



ISSN 1995-2732 (Print), 2412-9003 (Online)

УДК 621.515

DOI: 10.18503/1995-2732-2021-19-1-83-93

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ СТУПЕНЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ПУТЕМ СОЗДАНИЯ БАЗЫ ДАННЫХ ВИРТУАЛЬНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС ПО РЕЗУЛЬТАТАМ CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ

Иванов В.М., Кожухов Ю.В.

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

Аннотация. Обеспечение высококачественного проектного расчета проточной части центробежного компрессора производится с помощью соответствующих точных математических моделей. Точность математических моделей для проектирования проточной части обеспечивается качественной идентификацией матмодели. Идентификация производится на основе базы натуральных или виртуальных экспериментальных данных работы ступеней компрессора. Составление необходимой по своей полноте базы экспериментальных данных на основе натуральных испытаний является очень ресурсоёмким процессом и зачастую недоступным для производителей компрессоров. Альтернативой является создание качественной базы данных по результатам виртуальных испытаний, которая обеспечивает необходимую точность математической модели. В работе рассматриваются результаты разработки базы данных геометрических и газодинамических параметров рабочих колес малорасходных ступеней центробежных компрессоров на основе виртуальных испытаний, обеспечивающей высокое качество проектирования. Входные данные, представляющие геометрические параметры рабочего колеса, варьируются, тем самым изменяется форма проточной части рабочего колеса. С помощью цифрового двойника, построенного на основе параметризованной расчетной модели, выполняется численное моделирование средствами вычислительной газодинамики – CFD (computation fluid dynamic). Выходными данными являются основные газодинамические параметры, с помощью которых оценивается качество проточной части. Всего в базе данных находится 115020 числовых значений, полученных в результате моделирования 1620-ти рабочих колес с 71-м параметром каждое. Полученные данные могут быть структурированы, проанализированы и использованы для идентификации различных математических моделей потерь малорасходных ступеней центробежных компрессоров, предиктивного анализа характеристик рабочих колес и быстрого виртуального прототипирования компрессоров. Кроме того, база данных позволяет стандартизировать типоразмерные ряды ступеней центробежных компрессоров при производстве.

Ключевые слова: качество проектирования компрессоров, малорасходная ступень, центробежный компрессор, база данных.

© Иванов В.М., Кожухов Ю.В., 2021

Для цитирования

Иванов В.М., Кожухов Ю.В. Повышение качества проектирования малорасходных ступеней центробежных компрессоров путем создания базы данных виртуальных рабочих колес по результатам CFD-моделирования // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2021. Т.19. №1. С. 83–93. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2021-19-1-83-93>



Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.
The content is available under Creative Commons Attribution 4.0 License.

IMPROVING THE DESIGN QUALITY OF LOW FLOW CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGES BY CREATING A DATABASE OF VIRTUAL IMPELLERS BASED ON CFD MODELING RESULTS

Ivanov V.M., Kozhukhov Yu.V.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

Abstract. The high-quality design calculation of the flow part of a centrifugal compressor is made by means of appropriate accurate mathematical models. Accuracy of mathematical models for the design of the flow part is provided by a qualitative identification of a mathematical model. The identification is made using a database of full-scale or virtual experimental data of compressor stage operation. It is a very resource-intensive process to compile the required complete base of experimental data using full-scale tests and it is often unaffordable for compressor manufacturers. An alternative is to create a quality database using the results of virtual tests, which provides the necessary accuracy of the mathematical model. The paper deals with the results of developing a database of geometry and gas-dynamic parameters of impellers of low-flow centrifugal compressor stages using virtual tests, which provides a high quality design. The input data representing the geometry parameters of the impeller are varied, thereby changing the shape of the flow part of the impeller. By means of a digital twin built on the basis of a parameterized calculation model, a numerical simulation is carried out by means of computational fluid dynamics (CFD). The output data are the basic gas-dynamic parameters used to assess the quality of the flow part. Totally in the database there are 115,020 numerical values obtained by simulating 1620 impellers with 71 parameters each. The obtained data can be structured, analyzed and used to identify various mathematical models of losses of low flow centrifugal compressor stages, predictive analysis of impeller characteristics and rapid virtual compressor prototyping. In addition, the database will contribute to the standardization of size series of centrifugal compressor stages in production.

Keywords: compressor design quality, low flow stage, centrifugal compressor, database.

For citation

Ivanov V.M., Kozhukhov Yu.V. Improving the Design Quality of Low Flow Centrifugal Compressor Stages by Creating a Database of Virtual Impellers Based on CFD Modeling Results. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2021, vol. 19, no. 1, pp. 83–93. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2021-19-1-83-93>

Введение

Для проектного расчета проточной части центробежного компрессора, который обеспечивает её высокие качественные характеристики, такие как высокий КПД и широкая зона устойчивой работы, необходимо иметь наборы геометрических параметров и газодинамических характеристик модельных ступеней, заранее отработанных и испытанных на экспериментальных стендах. На основании таких экспериментальных данных создаются математические модели потерь и напора. Обычно такие математические модели состоят из алгебраических функций в виде обобщающих зависимостей. Схема проточной части модельных двухзвенных ступеней, которые состоят из рабочего колеса и диффузора, приведена на **рис. 1**. Модельные ступени создаются для совершенствования расчетных методик и являются основой для разработки качественных методов проектирования центробежных компрессоров. Расчетные методики проектирования представляют собой математические модели, которые создаются в результате

априорного анализа данных и построения алгебраических функций с последующей идентификацией неизвестных коэффициентов обобщающих зависимостей. Неизвестные коэффициенты представляют из себя математическое описание свойств проектируемого объекта. Для качественной идентификации математической модели в большинстве случаев используется база экспериментальных данных. База данных для идентификации математических моделей расчета центробежных компрессоров состоит из структурированного набора геометрических и рабочих параметров для каждой отдельной ступени или компрессора, входящих в эту базу данных. Количество объектов, входящих в базу данных, может достигать десятков и сотен для задач расчета центробежных компрессоров. Натурный эксперимент является дорогостоящим и трудозатратным. Успехи численного моделирования позволяют создавать цифровые двойники ступеней и компрессоров, не уступающие по точности экспериментальным данным [1–6]. Цифровой двойник изделия – это совокупность данных, включающая в себя цифровую про-

странственную модель объекта и его рабочие характеристики, полученные в результате имитационного моделирования методами вычислительной газодинамики протекающего в объекте рабочего процесса, в частности параметров потока в ступени компрессора. Доступная в настоящее время скорость и автоматизация проведения цифрового моделирования объекта и его рабочих параметров позволяет создавать базу данных на основе не натуральных, а численных экспериментов. Такая база данных может быть достаточно обширной и является эффективной заменой экспериментальных данных для идентификации математической модели ступеней и центробежных компрессоров целиком.

Поэтому целью данной работы является создание базы данных характеристик виртуальных рабочих колес применительно к малорасходным ступеням центробежных компрессоров по результатам CFD-моделирования как основа повышения качества проектирования.

Методы исследования

Быстродейственным и качественным способом создания обширной базы цифровых данных с высоким качеством входящих в него объектов является параметризованный подход. В работе [7] показан пример осуществления параметриза-

ции геометрической модели двухзвенной ступени центробежного компрессора с осерадиальным рабочим колесом. Такой подход исключает ошибки в схеме ступени и обеспечивает высокое качество цифрового двойника компрессорной ступени или компрессора в целом. На **рис. 1** показана схема меридионального контура рабочего колеса (РК) центробежного компрессора с указанием размеров, являющихся одними из основных параметров параметризованной модели. Параметризация рабочего колеса, а также сами расчеты производились в рабочей среде Ansys Workbench 18.2 с подключением программных модулей DesignModeler, Turbogrid, CFX.

Точность создаваемых параметризованным способом цифровых моделей исследована в работе [8], где показано высокое качество создаваемых цифровых объектов, находящееся в пределах точности испытаний, регламентируемой стандартом [9]. В **табл. 1** и **2** представлены геометрические и газодинамические параметры численной базы данных, использующейся для идентификации математических моделей, для проектирования центробежных компрессоров и предсказания характеристик. Относительные геометрические параметры приведены к внешнему диаметру рабочего колеса D_2 , за исключением величин, для которых приведены формулы.

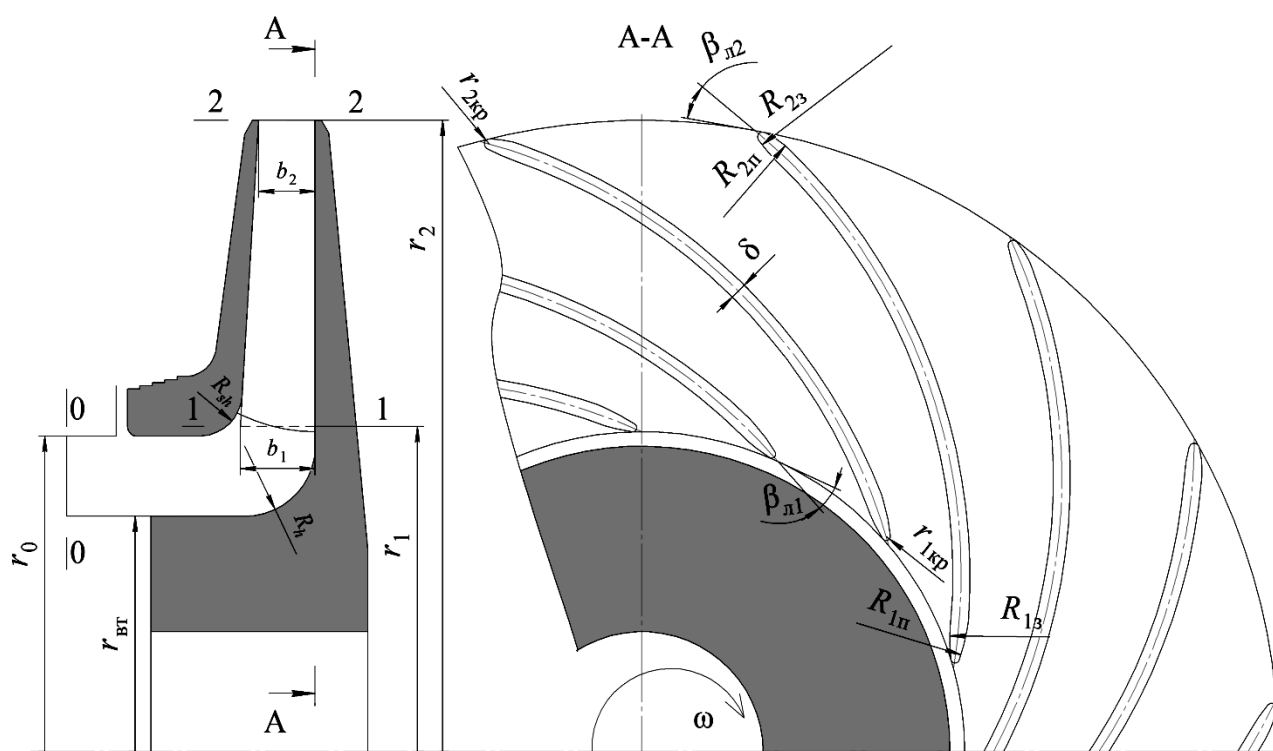


Рис. 1. Схема проточной части радиального рабочего колеса закрытого типа (меридиональный и радиальный вид)
Fig. 1. The flow part of the closed-type radial impeller (meridional and radial views)

По результатам расчетов и моделирования определяются параметры, указанные в табл. 2.

Таблица 1. Геометрические параметры численной базы данных

Table 1. Geometry parameters of the numeric database

№	Геометрические параметры	Обозначение
P1	Радиус рабочего колеса	r_2
P2	Относительный радиус входа в решетку рабочего колеса	$\bar{r}_1 = r_1 / r_2$
P3	Угол входа лопатки рабочего колеса	$\beta_{л1}$
P4	Угол выхода лопатки рабочего колеса	$\beta_{л2}$
P5	Относительная толщина лопатки	δ
P6	Относительный радиус втулки	$\bar{r}_{вт} = r_{вт} / r_2$
P7	Относительный радиус входа рабочего колеса	$\bar{r}_0 = r_0 / r_2$
P8	Относительная высота лопатки на входе в лопаточную решетку рабочего колеса	\bar{b}_1
P9	Относительная высота лопатки на выходе из решетки рабочего колеса	\bar{b}_2
P10	Относительный радиус закругления на входе передней поверхности лопатки	$\bar{R}_{1п}$
P11	Относительный радиус закругления на входе задней поверхности лопатки	$\bar{R}_{1з}$
P12	Относительный радиус закругления на выходе передней поверхности лопатки	$\bar{R}_{2п}$
P13	Относительный радиус закругления на выходе задней поверхности лопатки	$\bar{R}_{2з}$
P14	Относительный радиус закругления покрывающего диска	\bar{R}_{sh}
P15	Относительный радиус закругления основного диска	\bar{R}_h
P16	Относительный радиус закругления передней кромки	$\bar{r}_{1кр}$
P17	Относительный радиус закругления задней кромки	$\bar{r}_{2кр}$
P18	Число лопаток рабочего колеса	z
P19	Отношение площадей входа РК к входу решетки РК	K_F
P20	Отношение диаметров входа РК к входу решетки РК	K_D
P21	Параметр густоты решетки	$l/a_{ср}$
P22	Угол раскрытия эквивалентного конического диффузора	ν_3
P23	Средняя геометрическая диффузорность	F''_2 / F''_1
P24	Геометрическая диффузорность	$K_{гд}$
P25	Коэффициент стеснения на входе РК	τ_1
P26	Коэффициент стеснения на выходе РК	τ_2

Таблица 2. Газодинамические, термодинамические и дополнительные параметры численной базы данных

Table 2. Gas-dynamic, thermodynamic and auxiliary parameters of the numeric database

№	Газодинамические, термодинамические и дополнительные параметры	Обозначение
P27	Условный коэффициент расхода	Φ
P28	Условное число Маха	M_u
P29	Полное давление на входе	P^*_0
P30	Полная температура на выходе	T^*_0
P31	Массовый расход	\bar{m}
P32	Число оборотов ротора	N
P33	Политропный коэффициент полезного действия по полным параметрам	$\eta^*_п$
P34	Гидравлический коэффициент полезного действия	$\eta_г$
P35	Коэффициент полезного действия РК	$\eta_{рк}$
P36	Политропный коэффициент полезного действия по статическим параметрам	$\eta_{пол}$
P37	Коэффициент потерь поворотного колена в рабочем колесе	ζ_{90}
P38	Коэффициент потерь РК	$\zeta_{рк}$
P39	Коэффициент динамического напора	Ψ_d
P40	Коэффициент внутреннего напора	Ψ_i
P41	Коэффициент политропного напора	$\Psi_{п}$
P42	Коэффициент политропного напора по полным параметрам	$\Psi^*_п$
P43	Коэффициент теоретического напора	Ψ_T
P44	Коэффициент потеряннного напора	Ψ_w
P45	Теоретическая степень реактивности	Ω_T
P46	Комплекс показателей политропы	$n/(n-1)$
P47	Отношение давлений	Π
P48	Отношение давлений по полным параметрам	Π^*
P49	Степень сжатия на входе РК	ϵ_1
P50	Степень сжатия на выходе РК	ϵ_2
P51	Коэффициент расхода на входе РК	ϕ_0
P52	Коэффициент расхода на входе в решетку РК	ϕ_1
P53	Коэффициент расхода на выходе РК	ϕ_2
P54	Абсолютная скорость потока на входе РК	\bar{c}_1
P55	Абсолютная скорость потока на выходе РК	\bar{c}_2
P56	Относительная скорость на входе в РК	\bar{w}_1
P57	Относительная скорость на выходе в РК	\bar{w}_2
P58	Максимальная относительная скорость на передней кромке	\bar{W}_{max}
P59	Диффузорность потока	n_w
P60	Фактор диффузорности	F_D
P61	Радиус центра давления	\bar{r}_d
P62	Абсолютное число маха на входе РК	M_{c1}
P63	Абсолютное число маха на выходе РК	M_{c2}
P64	Относительное число маха на входе РК	M_{w1}
P65	Относительное число маха на выходе РК	M_{w2}
P66	Угол относительного потока на выходе РК	β_2
P67	Угол относительного потока на входе РК	β_1
P68	Абсолютный угол потока на входе РК	α_1
P69	Абсолютный угол потока на выходе РК	α_2
P70	Угол атаки	i
P71	Угол отставания	$\Delta\beta$

Результаты

Набор газодинамических характеристик и геометрические параметры ступеней центробежных компрессоров формируют управляемые электронные базы данных [10, 11]. Такие базы данных могут использоваться для предиктивного анализа, например для замены или оценки деградации проточной части [12, 13].

С помощью разработанного подхода проведено параметрическое исследование $N=1620$ упрощенных численных моделей рабочих колес малорасходных ступеней центробежных компрессоров средствами *CFD* в диапазоне $0,004 < \Phi_{\text{расч}} < 0,02$; $0,50 < M_u < 0,80$; $0,50 < b_1/b_2 < 1,0$; $0,30 < \bar{r}_{\text{вр}} < 0,50$; $30^\circ < \beta_{\text{л2}} < 50^\circ$; $12 < z < 16$.

Ниже приведен ряд зависимостей, использующихся в компрессоростроении [14] для анализа геометрических и газодинамических характеристик ступеней. Формулы (1)–(7) использованы при формировании табличной базы данных. Зависимости определяют соотношения между геометрическими параметрами проточной части и позволяют классифицировать ее форму, дополнение газодинамическими параметрами позволяет установить связь между геометрической формой и параметрами, определяющими аэродинамическое качество проточной части. На этом основании выполняется априорный анализ базы данных, и выводятся аналитические зависимости, которые могут быть использованы для построения математической модели.

Коэффициент геометрической диффузорности с учетом стеснения

$$K'_{\text{гд}} = \frac{\bar{r}_1 \bar{b}_1 \sin \beta_{\text{л1}} \tau_1}{b_2 \sin \beta_{\text{л2}} \tau_2}, \quad (1)$$

где r_d – радиус точки приложения аэродинамической силы на лопатку, м; τ_1 и τ_2 – коэффициенты стеснения потока на входе и выходе рабочего колеса соответственно.

Для анализа использован параметр густоты решетки

$$\frac{l}{a_{\text{cp}}} = \frac{(1 - \bar{r}_1)}{\frac{\pi}{z} (1 + \bar{r}_1) \tau_{\text{cp}} \sin^2 \left(\frac{\beta_{\text{л1}} + \beta_{\text{л2}}}{2} \right)}, \quad (2)$$

где τ_{cp} – среднеарифметический коэффициент стеснения потока рабочего колеса.

Средняя геометрическая диффузорность

$$\frac{F_2^*}{F_1^*} = \frac{D_2 b_2 \tau_2 \sin \beta_{\text{л2}}}{D_1 b_1 \tau_1 \sin \beta_{\text{л1}}}. \quad (3)$$

Угол раскрытия эквивалентного конического диффузора

$$\text{tg} \frac{\nu_3}{2} \approx \sqrt{\frac{b_2}{D_2} \frac{\sqrt{\tau_2 \sin \beta_{\text{л2}}} - \sqrt{\frac{D_1}{D_2} \frac{b_1}{b_2} \tau_1 \sin \beta_{\text{л1}}}}{\sqrt{z} (1 - \frac{D_1}{D_2})}} \times \quad (4)$$

$$\times 2 \sin 0,5(\beta_{\text{л1}} + \beta_{\text{л2}}).$$

Выходные данные могут быть определены по следующим формулам:

- коэффициент политропного напора по полным параметрам

$$\Psi_{\text{п}}^* = \Psi_{\text{п}} + \Psi_{\text{д}}; \quad (5)$$

- гидравлический КПД

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\Psi_{\text{п}}^*}{\Psi_{\text{т}}}; \quad (6)$$

- коэффициент потерь рабочего колеса

$$\zeta_{\text{рк}} = \frac{2(\Psi_{\text{т}} - \Psi_{\text{п}}^*)}{w_1^2}. \quad (7)$$

На **рис. 2, 3** показано распределение основных геометрических параметров, составляющих базу данных.

База данных может быть проанализирована и ограничена по наиболее используемым в промышленности рабочим колесам, а также рекомендациям проектирования. Значения рассчитанного распределения геометрической диффузорности с учетом стеснения находится в диапазоне от 0,12 до 0,72. Параметр густоты решетки рабочего колеса находится в диапазоне значений от 2,88 до 20. Средняя геометрическая диффузорность находится в диапазоне значений от 1,4 до 8,1. Значение угла раскрытия эквивалентного конического диффузора находится в диапазоне значений от 0,93 до 9°. В данном случае целесообразно ограничить варианты до приемлемых значений, представленных в различной литературе, например в диапазоне значений $l/a_{\text{cp}} = 3,0 \dots 10,0$.

На **рис. 4** показано распределение коэффициента теоретического и политропного напора по полным параметрам рабочего колеса. На **рис. 5** показано распределение гидравлического коэффициента полезного действия и коэффициента потерь в рабочем колесе.

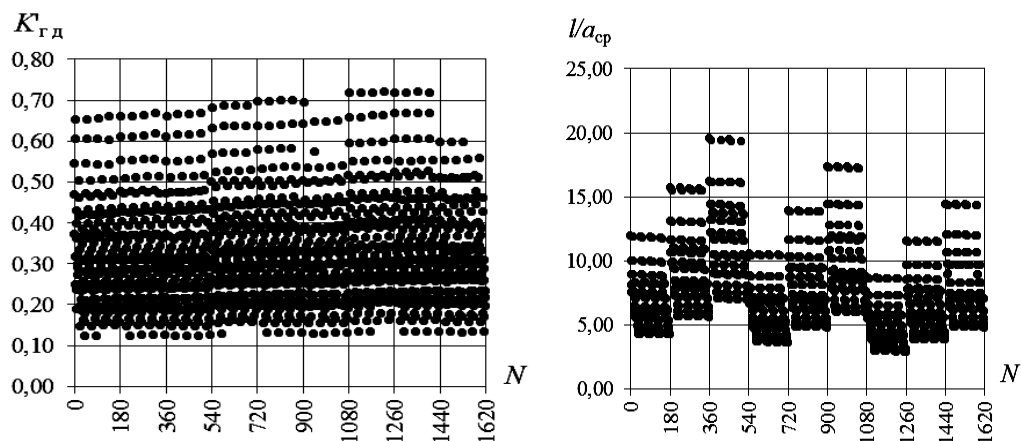


Рис. 2. Распределение коэффициента геометрической диффузности с учетом стеснения и параметра плотности решетки рабочего колеса

Fig. 2. Distribution of the geometry diffusion airfoil factor, considering constraint and density of the impeller grid

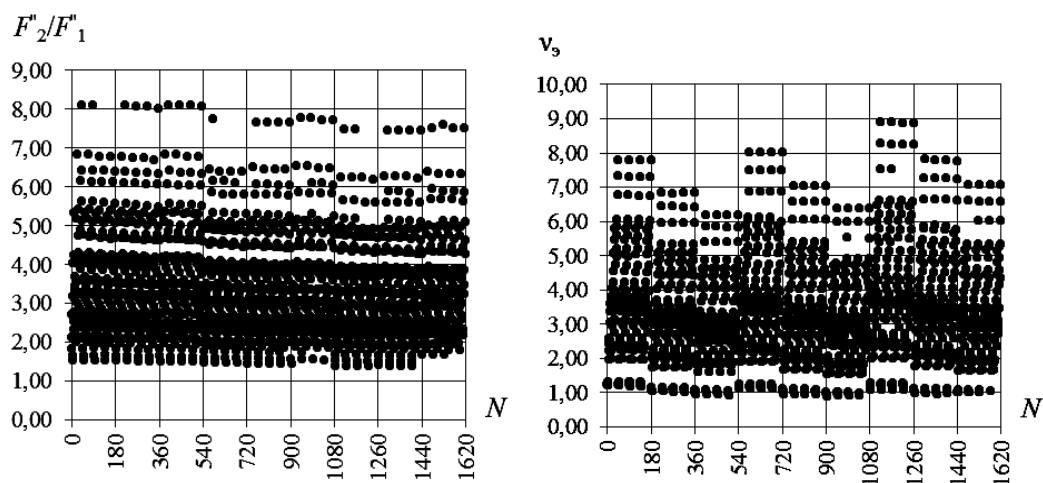


Рис. 3. Распределение средней геометрической диффузности и угла раскрытия эквивалентного конического диффузора рабочего колеса

Fig. 3. Distribution of the mean geometry diffusion airfoil and the expansion angle of the equivalent cone diffuser of the impeller

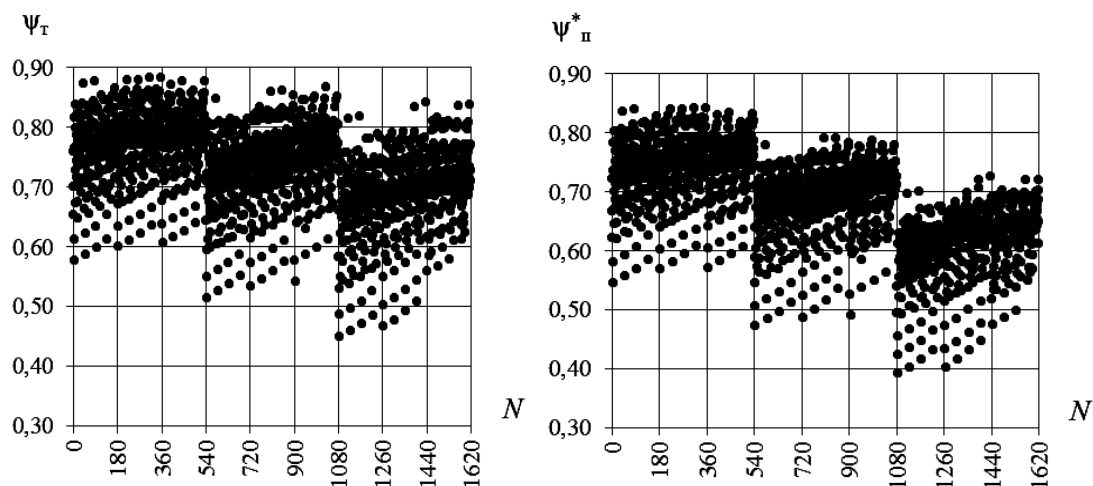


Рис. 4. Распределение коэффициента теоретического и политропного напора по полным параметрам рабочего колеса

Fig. 4. Distribution of the theoretical and polytropic flows by complete parameters of the impeller

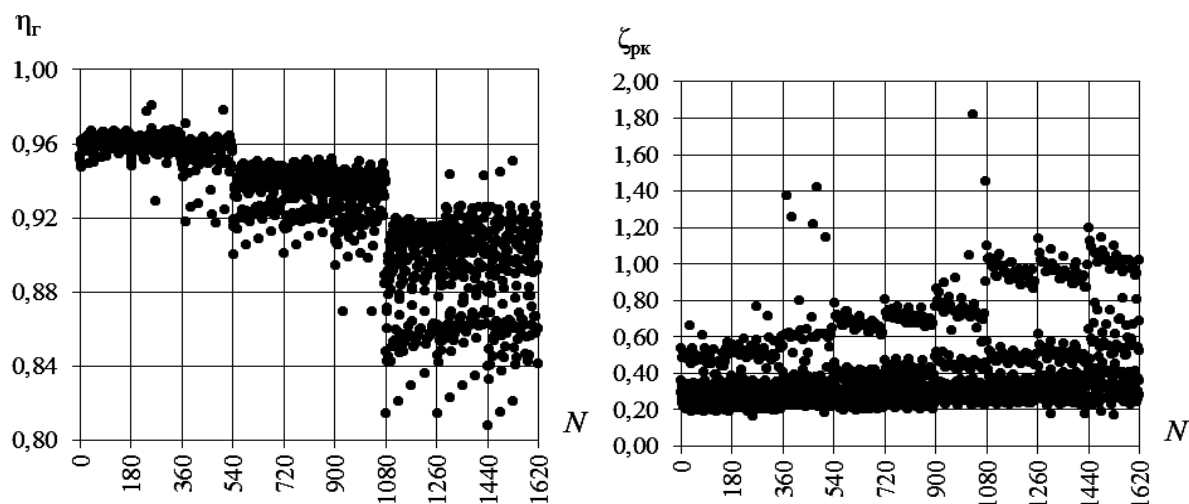


Рис. 5. Распределение гидравлического коэффициента полезного действия и коэффициента потерь в рабочем колесе

Fig. 5. Distribution of hydraulic efficiency and the loss factor in the impeller

В рассмотренных ступенях коэффициент теоретического напора рабочих колес варьируется в диапазоне значений от 0,45 до 0,89, коэффициент политропного напора в диапазоне значений от 0,40 до 0,84, гидравлический КПД в диапазоне значений от 0,98 до 0,80, коэффициент потерь в рабочем колесе в диапазоне значений от 0,16 до 1,8.

Всего в базе находится $71 \cdot 1620 = 115020$ числовых значений, полученных в результате моделирования 1620-ти рабочих колес с 71-м параметром каждое. Полученные данные могут быть структурированы, проанализированы и использованы для идентификации различных математических моделей потерь малорасходных ступеней центробежных компрессоров на основе численной базы данных. Полученная численная табличная база данных была использована для создания алгебраической математической модели напора [15] в виде обобщающих зависимостей, которая была верифицирована на независимых экспериментальных данных. Полученные обобщающие зависимости следующие.

Зависимость для расчета фактора диффузорности рабочего колеса:

$$F_D = (0,012 z + 0,084 M_u + 0,124 \beta_{л2} \text{ (в рад)} + 0,084 \bar{D}_{вг} - 1,223) K'_{гд} + 0,77. \quad (8)$$

Зависимость для определения диффузорности рабочего колеса:

$$n_w = (0,054 \beta_{л2} \text{ (в рад)} + 0,381 z + 0,310) F_D^2 + (0,318 \beta_{л2} \text{ (в рад)} - 0,359 z + 2,576) F_D + (-0,410 \beta_{л2} \text{ (в рад)} + 0,096 z + 0,287). \quad (9)$$

С учетом соотношения $n_w = w_1 / w_2$ и при известном значении относительной скорости на входе w_1 определяется коэффициент теоретического напора по формуле

$$\psi_T = 1 - \sqrt{\bar{w}_2^2 - \varphi_2^2}, \quad (10)$$

где $\bar{w}_2 = w_2 / u_2$ – безразмерная относительная скорость потока на выходе из рабочего колеса; u_2 – окружная скорость вращения рабочего колеса на наружном диаметре; φ_2 – коэффициент расхода рабочего колеса.

Для учета перетечек через зазор покрывающего диска используется уточняющая зависимость:

$$\psi_T^{пр} = 1 - \frac{1 + \beta_{пр}}{0,985} (1 - \psi_T), \quad (11)$$

где $\beta_{пр}$ – относительные протечки через зазоры у покрывающего и основного дисков.

В табл. 3 приведены результаты расчета коэффициента теоретического напора по обобщающим зависимостям (8)–(11), полученным с помощью базы данных в сравнении с известными формулами [14] для центробежных компрессоров общепромышленного назначения. В качестве объектов использовались численные модели [8], использованные для валидации результатов численного CFD-моделирования с экспериментальными данными.

Таблица 3. Результаты расчета коэффициента теоретического напора по обобщающей зависимости, полученной с помощью базы данных

Table 3. The theoretical flow factor calculated by a generalized dependence determined by the database

Параметр	Малорасходная ступень центробежного компрессора					
	Q508	R508	S508	T508	U508	V508
$K_{гд}$	0,407	0,407	0,407	0,407	0,407	0,407
$l/a_{ср}$	3,88	3,88	3,88	3,88	3,88	3,88
Φ_p	0,0172	0,0141	0,0127	0,0107	0,0095	0,0070
M_u	0,785	0,802	0,802	0,802	0,802	0,802
F_D	0,530	0,532	0,532	0,532	0,532	0,532
φ_1	0,360	0,342	0,353	0,342	0,347	0,297
φ_2	0,142	0,135	0,140	0,137	0,140	0,121
\bar{w}_1	0,601	0,591	0,597	0,591	0,594	0,566
\bar{w}_2	0,343	0,335	0,339	0,336	0,337	0,321
$\beta_{нр}$	0,018	0,022	0,024	0,028	0,030	0,041
$\Psi_{г} (CFD\text{-моделирование [8]})$	0,684	0,686	0,676	0,676	0,669	0,694
$\Psi_{г}^{нр}$ (по формуле (11))	0,677	0,681	0,679	0,680	0,679	0,686
$\Psi_{г}$ (по А. Стодоле)	0,710	0,717	0,712	0,715	0,711	0,731
$\Psi_{г}$ (по К. Пфлейдереру)	0,728	0,735	0,730	0,733	0,730	0,746
$\Psi_{г}$ (по Б. Экку)	0,745	0,751	0,746	0,749	0,746	0,763
$\Psi_{г}$ (по С. Лившицу)	0,873	0,873	0,873	0,873	0,873	0,873

Из табл. 3 видно, что расчет по существующим формулам отличается от результатов CFD-моделирования в сторону увеличения теоретического напора. Это связано, прежде всего, с известными эффектами вязкости газа, наиболее сильно проявляющимися в малорасходных в отличие от среднерасходных ступеней центробежных компрессоров. Использование обобщенных результатов расчета вязкого трехмерного потока позволяет в некоторой степени учесть указанные недостатки и производить проектирование точ-

нее. Также база данных может быть использована для быстрой моделирования газодинамических характеристик малорасходных ступеней центробежных компрессоров [16–22], а также для идентификации существующих математических моделей расчета проточной части компрессорных ступеней [23, 24 и др.].

Заключение

В результате исследования выполнена разработка численной базы данных, содержащей 71 геометрический и газодинамический параметр для каждой из 1620-ти входящих в неё виртуальных рабочих колес малорасходных ступеней центробежных компрессоров. В большинстве случаев для проектирования и анализа центробежных компрессоров используется наработанная экспериментальная база данных, расширение которой достаточно трудо- и ресурсозатратно. Современные методы вычислительной газодинамики позволяют создавать цифровые двойники ступеней центробежных компрессоров с приемлемой точностью. Повышение качества проектирования было достигнуто за счет решения задач стандартизации, а именно предоставления возможности унификации процесса проектирования производства малорасходных рабочих колес и ступеней центробежного компрессора для конкретных предприятий, а также стандартизировать типоразмерные ряды рабочих колес и ступеней при производстве. Стандартизация стала возможной благодаря переходу класса задач проектирования с научного уровня, требующего применения научных методов проектирования, проведения серии натурных и численных экспериментов на суперкомпьютере, в инженерный. Данный переход позволяет снизить трудоемкость и стоимость проектирования, а также увеличить число конкурентов среди производителей компрессоров. В результате процесс проектирования стал обладать лучшими характеристиками в соотношении цена-качество, в том числе за счет привлечения в проектирование большего числа проектных центров или организаций.

Список литературы

1. Карташов С.В., Кожухов Ю.В. Обоснование выбора расчетной области в задачах моделирования вязкого потока в малорасходных ступенях центробежного компрессора // Холодильная техника. №1. 2020. С. 22–27.
2. Рахманина Л.А., Аксенов А.А. Исследование влияния неравномерного распределения абсолютной скорости потока на входе в осевое рабочее колесо центробежного компрессора с применением методов численного моделирования в Ansys CFX // Компрессорные технологии. №2. 2019. С. 18–25.
3. Чеглаков И.В., Кожухов Ю.В. Результаты моделирования пространственного течения в радиальном рабочем колесе центробежного компрессора с применением программного пакета Fine/Turbo // Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. СПб.: Ин-т энергетики и транспортных систем, 2014. С. 221–223.

4. Яблоков А.М., Кожухов Ю.В., Садовский Н.И. Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 4. С. 3–11. DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11
5. Исследование влияния величины осевого зазора между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом центробежного компрессора на газодинамические характеристики малорасходной модельной ступени/ Яблоков А.М., Штаничев Р.А., Садовский Н.И., Кожухов Ю.В. // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2020. №5 (134). С. 106–120.
6. Яблоков А.М., Кожухов Ю.В., Лебедев А.А. Исследование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. № 4(231)/2015. С. 59–69.
7. Расчетная модель при численной оптимизации рабочих колес центробежных компрессоров / Неверов В.В., Кожухов Ю.В., Яблоков А.М., Лебедев А.А. // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2016. № 4 (254). С. 45–58.
8. Иванов В.М., Кожухов Ю.В. Результаты численного моделирования вязкого потока в малорасходных ступенях центробежных компрессоров как основа создания математической модели напора // Холодильная техника. №3. 2020. С. 24–29.
9. ISO 5389:2005. Turbocompressors – Performance test code.
10. Кубышкин Н.А., Данилишин А.М. Система управления базами данных центробежных компрессоров // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. 2016. С. 186–188.
11. Воронов А.Г., Воронов Г.Ф. Разработка и формирование элементов электронных баз данных по результатам аэродинамических испытаний концевых ступеней центробежных компрессоров // Вестник Казанского технологического университета. 2013. №2.
12. Ваяншов А.Д., Карабанова В.В., Сорокин М.А. Техничко-экономическое обоснование замены СПЧ на Сенманских ДКС Уренгойского месторождения // Компрессорные технологии. №1. 2019. С. 30–33.
13. Lucas Radika, Jones Andy, Ford Wesley, Doyle Matt (2018). The effective use of data analytics in an advanced compressor performance and degradation monitoring system. The APPEA Journal 58, 723–727. DOI: 10.1071/AJ17086.
14. Селезнев К.П. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1986. 389 с.
15. Иванов В.М., Кожухов Ю.В. Математическая модель напора малорасходных рабочих колес дожимных центробежных компрессоров тепловых электростанций // Новое в российской электроэнергетике. 2019. №12. С. 12–20.
16. F. Chu, B. Dai, W. Dai, R. Jia, X. Ma and F. Wang, "Rapid Modeling Method for Performance Prediction of Centrifugal Compressor Based on Model Migration and SVM," in IEEE Access, vol. 5, pp. 21488-21496, 2017. DOI: 10.1109/ACCESS.2017.2753378.
17. J. Fei, N. Zhao, Y. Shi, Y. Feng, and Z. Wang, "Compressor performance prediction using a novel feed-forward neural network based on Gaussian kernel function", Adv. Mech. Eng., vol. 8, no. 1, pp. 1–14, Jan. 2016.
18. Hongsheng Jiang, Sujun Dong, Zheng Liu, Yue He, Fengming Ai, "Performance Prediction of the Centrifugal Compressor Based on a Limited Number of Sample Data", Mathematical Problems in Engineering, vol. 2019, Article ID 5954128, 13 pages, 2019. DOI: 10.1155/2019/5954128.
19. Xi G., Wang Z., Li X., & Wang S. "Aerodynamic Design and Experimental Validation of Centrifugal Compressor Impellers With Small Flow Rate." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Volume 7: Turbomachinery, Parts A and B. Orlando, Florida, USA. June 8–12, 2009. pp. 1331–1338. ASME. DOI: 10.1115/gt2009-59785.
20. Tamaki H., Kawakubo T., Unno M., Abe S., & Majima K. Performance Improvement of Multistage Centrifugal Compressor With Low Flow-Rate Stages Based on Factory Acceptance Test Data. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2D: Turbomachinery. Düsseldorf, Germany. June 16–20, 2014. V02DT42A006. ASME. DOI: 10.1115/GT2014-25156.
21. Xu C., & Amano R.S. Development of a Low Flow Coefficient Single Stage Centrifugal Compressor. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. Volume 6: Turbo Expo 2005, Parts A and B. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. pp. 793–799. ASME. DOI: 10.1115/GT2005-68006.
22. Lettieri C., Baltadjiev N., Casey M., & Spakovszky Z. Low-Flow-Coefficient Centrifugal Compressor Design for Supercritical CO₂. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 6C: Turbomachinery. San Antonio, Texas, USA. June 3–7, 2013. V06CT40A008. ASME. DOI: 10.1115/GT2013-95012.
23. Violette M., Cyril P., and Jürg S. (October 24, 2018). "Data-Driven Predesign Tool for Small-Scale Centrifugal Compressor in Refrigeration." ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. December 2018; 140(12): 121011. DOI: 10.1115/1.4040845.
24. Дроздов Ю.В., Лунев А.Т. Применение математической модели центробежной ступени при проектировании и обработке экспериментальных данных // Компрессорная техника и пневматика №3. 2010. С. 32–36.

References

1. Kartashov S.V., Kozhukhov Yu.V. Rationale for the selection of a calculation area, when simulating a viscous flow in low-flow stages of a centrifugal compressor. *Kholodilnaya tekhnika* [Refrigeration Engineering], 2020, no. 1, pp. 22–27. (In Russ.)
2. Rakhmanina L.A., Aksenov A.A. Study on the influence of a non-uniform distribution of absolute flow velocity at the inlet to the axial centrifugal compressor impeller using numerical simulation methods in Ansys CFX. *Kompres-sornye tekhnologii* [Compressor Technologies], 2019, no. 2, pp. 18–25. (In Russ.)
3. Cheglakov I.V., Kozhukhov Yu.V. Results of simulating a three-dimensional flow in the radial impeller of a centrifugal compressor using the Fine/Turbo software package. *Nedelya Nauki SPbGPU: materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem. SPb Institut energetiki i transportnykh sistem.* [The Science Week at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University: Proceedings of the Scientific and Practical Conference with International Participants. The Saint Petersburg Institute of Power Engineering and Transportation Systems], 2014, pp. 221–223. (In Russ.)
4. Yablokov A.M., Kozhukhov Yu.V., Sadovsky N.I. Numerical study of the influence of equivalent sand roughness of an impeller on characteristics of a low-flow centrifugal compressor stage. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda* [Journal of the International Academy of Refrigeration], 2020, no. 4, pp. 3–11. DOI: 10.17586/1606 4313 2020 19 4-3-11.
5. Yablokov A.M., Shtanichev R.A., Sadovsky N.I., Kozhukhov Yu. V. Research on the influence of the value of axial clearance between an impeller covering disk and a centrifugal compressor body on gas-dynamic characteristics of a low-flow model stage. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Baumana. Seriya Mashinostroenie* [Herald of Bauman Moscow State Technical University. Series: Mechanical Engineering], 2020, no. 5 (134), pp. 106–120. (In Russ.)
6. Yablokov A.M., Kozhukhov Yu.V., Lebedev A.A. Research on a flow in a low-flow stage of a centrifugal compressor by methods of computational gas dynamics. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal], 2015, no. 4 (231), pp. 59–69. (In Russ.)
7. Neverov V.V., Kozhukhov Yu.V., Yablokov A.M., Lebedev A.A. A calculation model for numerical optimization of centrifugal compressor impellers. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal], 2016, no. 4 (254), pp. 45–58. (In Russ.)
8. Ivanov V.M., Kozhukhov Yu.V. Numerical simulation of a viscous flow in low-flow stages of centrifugal compressors as a basis for creating a mathematical model of pressure head. *Kholodilnaya tekhnika* [Refrigeration Engineering], 2020, no. 3, pp. 24–29. (In Russ.)
9. ISO 5389:2005. Turbocompressors – Performance test code.
10. Kubyshkin N.A., Danilishin A.M. The centrifugal compressor database management system. *Nedelya Nauki SPbGPU: materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem. SPb Institut energetiki i transportnykh sistem.* [The Science Week at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University: Proceedings of the Scientific and Practical Conference with International Participants. The Saint Petersburg Institute of Power Engineering and Transportation Systems], 2016, pp. 186–188. (In Russ.)
11. Voronov A.G., Voronov G.F. Development and formation of elements of electronic databases on the results of aerodynamic tests of end stages of centrifugal compressors. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Vestnik of Kazan Technological University], 2013, no. 2. (In Russ.)
12. Vanyashov A.D., Karabanova V.V., Sorokin M.A. Feasibility study on compressor re-wheeling at the Senoman booster compressor stations of the Urengoy field. *Kompres-sornye tekhnologii* [Compressor Technologies], 2019, no. 1, pp. 30–33. (In Russ.)
13. Lucas Radika, Jones Andy, Ford Wesley, Doyle Matt (2018). The effective use of data analytics in an advanced compressor performance and degradation monitoring system. *The APPEA Journal* 58, 723–727. DOI: 10.1071/AJ17086.
14. Seleznev K.P. *Teoriya i raschet turbokompressorov* [Theory and calculation of turbocompressors]. Leningrad: Mashinostroenie, 1986, 389 p. (In Russ.)
15. Ivanov V.M., Kozhukhov Yu.V. A mathematical model of pressure head of low-flow impellers of booster centrifugal compressors at thermal power plants. *Novoe v rossiyskoy elektroenergetike* [News of Russian Electric Power Engineering], 2019, no. 12, pp. 12–20. (In Russ.)
16. F. Chu, B. Dai, W. Dai, R. Jia, X. Ma and F. Wang. Rapid modeling method for performance prediction of centrifugal compressor based on model migration and SVM. *IEEE Access*, vol. 5, pp. 21488–21496, 2017. DOI: 10.1109/ACCESS.2017.2753378.
17. J. Fei, N. Zhao, Y. Shi, Y. Feng, and Z. Wang. Compressor performance prediction using a novel feed-forward neural network based on Gaussian kernel function. *Adv. Mech. Eng.*, vol. 8, no. 1, pp. 1–14, Jan. 2016.
18. Hongsheng Jiang, Sujun Dong, Zheng Liu, Yue He, Fengming Ai. Performance prediction of the centrifugal compressor based on a limited number of sample data. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2019, Article ID 5954128, 13 pages, 2019. DOI: 10.1155/2019/5954128.

19. Xi G., Wang Z., Li X., Wang S. Aerodynamic design and experimental validation of centrifugal compressor impellers with small flow rate. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Volume 7: Turbomachinery, Parts A and B. Orlando, Florida, USA. June 8–12, 2009. pp. 1331–1338. ASME. DOI: 10.1115/gt2009-59785.
20. Tamaki H., Kawakubo T., Unno M., Abe S., Majima K. Performance improvement of multistage centrifugal compressor with low flow-rate stages based on factory acceptance test data. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2D: Turbomachinery. Düsseldorf, Germany. June 16–20, 2014. V02DT42A006. ASME. DOI: 10.1115/GT2014-25156.
21. Xu C., Amano R.S. Development of a low flow coefficient single stage centrifugal compressor. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. Volume 6: Turbo Expo 2005, Parts A and B. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. pp. 793–799. ASME. DOI: 10.1115/GT2005-68006.
22. Lettieri C., Baltadjiev N., Casey M., Spakovszky Z. Low-flow-coefficient centrifugal compressor design for supercritical CO₂. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 6C: Turbomachinery. San Antonio, Texas, USA. June 3–7, 2013. V06CT40A008. ASME. DOI: 10.1115/GT2013-95012.
23. Violette M., Cyril P., and Jürg S. (October 24, 2018). Data-driven predesign tool for small-scale centrifugal compressor in refrigeration. ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. December 2018; 140(12): 121011. DOI: 10.1115/1.4040845.
24. Drozdov Yu.V., Lunev A.T. Application of a mathematical model of a centrifugal stage in designing and processing of experimental data. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressor and Pneumatic Equipment], 2010, no. 3, pp. 32–36. (In Russ.)

Поступила 04.02.2021; принята к публикации 25.02.2021; опубликована 25.03.2021
Submitted 04/02/2021; revised 25/02/2021; published 25/03/2021

Иванов Вячеслав Михайлович – инженер-исследователь,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.
ORCID 0000-0001-5095-170X

Кожухов Юрий Владимирович – кандидат технических наук, доцент,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.
Email: kozhukhov_yv@mail.ru, ORCID 0000-0001-7679-9419

Vyacheslav M. Ivanov – Research Engineer,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia. ORCID 0000-0001-5095-170X
Yuri V. Kozhukhov – PhD (Eng.), Associate Professor,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia. Email: kozhukhov_yv@mail.ru,
ORCID 0000-0001-7679-9419