8-й версии модели метода универсального моделирования.

Ступень испытана при M_u , равном 0463 и 0,785. Характеристики ступени ХХХ3-Q при

$M_u = 0,785$ моделируются аналогично характеристикам, показанным на рис. 4. При $\Phi \leq 0,020$ точность расчета хорошая. При $\Phi > 0,020$ расчет завышает эффективность.

Результаты моделирования характеристик на рис. 4 представляются удовлетворительными. Расчеты по 8-й версии модели будут использованы для количественной оценки вариантов, основанных на разных принципах первичного проектирования.

Сопоставление принципов первичного проектирования метода универсального моделирования и фирмы «Кларк» сделано на примере ступени ХХХ3-Q и близкой к ней ступени РРК-0015-070-035 с параметрами $\Phi_{расч} = 0,015$, $\psi_{расч} = 0,70$, $\bar{D}_{вт} = 0,35$, $\bar{\delta}_{лрк} = 0,012$ (рис. 5).

Характерные размеры РРК-0015-070-03 следующие: $\bar{D}_1 = 0,451$, $\bar{b}_1 = 0,0447$, $\bar{b}_2 = 0,028$, $z_{рк} = 17$, $\beta_{л1} = 20,5^\circ$, $\beta_{л2} = 47^\circ$.

Оптимизация формы лопаточной решетки РРК в методе универсального моделирования основана на анализе диаграмм значений скорости невязкого квазитрехмерного потока. На рис. 6 сопоставлены диаграммы значений скорости рабочего колеса ХХХ3-Q и РРК-0015-070-035.

В методе универсального моделирования на расчетном режиме $\Phi_{расч}$ вход в рабочее колесо должен быть безударным (см. рис. 6, б). У РРК ХХХ3-Q большая нагрузка и пик скорости указывают на очень большой положительный угол атаки. На рис. 7 показана диаграмма значений скорости РРК ХХХ3-Q при коэффициенте расхода $\Phi_{бу} = 0,021$, при котором осуществляется безударный вход потока в рабочее колесо.

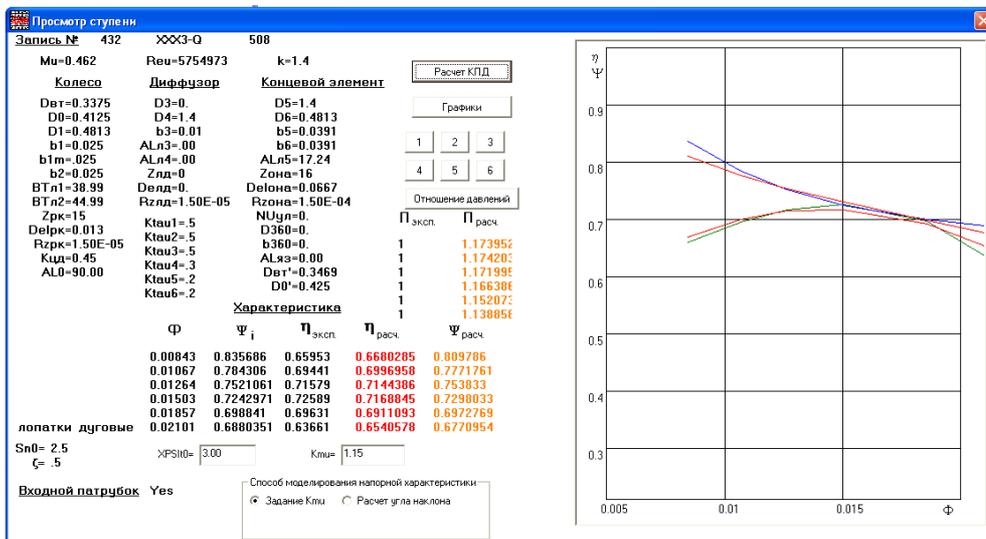


Рис. 4. Характеристики ступени ХХХ3-Q по данным фирмы «Кларк» и результат их моделирования по 8-й версии модели метода универсального моделирования (программа IDENT), $M_u = 0463$

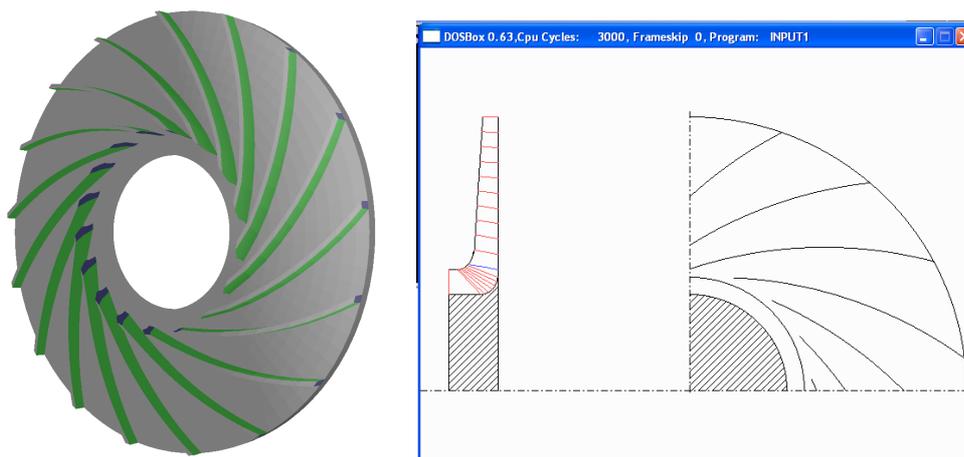
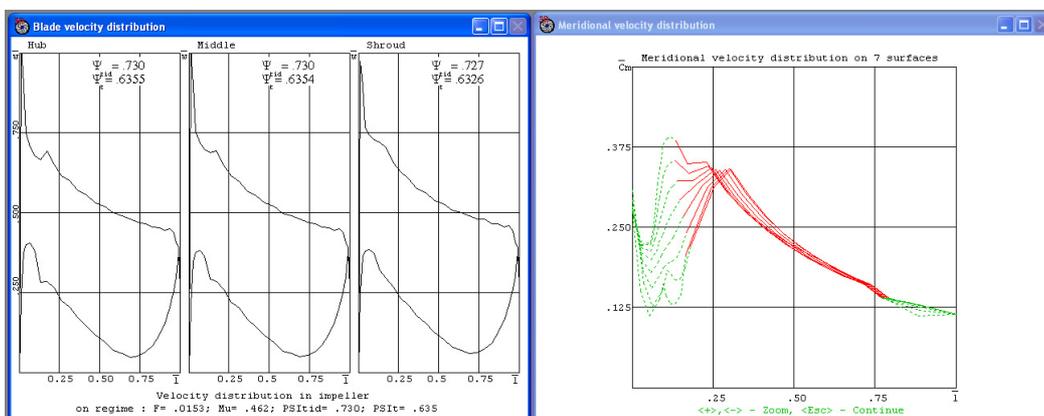
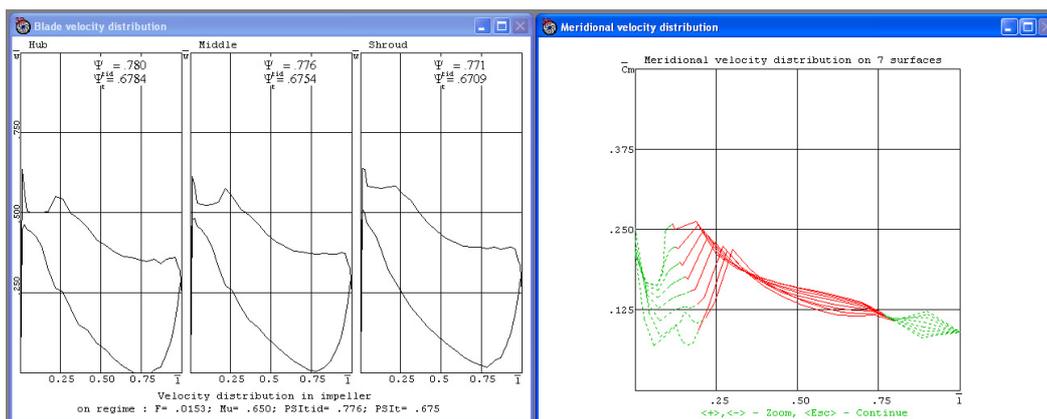


Рис. 5. Меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК малорасходной высоконапорной ступени РРК-0015-070-03. Проект методом универсального моделирования (с дисплея программы 3ДМ.023 для расчета невязкого квазитрехмерного потока)



а



б

Рис. 6. Программа 3ДМ.023. Диаграммы значений скорости рабочих колес XXX3-Q (а) и РРК-0015-070-035 (б)

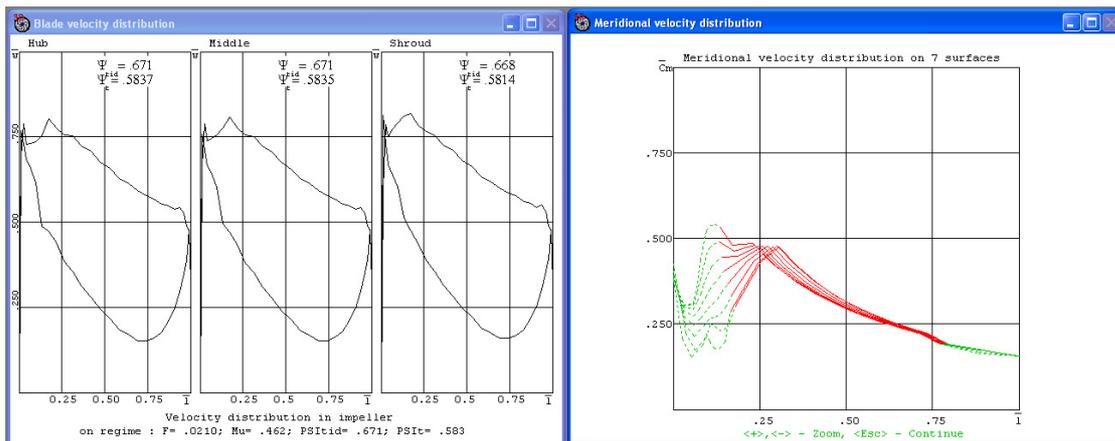


Рис. 7. Программа 3ДМ.023. Диаграмма значений скорости РРК XXX3-Q при коэффициенте расхода $\Phi_{\text{бy}} = 0,021$ (режим безударного входа в рабочее колесо)

Отношение $\Phi_{\text{бy}} / \Phi_{\text{расч}} = 1,4$ – это очень большое несоответствие. У РРК XXX3-Q намного выше уровень скоростей и очень большая нагрузка лопаток. В работе [20] отношение средней нагрузки к средней скорости рекомендуется ограничить значением $\Delta w_{\text{cp}} / w_{\text{cp}} \leq 0,45$. У РРК XXX3-Q параметр нагрузки $\Delta w_{\text{cp}} / w_{\text{cp}} \approx 0,75$. Вместе с тем форма межлопаточных каналов РРК XXX3-Q предпочтительнее, чем у РРК-0015-070-035, и зрительно, и по отношению длины к гидравлическому диаметру.

Для количественной оценки произведены расчеты газодинамических характеристик ряда вариантов ступеней по математической модели 8-й версии метода универсального моделирования.

На рис. 8 сопоставлены характеристики ступеней РРК XXX3-Q и РРК-0015-070-035 с неподвижными элементами ступени XXX3-Q.



Рис. 8. Характеристики ступеней РРК XXX3-Q (квадраты) и РРК-0015-070-035 с неподвижными элементами ступени XXX3-Q (кружки)

На рис. 8 кружки и квадраты расположены при коэффициентах расхода, соответствующих безударному входу в рабочее колесо. Математическая модель рассчитала значение $\Phi_{\text{бy}} = \Phi_{\text{расч}} = 0,015$ для рабочего колеса РРК-0015-070-035. Для рабочего колеса «Кларк» $\Phi_{\text{бy}} \approx 0,020$ – близко к тому, как режим безударного входа был определен по программе расчета невязкого квазитрехмерного потока (см. рис. 7).

Сравнительную эффективность сопоставляемых вариантов ступени объясняют характеристики коэффициентов потерь РК, БЛД и ОНА на рис. 9.

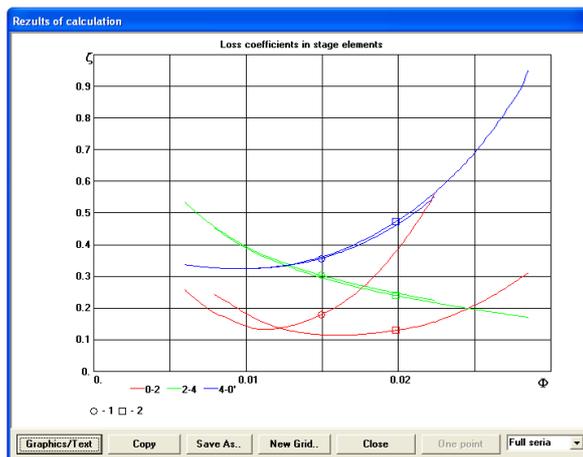


Рис. 9. Характеристики коэффициентов потерь РК, БЛД и ОНА ступеней РРК XXX3-Q (квадраты) и РРК-0015-070-035 с неподвижными элементами ступени XXX3-Q (кружки)

Неподвижные элементы у вариантов ступени одинаковые. Коэффициент потерь БЛД с относительной шириной 1 % равен 0,3, что довольно много, особенно с учетом большой кинетической энергии в узком БЛД. В то же время коэффициент

потерь ОНА равен 0,35, что для малорасходной ступени вполне приемлемо. Правда, и в этом случае кинетическая энергия потока на входе в ОНА, выходе из узкого БЛД, большая.

Как и ожидалось, коэффициент потерь РРК-0015-070-035 с длинными каналами больше, чем у РРК ступени ХХХ3-Q. Но кинетическая энергия на входе в РРК-0015-070-035 значительно меньше и КПД обоих вариантов на расчетном режиме отличается на 0,6 % в пользу РРК ХХХ3-Q. Эффективность вариантов ступени ожидаемо разная на режимах влево и вправо от расчетной точки, поскольку безударный режим колеса ступени ХХХ3-Q сильно смещен в сторону большего расхода.

Главные выводы сравнения двух принципов первичного проектирования малорасходных рабочих колес заключаются в следующем:

- при минимизации скорости на входе в РК и обеспечении безударного входа на расчетном режиме лопаточные углы на входе маленькие, межлопаточные каналы длинные, коэффициент потерь увеличенный;

- при оптимизации формы межлопаточных каналов за счет увеличения входного угла лопаток и коэффициента расхода путем уменьшения высоты лопаток (РРК ХХХ3-Q) на расчетном режиме имеет место положительный угол атаки и большая кинетическая энергия на входе.

У промышленных центробежных компрессоров особенно важны режимы влево от расчетной точки, где лучше работает колесо РРК-0015-070-035. Но в целом не представляется очевидным преимущество предварительного проектирования по проверенным для среднерасходных ступеней рекомендациям.

Серия рабочих колес была спроектирована при разных коэффициентах формы входа A_D , K_F , K_D и отношении $\Phi_{бу} / \Phi_{расч}$. Были проанализированы диаграммы значений скорости и рассчитаны характеристики ступеней с разными вариантами колес и неподвижными элементами ступени ХХХ3-Q.

Предлагается следующий способ выбора размеров входа для малорасходных рабочих колес:

- при заданных параметрах и конструктивных ограничениях по формуле (1), представленной ниже, и другим известным соотношениям из работы [9] рассчитываются размеры \bar{D}_0 , \bar{D}_1 , \bar{b}_1 , $\beta_{л1}$, \bar{R}_s , \bar{R}_h при значениях $A_D = 1$, $K_F = 0,90$, $K_D = 1,03$;

- входной угол лопаток принимается равным 30°;

- подбирается значение высоты лопаток на входе \bar{b}_1 , при котором отношение коэффициентов

расхода $\Phi_{бу} / \Phi_{расч} < 1,3$, определяемое расчетом по 8-й версии метода универсального моделирования.

В соответствии с этими рекомендациями спроектировано рабочее колесо РРК-0015-0683-0331. На рис. 10 показаны меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК-0015-0683-0331, а на рис. 11 – диаграммы значений скорости на расчетном режиме.

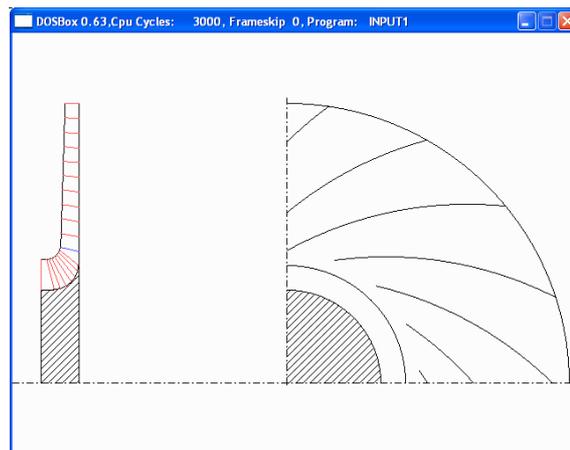
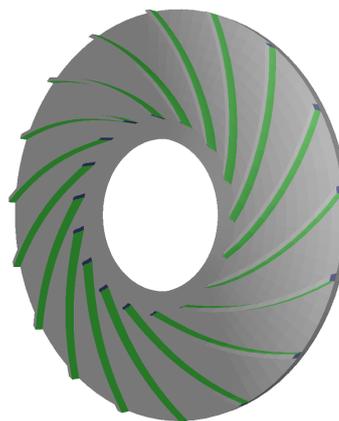


Рис. 10. Меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК-0015-0683-0331.

Проект методом универсального моделирования

Диаграммы значений скорости рабочего колеса РРК-0015-0683-0331 по откорректированным рекомендациям первичного проектирования на расчетном режиме $\Phi_{расч} = 0,015$ по характеру стали сходны с диаграммами значений скорости РРК ХХХ3-Q (см. рис. 6, а), но отличаются меньшим уровнем значений скорости на входе и меньшими пиками значений скорости на входных кромках. По расчету диаграмм значений скорости (см. рис. 7) у РРК ХХХ3-Q режим безударного входа имеет место при коэффициенте расхода $\Phi_{бу} = 0,021$, отношение $\Phi_{бу} / \Phi_{расч} = 1,4$. У РРК-0015-0683-0331 при $\Phi_{бу} = 0,019$ значение $\Phi_{бу} / \Phi_{расч} = 1,285$.

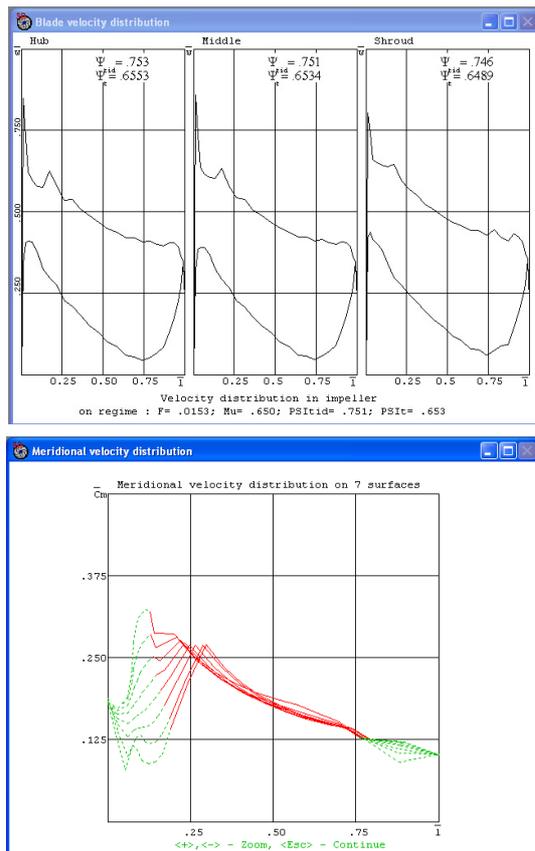


Рис. 11. Программа ЗДМ.023. Диаграммы значений скорости рабочего колеса РРК-0015-0683-0331 на расчетном режиме $\Phi_{расч} = 0,015$

Рассчитанные газодинамические характеристики РРК-0015-0683-0331 плюс неподвижные элементы ступени ХХХ3-Q представлены в таблице.

Во 2-м и последующих столбцах таблицы представлены параметры $\Phi, \eta^*, \psi_T, \psi_i, \psi_p, \pi^*$. Максимальный КПД 0,7235 достигается при коэффициенте расхода 0,0152, который практически равен расчетному коэффициенту расхода. У ступени ХХХ3-Q максимальный КПД = 0,7167 при близком коэффициенте расхода. Преимущество РРК-0015-0683-0331 равно 0,68%. Это преимущество РРК-0015-0683-0331 сохраняет в диапазоне характеристики $\Phi \leq \Phi_{расч}$. Еще больше преимущество РРК-0015-0683-0331 над рабочим колесом РРК-0015-070-035, спроектированным по стандартным рекомендациям из статьи [16].

Неподвижные элементы ступени ХХХ3-Q отличаются очень малой шириной БЛД $\bar{b}_2 = 0,010$, небольшой радиальной протяженностью диффузора $\bar{D}_4 = 1,40$, значительной диффузорностью поворотного колена $b_5/b_4 = 3,91$ и тем, что лопатки ОНА имеют постоянную высоту $b_6/b_5 = 1$. Расчетный анализ показал, что заметное повышение КПД можно ожидать при увеличении ширины БЛД. Параметры $\bar{D}_4 = 1,40, b_5/b_4 = 3,91$ и $b_6/b_5 = 1$ практически оптимальны.

Газодинамические характеристики РРК-0015-0683-0331 и неподвижные элементы ступени ХХХ3-Q

N	F	ETAtot	PSIt	PSIi	PSIp	Pi
1	.0076	.6358	.7446	.8482	.5543	1.3585
2	.0086	.6571	.7363	.8284	.5576	1.3617
3	.0095	.6745	.7280	.8109	.5587	1.3631
4	.0105	.6891	.7203	.7956	.5589	1.3636
5	.0114	.7014	.7123	.7812	.5575	1.3631
6	.0124	.7109	.7041	.7676	.5543	1.3611
7	.0133	.7174	.6959	.7548	.5493	1.3577
8	.0143	.7217	.6876	.7424	.5427	1.3531
9	.0152	.7235	.6793	.7305	.5348	1.3476
10	.0162	.7229	.6708	.7188	.5253	1.3407
11	.0171	.7198	.6623	.7075	.5142	1.3329
12	.0181	.7145	.6533	.6958	.5016	1.3238
13	.0190	.7063	.6450	.6852	.4878	1.3139
14	.0200	.6956	.6367	.6748	.4727	1.3031
15	.0209	.6810	.6270	.6632	.4544	1.2902
16	.0219	.6620	.6177	.6521	.4340	1.2757
17	.0229	.6385	.6082	.6409	.4107	1.2594
18	.0238	.6088	.5985	.6297	.3847	1.2414
19	.0248	.5725	.5883	.6181	.3547	1.2209
20	.0257	.5272	.5776	.6059	.3198	1.1974
21	.0267	.4743	.5662	.5932	.2813	1.1718
22	.0276	.4093	.5542	.5799	.2369	1.1430
23	.0286	.3170	.5417	.5662	.1785	1.1061

На рис. 12 представлены характеристики ступени РРК-0015-0683-0331 плюс НЭ ступени ХХХЗ-Q при ширине БЛД \bar{b}_3 , равной 0,010 и 0,013.

За счет расширения БЛД на расчетном режиме КПД увеличен до 0,7454 (на 2,2 %). Угол потока на входе в БЛД при $\Phi_{расч} = 0,015$ составляет 19,6°, а в районе границы помпажа при

$\Phi = 0,010$ равен 12,6°. По опыту авторов эти значения углов достаточны для безотрывного течения при ширине БЛД, равной 0,013 [21, 22].

На рис. 13 представлены характеристики коэффициентов потерь РК, БЛД и ОНА ступени РРК-0015-0683-0331 и НЭ ХХХЗ-Q при \bar{b}_3 , равной 0,010 и 0,013.

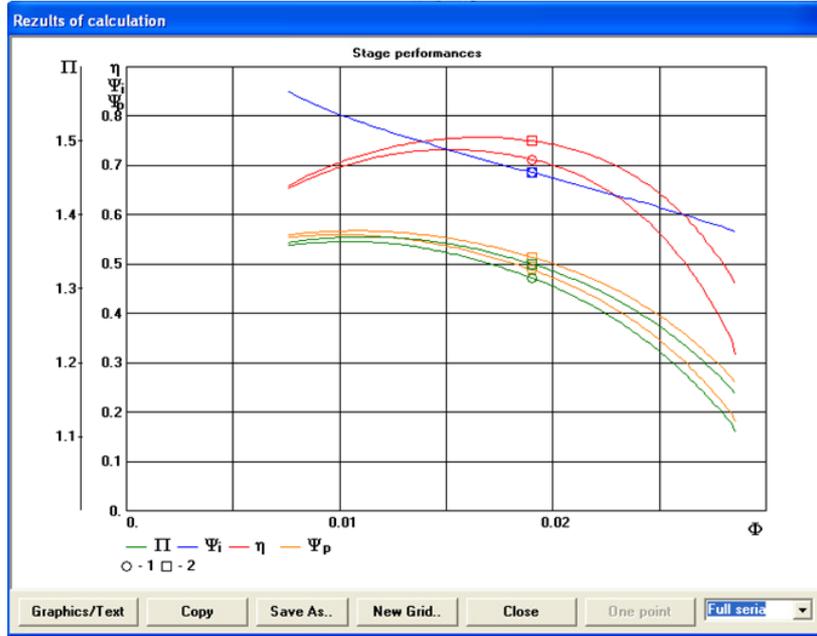


Рис. 12. Характеристики ступени РРК-0015-0683-0331 и НЭ ступени ХХХЗ-Q при \bar{b}_2 , равной 0,010 и 0,013

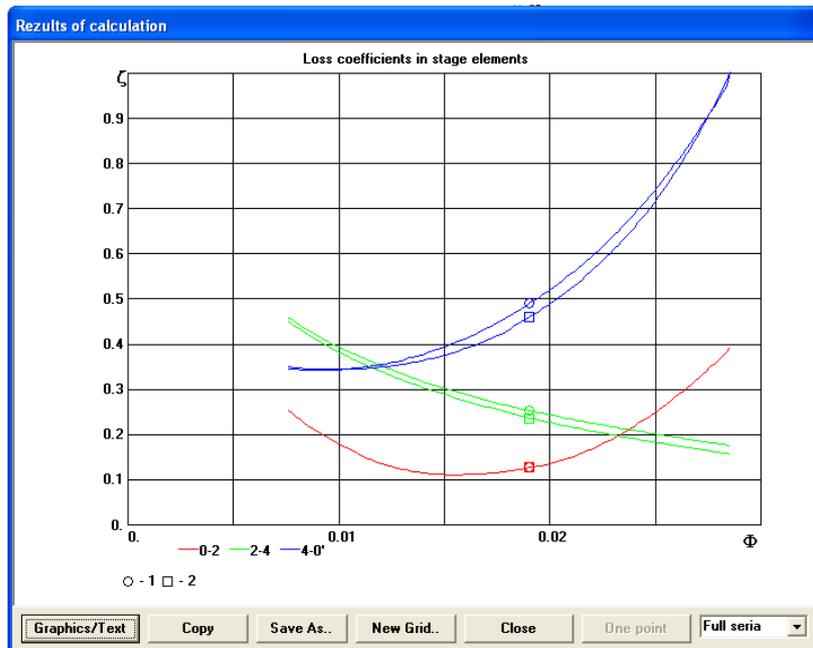


Рис. 13. Характеристики коэффициентов потерь РК, БЛД и ОНА ступени РРК-0015-0683-0331 и НЭ ХХХЗ-Q при \bar{b}_3 , равной 0,010 и 0,013

Интересно, что, хотя у рабочего колеса РРК-0015-0683-0331 режим безударного обтекания соответствует коэффициенту расхода 0,019, минимум коэффициента потерь получился при нужном для ступени коэффициенте расхода $\Phi_{расч} = 0,015$. Вторая особенность – коэффициенты потерь БЛД с отношением \bar{b}_3 , равной 0,010 и 0,013, практически одинаковые, но потеря КПД в более широком диффузоре примерно на 2 % меньше из-за меньшей кинетической энергии потока. Это демонстрирует формула для потери КПД в диффузоре из работы [9]:

$$\Delta\eta_{блд} = \frac{\zeta_{блд}}{2\Psi_T} \bar{c}_3^2 = \frac{\zeta_{блд}}{2\Psi_T} \left(\frac{\Psi_T}{\cos\alpha_3} \right)^2 = \frac{\zeta_{блд}\Psi_T}{2\cos\alpha_3^2}. \quad (1)$$

При $\Phi_{расч} = 0,015$ в БЛД с $\bar{b}_3 = 0,010$ угол потока равен 25° , а в БЛД с $\bar{b}_3 = 0,013$ угол потока равен $19,6^\circ$.

Заключение

Проверка рекомендаций первичного проектирования малорасходной ступени с $\Phi_{расч} = 0,015$ показала, что размеры входа в рабочее колесо следует выбирать не из условия минимальной относительной скорости, а из условия входного угла лопаток $\beta_{л1} = 30^\circ$ и ряда других, сформулированных в тексте. За счет этого и за счет рационального выбора ширины безлопаточного диффузора можно ожидать повышение КПД на 2,5 % по сравнению с аналогом.

Список литературы

1. Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system // JSME fluid engineering conference. – OSAKA, 2003. – Sept. 19–20.
2. Japikse D. Agile design system in the age of concurrent engineering // JANNAF Conference. – Albuquerque, 1996. – Dec. – P. 331–345.
3. Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs - 1998 and a decade beyond // JANNAF Conference. – Cleveland. Ohio, 1998. – July 15–17. – P. 263–275.
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. Лунев А.Т., Вячкилев О.А., Дроздов Ю.В. Проектирование центробежных компрессорных ступеней на основе математической модели // Проектирование и исследование компрессорных машин. – 1997. – №. 3. – P. 33–64.
6. Лунев А.Т. Разработка высокоэффективных сменных проточных частей центробежных компрессоров га-

зоперекачивающих агрегатов: дис. ... канд. техн. наук. – Казань, 2005. – 123 с.

7. Schiff J. A preliminary design tool for radial compressors: thesis for the Degree of Master of Science / LTH Lund University. – 2013. – 171 p.

8. Design and performance evaluation of a very low flow coefficient centrifugal compressor / Y. Wang, F. Lin, C. Nie, A. Engeda // International Journal of Rotating Machinery. – 2013. DOI: 10.1155/2013/293486

9. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / ООО «Информационно-издательский центр “КХТ”». – М., 2010. – 596 с.

10. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов, Ю.А. Попов // 17-я Междунар. науч.-техн. конф. – Казань, 2017. – С. 19–29.

11. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – № 5. – С. 4–12.

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

13. Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – № 8. – С. 19–25.

14. Центробежные компрессоры перспективных ГПА: выбор параметров и пример проекта компрессора / Б.В. Бакаев, Ю.Н. Писарев, А.А. Лысикова, М.М. Ленцман, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технология. – 2017. – С. 1062–1078.

15. Особенности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов / А.Ф. Рекстин, В.Б. Семеновский, К.В. Солдатова, Ю.Б. Галеркин, К.К. Соколов // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – № 1. – С. 13–20.

16. Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А. Алгебраические уравнения оценки эффективности центробежной компрессорной ступени // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: матер. 8-й Междунар. науч. конф. – Омск, 2018.

17. Радиальные и осердиальные рабочие колеса центробежных компрессоров: преимущества, недостатки, область применения / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Газотранспортные системы: настоящее и будущее: матер. VI Междунар. науч.-техн. конф. / Всесоюз. науч.-исслед. ин-т природ. газов. – М., 2015. – С. 244–265.

18. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическому сопротивлению. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

19. 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.

20. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

21. Соловьева О.А., Галеркин Ю.Б. Расчетный анализ безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2017. – № 3. – С. 10–13.

22. Соловьева О.А., Галеркин Ю.Б. Выбор оптимальных соотношений размеров безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2017. – № 5. – С. 11–15.

References

1. Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSMF fluid engineering conference*. OSAKA, 2003. Sept., pp. 19–20.

2. Japikse D. Agile design system in the age of concurrent engineering. *JANNAF Conference*. – Albuquerque, 1996. Dec., pp. 331–345.

3. Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs 1998 and a decade beyond. *JANNAF Conference*. Cleveland. Ohio, 1998. July 15–17, pp. 263–275.

4. Lunev A.T. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателя для перекачивания природного газа [Structure of a design method and test of a flowing part of superchargers for pumping of natural gas]. *Компрессорная техника и пневматика*, 2001, no. 10, pp. 4–7.

5. Lunev A.T., Viachkilev O.A., Drozdov Iu.V. Проектирование тентробежных компрессорных ступеней на основе математической модели [Design of centrifugal compressor steps on the basis of mathematical model]. *Проектирование и исследование компрессорных машин*, 1997, no. 3, pp. 33–64.

6. Lunev A.T. Разработка высокоэффективных сменных проточных частей тентробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов [Development of highly effective replaceable flowing parts of centrifugal compressors of gas-distributing units]. Ph. D. thesis. Kazan', 2005, 123 p.

7. Schiff J. A preliminary design tool for radial compressors: thesis for the Degree of Master of Science. *LTH Lund University*, 2013, 171 p.

8. Design and performance evaluation of a very low flow coefficient centrifugal compressor / Y. Wang, F. Lin, C. Nie, A. Engeda. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013. DOI: 10.1155/2013/293486.

9. Galerkin Iu.B. Турбокомпрессор. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части [Turbocompressors. Working process, calculation and design of a flowing part]. ООО «Информационно-издательский центр “ККХТ”». Moscow, 2010, 596 p.

10. Galerkin Iu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A., Popov Iu.A. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения LPI – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями [Development of school of sciences of a turbocompressorostroyeniye of LPI – СПбПУ Peter the Great, results of cooperation with kompressorostroyitel]. 17-ia Mezhdunarodnaia nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya – Kazan', 2017, pp. 19–29.

11. Galerkin Iu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Особенности газодинамического проектирования тентробежных компрессоров для газовой промышленности [Features of gasdynamic design of centrifugal compressors for the gas industry]. *Компрессорная техника и пневматика*, 2015, no. 5, pp. 4–12.

12. Grigor'ev A.V., Solov'eva A.V., Galerkin Iu.B., Rekstin A.F. Вопросы аэродинамического проектирования сверхзвуковых тентробежных компрессорных ступеней [Questions of aerodynamic design of supersonic centrifugal compressor steps]. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, no. 6, pp. 21–27.

13. Galerkin Iu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Высокоэффективный одноступенчатый полнопорный компрессор GPA (газодинамический проект, результаты модельных испытаний) [GPA highly effective one-stage full-pressure head compressor (gasdynamic project, result of model tests)]. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, no. 8, pp. 19–25.

14. Bakaev B.V., Pisarev Iu.N., Lysiakova A.A., Lentsman M.M., Galerkin Iu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. Тентробежные компрессоры перспективных GPA: выбор параметров и пример проекта компрессора [Centrifugal compressors of perspective GPA: choice of parameters and example of the project of the compressor]. *Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. Tekhnika i tekhnologiya*, 2017, pp. 1062–1078.

15. Rekstin A.F., Semenovskii V.B., Soldatova K.V., Galerkin Iu.B., Sokolov K.K. Особенности моделирования газодинамических характеристик тентробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов [Features of modeling of gasdynamic characteristics of centrifugal compressors of turbodetanderny units]. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, no. 1, pp. 13–20.

16. Rekstin A.F., Popova E.Iu., Utsekhovskii A.A. Алгебраические уравнения оценки эффективности тентробежной компрессорной ступени [Algebraic equations of assessment of efficiency of a centrifugal compressor step]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva: materialy 8-i Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii*. Omsk, 2018.

17. Galerkin Iu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Радиальные и осеральные рабочие колеса тентробежных компрессоров: преимущества, недостатки, область применения [Radial and oseradialny driving wheels of centrifugal compressors: advantages, shortcomings, scope]. *Gazotransportnye sistemy: nastoiashchee i budushchee: mater. VI Mezhdunarodnaia nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya. Vsesoiuznyi nauchno-issledovatel'skii institut prirodnnykh gazov*. Moscow, 2015, pp. 244–265.

18. Idel'chik I.E. Справочник по гидравлическому сопротивлению [Reference book on hydraulic resistance]. Moscow: Mashinostroenie, 1992, 672 p.

19. Soldatova K.V. Создание новой математической модели проточной части тентробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней [Creation of a new mathematical model of a flowing part of centrifugal compressors

and database of model steps]. Ph. D. disthesis. Saint-Petersburg, 2017, 357 p.

20. Kampsti N. Aerodinamika kompressorov [Aerodynamics of compressors]: perevod s angliiskogo. Moscow: Mir, 2000, 688 p.

21. Solov'eva O.A., Galerkin Iu.B. Raschetnyi analiz bezlopatochnogo diffuzora maloraskhodnoi tsentrobezhnoi kompressornoi stupeni [Settlement analysis of the bezlopatochny diffuser of a low-account centrifugal compressor step]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika*, 2017, no. 3, pp. 10–13.

22. Solov'eva O.A., Galerkin Iu.B. Vybor optimal'nykh sootnoshenii razmerov bez-lopatochnogo diffuzora maloraskhodnoi tsentrobezhnoi kompressornoi stupeni [Choice of optimum ratios of the sizes of the bezlopatochny diffuser of a low-account centrifugal compressor step]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika*, 2017, no. 5, pp. 11–15.

Получено 13.04.2018

Об авторах

Рекстин Алексей Феликсович (Санкт-Петербург, Россия) – кандидат технических наук, ведущий научный

сотрудник лаборатории газовой динамики турбомашин Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого; e-mail: rekstin2k7@mail.ru.

Галеркин Юрий Борисович (Санкт-Петербург, Россия) – профессор, доктор технических наук, заведующий лабораторией газовой динамики турбомашин Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков; e-mail: yuri_galerkin@mail.ru.

About the authors

Aleksei F. Rekstin (St.Petersburg, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Leading Researcher Scientist, R&D Laboratory “Gas Dynamics of Turbo Machines”, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University; e-mail: rekstin2k7@mail.ru.

Yuri B. Galerkin (St.Petersburg, Russian Federation) – Professor, Doctor of Technical Sciences, Head of R&D Laboratory “Gas Dynamics of Turbo Machines”, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Honorary Chairman of the Association of Specialists in Compressors and Pneumatics; e-mail: yuri_galerkin@mail.ru.