DOI: 10.18721/JEST.240204
УДК 621.515

А.И. Боровков[1], И.Б. Войнов[1], Ю.Б. Галеркин[1], А.Г. Никифоров[2], М.А. Никитин[1]

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
2 – ФГОУ ВО «Смоленская государственная сельскохозяйственная академия», г. Смоленск, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛЬНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В работе представлены результаты CFD-расчетов двухзвенной центробежной компрессорной ступени с осерадиальным высоконапорным полуоткрытым рабочим колесом и безлопаточным диффузором. Ступень спроектирована профессором А.М. Симоновым в Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ на следующие расчетные параметры: условный коэффициент расхода 0,080, коэффициент теоретического напора 0,74, условное число Маха 0,78. Были применены две расчетные сетки – с 2,4 и 4,4 млн ячеек для сектора с одним межлопаточным каналом, а вся ступень целиком рассчитана с более редкой сеткой. Для сопряжения газодинамических параметров на границе областей используются специальные условия интерфейса типа «Stage». В расчетах использовалась модель турбулентности SST. Результаты сопоставления характеристик КПД и напора показали следующее: на исследуемом режиме все три варианта расчета завышают коэффициент теоретического напора на 14,3 %; вид характеристики политропного напора, рассчитанной в постановке 360 градусов, наиболее близок к виду экспериментальной, но абсолютная величина больше на 12 % при условном коэффициенте расхода 0,085; максимальный рассчитанный КПД ступени (окружность 360 градусов) практически равен максимальному измеренному.

Ключевые слова: CFD-расчет, центробежный компрессор, осерадиальное рабочее колесо, кпд, коэффициент теоретического напора.

Ссылка при цитировании:
А.И. Боровков, И.Б. Войнов, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, М.А. Никитин. Моделирование газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 2. С. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.240204.

A.I. Borovkov[1], I.B. Voynov[1], Yu.B. Galerkin[1], A.G. Nikiforov[2], M.A. Nikitin[1]

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
2 – Smolensk state agricultural academy, Smolensk, Russia

ISSUES OF GAS DYNAMIC CHARACTERISTICS MODELING ON THE EXAMPLE OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR MODEL STAGE

The paper presents the results of CFD calculations of a centrifugal compressor stage with a high-pressure 3D impeller and a vaneless diffuser. The stage was designed by Simonov at the LPI Problem laboratory of compressors for the design parameters: flow rate coefficient 0.080, loading factor 0,74, and the relative Mach number 0,78. Two design grids were used: 2,4 and 4,4 million cells for the sector with one blade. The entire stage was calculated with a rarer grid. Special «Stage» interface conditions were used to interface gas-dynamic parameters at the region boundary. The SST turbulence model was used in the calculations. The results of efficiency

characteristics and work coefficient comparison showed the following: all three variants of the calculation overestimate the loading factor by 14,3 % in design flow rate; the calculated characteristics of the polytropic work coefficient in the staging of 360 degrees are closest to the experimental characteristics, but the absolute value is greater than 12% at a flow rate coefficient of 0.085; the maximum calculated efficiency of a stage (the circle of 360 degrees) is almost equal to the measured maximum efficiency.

Keywords: CFD-calculation, centrifugal compressor, 3d impeller, efficiency, loading factor.

Citation:
A.I. Borovkov, I.B. Voynov, Yu.B. Galerkin, A.G. Nikiforov, M.A. Nikitin, Issues of gas dynamic characteristics modeling on the example of the centrifugal compressor model stage, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(02)(2018) 44–57, DOI: 10.18721/JEST.240204.

Введение

Суммарная мощность центробежных компрессоров в промышленности измеряется десятками миллионов кВт (только в газовой промышленности РФ их порядка 55 млн кВт). Ежегодный ввод мощностей для развития производств и замены устаревших машин – более миллиона кВт. Единичная мощность промышленных центробежных компрессоров измеряется тысячами кВт (до 32 тысяч кВт и более у компрессоров газовой промышленности), поэтому многие компрессоры выпускаются по индивидуальным проектам. Лаборатория «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института с участием Института передовых производственных технологий совершенствует собственные инженерные методы оптимального газодинамического проектирования и выполняет проекты по заданиям компрессоростроителей.

Газодинамический проект должен гарантировать, что компрессор будет отвечать двум основным требованиям:

получению нужного конечного давления при нужной массовой производительности;

минимальной затрате энергии, т. е. максимальному КПД.

Уравнения движения вязкого сжимаемого пространственного потока в проточной части – это не имеющие аналитического решения дифференциальные уравнения второго порядка в частных производных. Современный газодинамический проект основан на том или ином способе обобщения экспериментов и предполагает следующий порядок выполнения:

первичное проектирование, при котором основные размеры выбираются на основе некоторого набора правил и одномерного термодинамического расчета при КПД, который проектировщик назначает на основании своего опыта, как ожидаемую величину;

оптимизацию и установление окончательных размеров в результате сопоставления вариантов с расчетом КПД по той или иной математической модели (набор алгебраических уравнений с экспериментальными коэффициентами), что существенно упрощает рабочий процесс;

расчет газодинамических характеристик компрессора на режиме работы, указанном в техническом задании, и в возможном диапазоне эксплуатационных условий.

Современные методы вычислительной газодинамики (CFD-методы) в состоянии рассчитать движение газа в проточной части. В отличие от математических моделей, результатом такого расчета являются не только газодинамические характеристики компрессора, но и полная информация о структуре потока. Это позволяет найти места повышенных потерь давления и оптимизировать проточную часть изменением ее формы и размера. Следует только решить вопрос верификации результатов расчета.

Относительно достоверности CFD-расчета газодинамических характеристик

центробежных компрессоров и их ступеней есть разные мнения [1–4]. Автор метода Agile engineering [5–14] использует эти расчеты в своем методе проектирования. Приводятся примеры одноступенчатых трансзвуковых и сверхзвуковых компрессоров газотурбинных двигателей с осерадиальными пространственными полуоткрытыми рабочими колесами. У авторов статьи тоже есть положительный опыт применения CFD-расчетов таких компрессоров [15–17]. Об успешном моделировании ступеней промышленных компрессоров сообщает автор диссертации [18]. Однако он пользовался пакетом программ фирмы GE, поэтому проверить результат и использовать его не представляется возможным.

Собственный опыт авторов и другие источники [19–27] указывают на двоякий характер результатов. Движение газа в неподвижных элементах ступени компрессора моделируется корректно. CFD-расчеты успешно используются в исследовательских и проектных работах [22, 23, 25–28]. В то же время рассчитанные коммерческими пакетами ANSYS CFX и Numeca Fine Turbo характеристики ступени целиком отличаются от экспериментальных.

Цель работы – сопоставление экспериментальных газодинамических характеристик модельной ступени центробежного компрессора с характеристиками, рассчитанными с помощью пакета ANSYS CFX, при различных методах расчета. В случае успеха открывается путь полного отказа от физических экспериментов при создании модельных ступеней и проточных частей многоступенчатых компрессоров.

Методика обработки результатов

Характеристики модельных ступеней представляются в безразмерном виде, например η^*, ψ_i, ψ_p^* в виде функций условного коэффициента Φ^* [29]. В зависимости от размеров компрессора и условий работы переход к размерным параметрам от безразмерных характеристик осуществляется по уравнениям

$$\bar{m} = 0,785\Phi D_2^2 u_2 \frac{p_0^*}{RT_0^*}; \qquad (1)$$

$$p_{0'}^* = p_0^* \left[1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right]^{\frac{k}{k-1}\eta^*}; \qquad (2)$$

$$N_i = \bar{m}\psi_i u_2^2. \qquad (3)$$

При обработке результатов испытания ступени и CFD-расчетов коэффициент расхода рассчитывается по уравнению (1), политропный КПД по полным параметрам – по формуле (4), коэффициент внутреннего напора – по формуле (5), коэффициент политропного напора – по формуле (6):

$$\eta^* = \frac{\ln\left(\frac{p_к^*}{p_н^*}\right)}{\frac{k}{k-1}\ln\left(\frac{T_к^*}{T_н^*}\right)}; \qquad (4)$$

$$\psi_i = \frac{c_p\left(T_к^* - T_н^*\right)}{u_2^2}; \qquad (5)$$

$$\psi_p^* = \psi_i \eta^*. \qquad (6)$$

Моделирование двухзвенной модельной ступени ОРК + БЛД

Ступень была разработана и испытана научной группой профессора А.М. Симонова в Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ с целью развития методов расчета и проектирования и изучения возможности применения ступеней с высоконапорными полуоткрытыми рабочими колесами для промышленных компрессоров [30]. Полуоткрытые колеса у промышленных компрессоров не нашли широкого применения, но объект представляет интерес для агрегатов турбонаддува ДВС.

Объект моделирования изображен на рис. 1.

* Все принятые обозначения и сокращения приведены в Приложении в конце статьи.

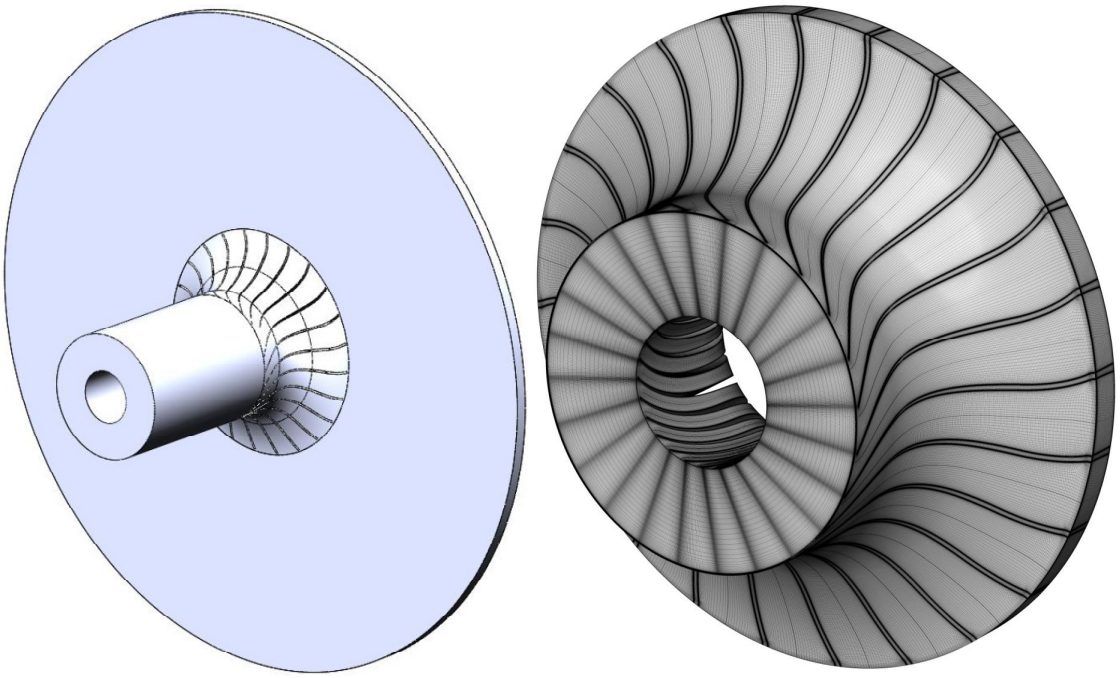

Рис. 1. Проточная часть ступени ОРК + БЛД и рабочее колесо с сеточной моделью
Fig. 1. Flow part of the 3D impeller + vaneless diffuser (VLD) and impeller with grid model

Ступень с осерадиальным рабочим колесом (ОРК), безлопаточным диффузором и сборной камерой спроектирована на следующие расчетные параметры: $\Phi_{\text{расч}} = 0{,}080$, $\psi_{\text{т расч}} = 0{,}74$, $M_u = 0{,}78$. Осерадиальное рабочее колесо имеет диаметр $D_2 = 410$ мм. Форма ОРК близка к схеме «вращающийся направляющий аппарат + радиальная звезда». Лопатки в радиальной части имеют форму радиальных пластин с выходной частью, отогнутой против направления вращения. Угол выхода лопаток – $\beta_{л2} = 63°$, число лопаток – 24.

Результаты эксперимента представлены в таблице.

Измеренные характеристики ступени ОРК + БЛД
Measured characteristics of the 3D impeller + VLD stage

Ф	$\psi^*_{p\,2-2}$	$\psi^*_{p\,4-4}$	η^*_{2-2}	η^*_{4-4}	ψ_1
0,067	0,746	0,693	0,929	0,866	0,8037
0,073	0,730	0,690	0,932	0,870	0,783
0,080	0,713	0,680	0,939	0,877	0,760
0,089	0,690	0,656	0,929	0,870	0,743
0,101	0,640	0,603	0,873	0,823	0,733
0,113	0,430	0,420	0,656	0,573	0,655

Сечение 2–2 с измерением полного давления расположено на диаметре $1{,}05D_2$. Сечение 4–4 с измерением полного давления на выходе из ступени (выход из БЛД в данном случае) расположено на диаметре $1{,}6D_2$.

При построении расчетной модели использовалась структурированная схема с гексагональными элементами. Для учета пограничного слоя к границам, определяющим стенки проточной части, задавалось сгущение, необходимое для удовлетворения требованиям моделей турбулентности и пристеночным функциям. Размер первой пристеночной ячейки варьируется в диапазоне 0,002–0,004 мм. Коэффициент увеличения размера – 1,2–1,5. Общее количество расчетных ячеек составило 1350525 для сектора с одной лопаткой (сектор 360°/24 = 15°). Расчеты выполнены как для сектора, так и для всей расчетной области. Для сопряжения газодинамических параметров на границе областей используются специальные условия интерфейса типа «Stage». В расчетах использовалась модель турбулентности SST.

С целью исследования влияния размерности расчетной модели на газодинамические характеристики были рассмотрены две сеточных модели для сектора модельной ступени. В первой модели количество ячеек для описания проточной области составляло 2 429 380 ячеек, во второй – 4 448 897 ячеек (модифицированная характеристика). По большей части изменения коснулись сетки рабочего колеса. В целом размер элемента был уменьшен в 1,4 раза, в пристеночной области размер первого элемента уменьшен с 0,005 до 0,002 мм. Количество элементов в зазоре увеличено с 14 до 34. Благодаря этому среднее значение Y^+ на поверхности лопатки изменилось с 15 на 4.

Таким образом, с экспериментами сопоставлены три варианта расчета:

1) РС-15 – редкая сетка, один межлопаточный канал и сектор безлопаточного диффузора 15 градусов;

2) РС-360 – редкая сетка, рабочее колесо и безлопаточный диффузор целиком;

3) ГС-15 – густая сетка, один межлопаточный канал и сектор безлопаточного диффузора 15 градусов,

Основная часть механической энергии передается газу лопатками рабочего колеса. Соответствующий безразмерный коэффициент называется коэффициентом теоретического напора. Его величина определяется изменением окружной составляющей абсолютной скорости и вытекает из основного уравнения турбомашин. При условии обычного для промышленных компрессоров отсутствия окружной составляющей скорости на входе в колесо

$$\psi_т = c_{u2} / u_2. \qquad (7)$$

Трение наружных поверхностей дисков и протечки в лабиринтном уплотнении покрывающего диска дополнительно подводят механическую энергию, что учитывается эмпирическими коэффициентами $\beta_{тр}$, $\beta_{пр}$ [3, 32]. Соответствующий безразмерный коэффициент называется коэффициентом внутреннего напора:

$$\psi_i = \psi_т(1+\beta_{тр}+\beta_{пр}). \qquad (8)$$

Линейный характер экспериментальной зависимости $\psi_i = f(\Phi)$ отмечен еще в первых монографиях по центробежным компрессорам [31, 32], а в работе [33] это подтверждено анализом характеристик большого количества промышленных компрессоров. В работе [34] показано, что это есть следствие линейного характера зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода на выходе из рабочего колеса – $\psi_т = f(\varphi_2)$. Коэффициенты $\beta_{тр}$, $\beta_{пр}$ для большинства промышленных компрессоров невелики и мало отклоняют зависимость $\psi_i = f(\varphi_2)$ от линейного характера.

У рассматриваемой ступени с полуоткрытым рабочим колесом покрывающий диск и его уплотнение отсутствуют, то есть $\beta_{пр} = 0$. Течение в зазоре между основным диском и корпусом не моделировалось, поэтому $\beta_{тр} = 0$. Таким образом, рассчитаны характеристики коэффициента теоретического, а не внутреннего напора.

На рис. 2 по результатам расчета с двумя видами сетки одного межлопаточного канала (сектор 15°) и лопаточной решетки целиком (360°) представлены зависимости коэффициента теоретического напора.

Результаты расчетов во всех случаях показывали превышение рассчитанного коэффициента напора над измеренным [19, 20, 24]. Угол между рассчитанной линейной характеристикой и осью абсцисс всегда больше или равен углу экспериментальной характеристики. Как и у других исследователей, рассчитанная напорная характеристика лежит выше и наклонена под большим углом. К линейному характеру ближе характеристика, рассчитанная с более густой сеткой для сектора 15°.

На рис. 3 показаны поля абсолютной скорости в колесе при трех коэффициентах расхода.

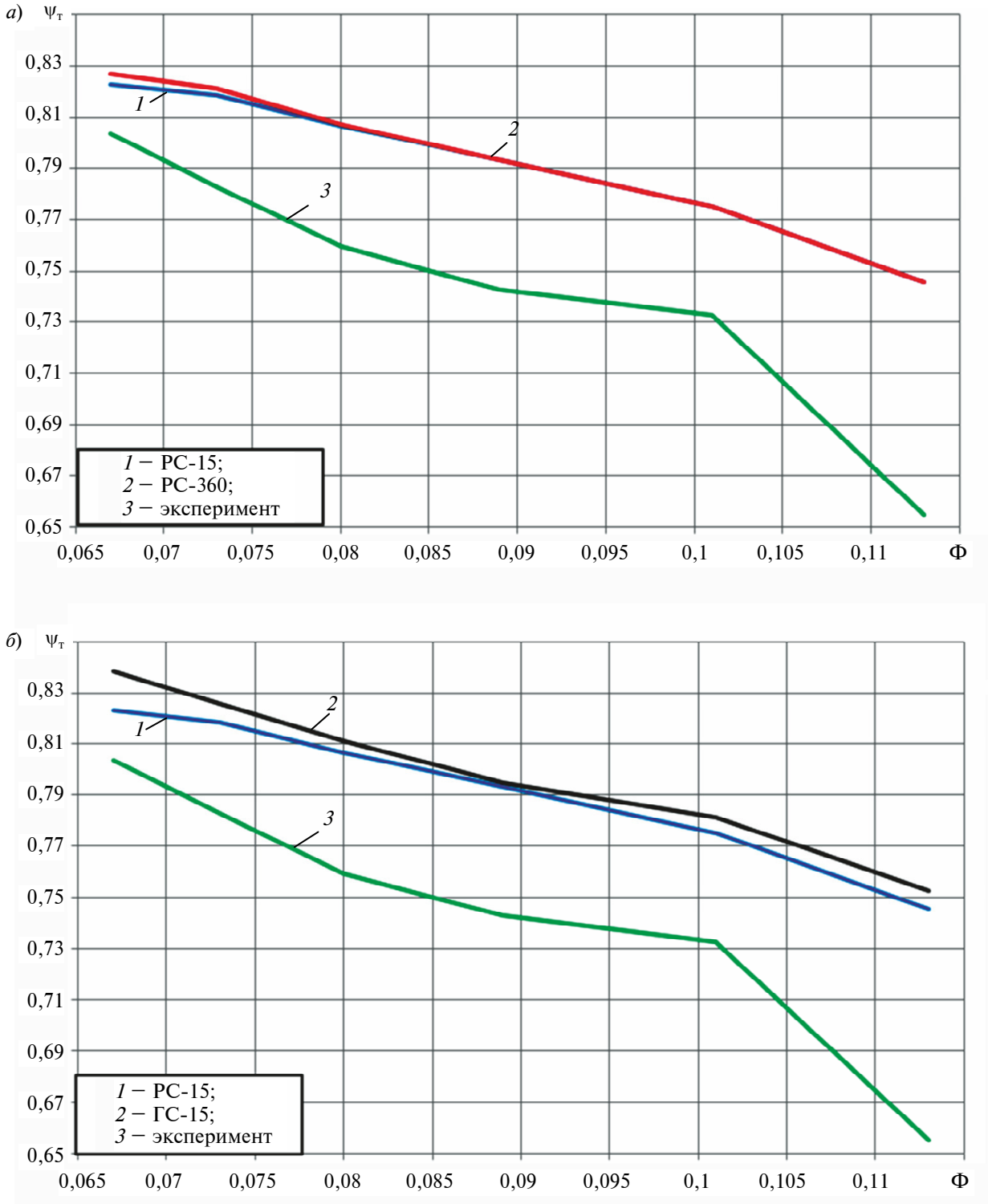

Рис. 2. Измеренная и рассчитанные характеристики коэффициента теоретического напора полуоткрытого осерадиального рабочего колеса (*а* – сектор 15°; *б* – 360°)

Fig. 2. Measured and calculated loading factor characteristics of semi-open 3D impeller (*а* – sector 15°; *б* – 360°)

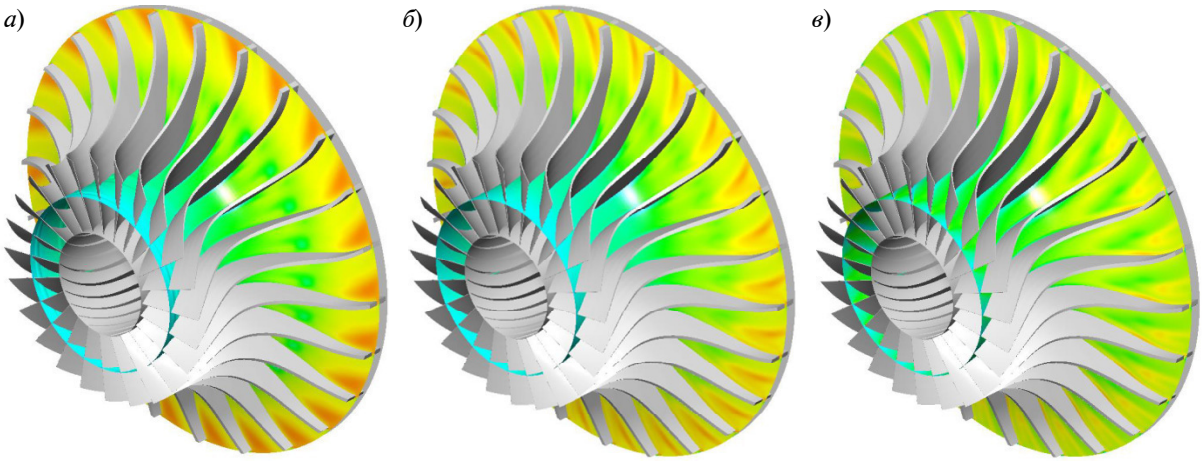

Рис. 3. Поля абсолютной скорости в осерадиальном рабочем колесе:
а – Ф= 0,067; *б* – Ф = $Ф_{расч}$ = 0,080; *в* – Ф = 0,113
Fig. 3. Fields of absolute speed in 3D impeller:
а – Ф = 0,067; *б* – Ф = $Ф_{расч}$ = 0,080; *в* – Ф = 0,113

Зоны повышенной абсолютной скорости на задней стороне лопаток – это зоны «следа» [29], т. е. низкоэнергетической зоны, где относительная скорость (скорость во вращающейся системе координат) маленькая, поэтому абсолютная скорость близка к окружной скорости колеса. При расходе меньше расчетного и положительном угле атаки зона следа – наибольшая, как и следует из экспериментов и теории рабочего процесса. Отметим, что в сравнении с типичными ступенями промышленных компрессоров, где выходные углы лопаток обычно намного меньше, зона работы ступени – узкая. Измеренный максимальный коэффициент политропного напора достигнут при Ф = 0,067. Это соответствует границе устойчивой работы – зоне помпажа. Большая область следа в расчетном эксперименте также свидетельствует о близости границы устойчивой работы.

На рис. 4 показаны характеристики коэффициента политропного напора ступени «осерадиальное рабочее колесо + безлопаточный диффузор».

Расчет сектора 15° при «редкой» сетке дает неудовлетворительный результат. Максимальный коэффициент напора при коэффициенте расхода Ф = 0,080 (это граница помпажа) явно не соответствует экспериментальным данным. Расчет при удвоенном количестве ячеек по характеру ближе к эксперименту, но коэффициент политропного напора значительно больше – примерно на 15 % на расчетном режиме. Ближе всего к эксперименту по характеру зависимости от расхода и по величине дает расчет полной лопаточной решетки при «редкой» сетке.

Рассчитанные характеристики КПД на рис. 5 имеют закономерную форму, но демонстрируют тенденцию смещения в сторону большего расхода, как и у других исследователей.

Результаты расчетов показывают следующее:

1) в варианте РС-15 самое плохое совпадение по КПД и коэффициентам теоретического и политропного напоров;

2) вариант РС-360 показал удовлетворительное совпадение по КПД и коэффициенту политропного напора и плохое совпадение по коэффициенту теоретического напора;

3) в варианте ГС-15 наблюдалось удовлетворительное совпадение по коэффициенту теоретического напора и плохое совпадение по КПД и коэффициенту политропного напора.

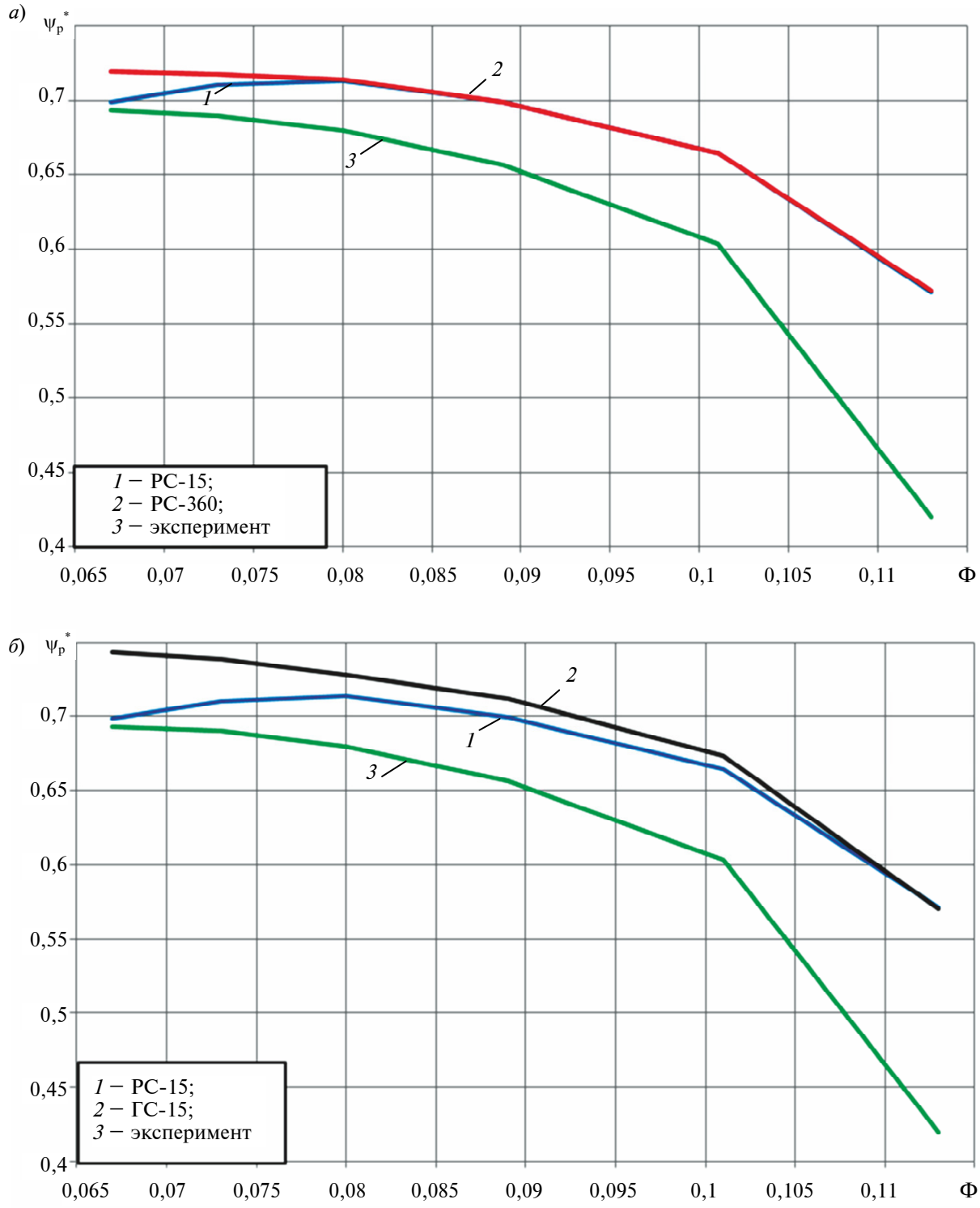

Рис. 4. Характеристики коэффициента политропного напора ступени ОРК + БЛД
(*а* – сектор 15°; *б* – 360°)
Fig. 4. Polytropic head characteristics of the 3D impeller + VLD stage
(*а* – sector 15°; *б* – 360°)

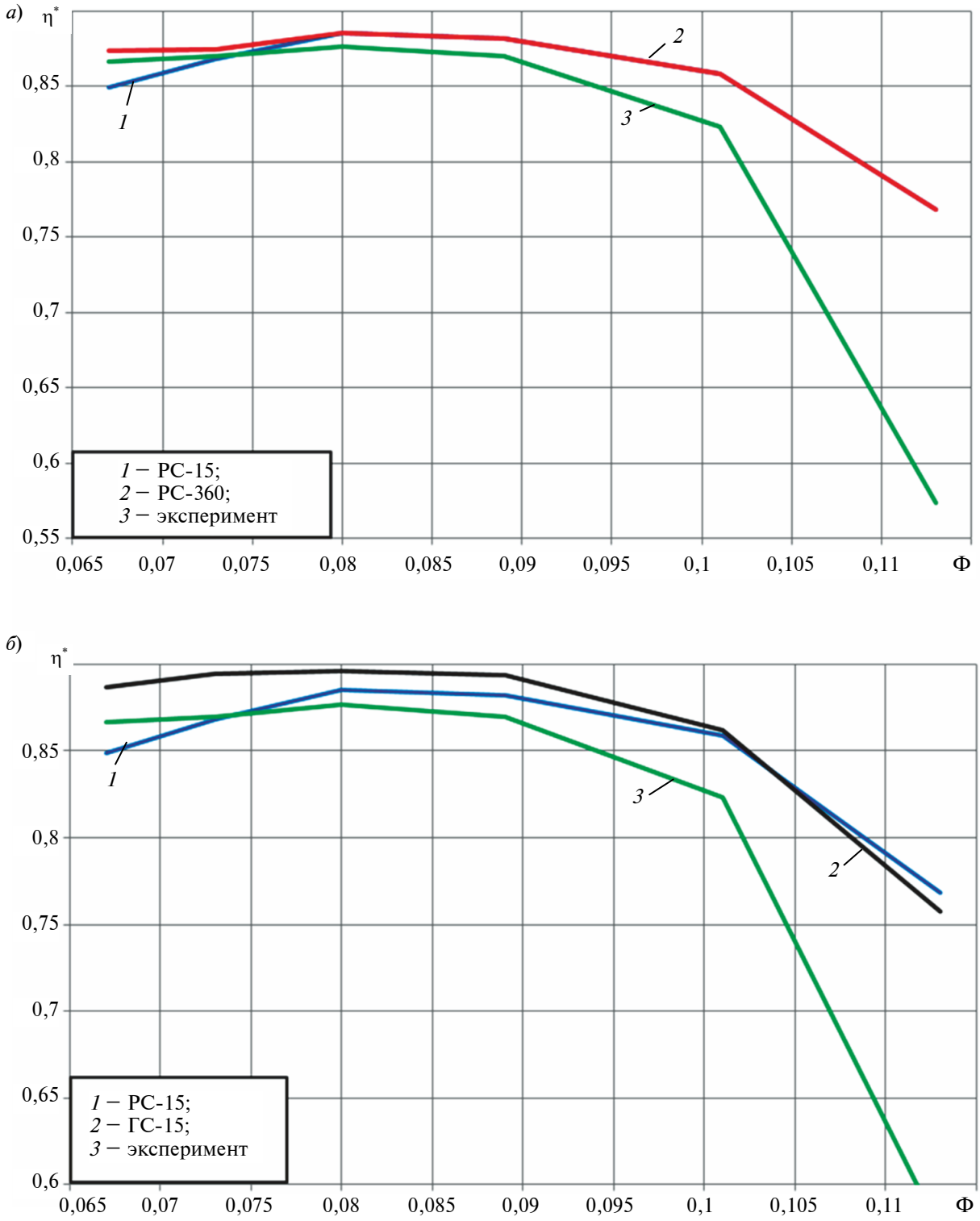

Рис. 5. Измеренная и рассчитанные характеристики КПД ступени ОРК + БЛД
(*а* – сектор 15°; *б* – 360°)
Fig. 5. Measured and calculated efficiency characteristics of the 3D impeller + VLD stage
(*а* – sector 15°; *б* – 360°)

Обсуждение результатов

У варианта 3 характеристика коэффициента теоретического напора ближе к экспериментально подтвержденному линейному характеру. Варианты 1 и 2 дают одинаковый результат – нелинейная характеристика с отклонением в сторону меньшего напора при $\Phi < \Phi_{расч}$. На расчетном режиме все три варианта завышают коэффициент теоретического напора на 14,3 %.

У варианта 1 при $\Phi < \Phi_{расч}$ КПД быстро снижается. Поэтому при $\Phi \approx \Phi_{расч}$ коэффициент политропного напора достигает максимума, т. е. у рассчитанной по варианту 1 характеристики получилось совпадение границы помпажа с расчетным режимом. Такая неточность расчета характеристики недопустима.

Вид рассчитанной по варианту 2 характеристики политропного напора наиболее близок к виду экспериментальной, но абсолютная величина больше на 12 % при $\Phi_{расч} = 0{,}085$.

Максимальный рассчитанный по варианту 2 КПД ступени практически равен измеренному максимальному.

Заключение

Выполненное расчетное исследование подтвердило результаты, ранее полученные авторами при моделировании высоконапорных центробежных ступеней газотурбинных двигателей, и результаты других исследователей. Корректное моделирование характеристик центробежных компрессорных ступеней по-прежнему остается нерешенной задачей. Наихудшие результаты получены авторами при наиболее экономном расчете (редкая сетка, сектор 15°). Более затратный расчет – редкая сетка, полная лопаточная решетка 360° – дает максимальный КПД ступени с достаточной точностью. Оценить возможности самого затратного расчета – густая сетка, полная лопаточная решетка 360° – авторы предполагают в дальнейшем.

Расчеты проводились в суперкомпьютерном центре «Политехнический» СПбПУ.

Приложение

Условные обозначения: c_u – окружная составляющая скорости; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; D – диаметр; k – показатель изоэнтропы; M_u – условное число Маха; $\bar{m}$ – массовый расход; N_i – мощность, передаваемая газу рабочими колесами (внутренняя); p – давление; R – газовая постоянная; радиус кривизны; T – температура; u – окружная скорость; $\beta_л$ – угол между касательной к средней линии лопатки рабочего колеса и обратным окружным направлением; $\beta_{пр}$ – коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; $\beta_{тр}$ – коэффициент дискового трения; φ – коэффициент расхода; Φ – условный коэффициент расхода; η – коэффициент полезного действия; $\psi_т$ – коэффициент теоретического напора; ψ_i – коэффициент внутреннего напора; ψ_p – коэффициент политропного напора.

Сокращения: КПД – коэффициент полезного действия; ОРК – осерадиальное рабочее колесо; БЛД – безлопаточный диффузор; CFD – computational fluid dynamics.

Подстрочные индексы: 0, 0', 2 – индексы контрольных сечений; к – конечное; н – начальное; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу); u – проекция скорости на окружное направление; max – максимальный.

Надстрочные индексы: * – относится к полным параметрам (параметры торможения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Startsev A., Fokin Yu., Steshakov Eu.** CFD design and analysis of A compact single-spool compressor for a heavy transport helicopter's powerplant // 29th congress of the international council of the aeronautical sciences. St. Petersburg, Russia. 7–12. 2014. [Электр. ресурс]. URL: http.//www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (дата обращениия: 25.06.2018).

2. **Xu C., Chen W.J.** Computational analysis on a compressor blade // Int. Conf. On Jets, Wakes and Separated Flow. Toba-shi, Mie, Japan. October 5–8, 2005.

3. **Kosprdova J., Oldřich J.** The Development of Centrifugal Turbo Compressor Stage Using CFD // 20th International Conference on Hydraulics and Pneumatics. Prague. 2008. [Электр. ресурс]. URL: http://ru.srcibd.com/document/45780046/000000194-f (дата обращения: 25.06.2018)

4. **Puzyrewski R., Galerkin Y.B., Flaszynski P.** Direct and Inverse Numerical Calculation for the Tested Centrifugal Impeller // XI Internationale Tagung «Forschung Praxis und Didaktik Im Modernen Maschinenbau». P. 41–48,

5. **Japikse D.** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998. P. 263–273.

6. **Japikse D.** Agile engineering and the restructuring of modern design // 40th Israel Annual Conference on Aerospace Science. Tel-Aviv and Haifa. February 23–24, 2000.

7. **Japikse D.** Agile design system in the age of concurrent engineering // JANNAF Conference. Albuquerque. December. 1996. P. 341–345.

8. **Japikse D.** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs 1998 and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17. 1998.

9. **Japikse D.** Future performance, design possibilities, and goals for radial compressors // IMechE Conference. London. May 6–8. 1986. P. 31–50.

10. **Japikse D.** Turbomachinery design with an agile engineering system // JSME fluid engineering conference. OSAKA. September 19–20. 2003.

11. **Japikse D., Bitter J.** Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors // 11th International symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery. Honolulu. February 26 – March 02. 2006. P. 511–520.

12. **Japikse D., Dubitsky O.** Vaneless diffuser advanced model // ASME Turbo Expo Conference. Reno-Tahoe. June 6–9. 2005. P. 823–834.

13. **Japikse D., Oliphant K.N., Pelton R.** Optimization in turbomachinery data reduction // 10th International symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery. Honolulu. March 07–11. 2004.

14. **Japikse D., Platt M.J.** Optimization in component design and redesign // 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. Honolulu. March 7–11. 2004. P. 132–145.

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

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

17. **Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K.** Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages // International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris, 2015. Vol. 9. No 1. № 216.

18. **Guidotti E.** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesys Universita degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.

19. **Гамбургер Д.М.** Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты : Дис... канд. техн. наук / СПбГПУ, 2009. 190 с.

20. **Дроздов А.А.** Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами : Дис... канд. техн. наук / СПбПУ, 2016. 236 с.

21. **Galerkin Y., Voinov I., Drozdov A.** Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine/Turbo and ANSYS CFX programs // Conference «Compressors and their Systems». London, 2017. URL: http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012044

22. **Галеркин Ю.Б., Маренина Л.Н.** Исследование и совершенствование неподвижных элементов центробежных ступеней методами вычислительной газодинамики. Часть 1 // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 1. С. 30–36.

23. **Галеркин Ю.Б., Маренина Л.Н.** Исследование и совершенствование неподвижных элементов центробежных ступеней методами вычислительной газодинамики. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 2. С. 10–15.

24. **Кабалык К.А.** Моделирование газодинамических характеристик одноступенчатого центробежного компрессора с применением комплекса вычислительной гидродинамики ANSYS CFX: методика и результаты : Дис. ... магистра / СПбГПУ. СПб., 2012. 164 с.

25. **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.

26. **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.

27. **Маренина Л.Н.** CFD-моделирование и анализ характеристик неподвижных элементов проточной части центробежной компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 3. С. 27–35.

28. **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.

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

30. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ / Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. М.: Изд-во «КХТ», 2010.

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

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

33. **Солдатова К.В.** Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней : Дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.

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

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БОРОВКОВ Алексей Иванович – *кандидат технических наук проректор по перспективным проектам Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru
ВОЙНОВ Игорь Борисович – *начальник отдела Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: voinov@compmechlab.com
ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – *доктор технических наук заведующий научно-исследовательской лабораторией Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru
НИКИФОРОВ Александр Георгиевич – *доктор технических наук заведующий кафедрой ФГОУ ВО «Смоленская государственная сельскохозяйственная академия»*
E-mail: nikiforof@mail.ru
НИКИТИН Максим Антонович – *инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: niktin@compmechlab.com

Дата поступления статьи в редакцию: 23.05.2018

REFERENCES

[1] **Startsev A., Fokin Yu., Steshakov Eu.,** CFD design and analysis of A compact single-spool compressor for a heavy transport helicopter's powerplant, *29th congress of the international council of the aeronautical sciences*. St. Petersburg, Russia, 2014. P. 7–12. [Elektr. resurs]. URL: http.//www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (data obrashcheniya: 25.06.2018).

[2] **Xu C., Chen W.J.,** Computational analysis on a compressor blade, *Int. conf. on jets, wakes and separated flow*. Toba-shi, Mie, Japan. October 5–8, 2005.

[3] **Kosprdova J., Oldřich J.,** The Development of Centrifugal Turbo Compressor Stage Using CFD, *20th International conference on hydraulics and pneumatics*. Prague, 2008. [Elektr. resurs]. URL: http://ru.srcibd.com/document/45780046/000000194-f (data obrashcheniya: 25.06.2018).

[4] **Puzyrewski R., Galerkin Y.B., Flaszynski P.,** Direct and Inverse Numerical Calculation for the Tested Centrifugal Impeller, *XI Internationale Tagung «Forschung Praxis und Didaktik Im Modernen Maschinenbau»*. P. 41–48,

[5] **Japikse D.,** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond, *JANNAF Conference*. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998. P. 263–273

[6] **Japikse D.,** Agile engineering and the restructuring of modern design, *40th Israel Annual Conference on Aerospace Science*. Tel-Aviv and Haifa. February 23–24, 2000.

[7] **Japikse D.,** Agile design system in the age of concurrent engineering, *JANNAF Conference*. Albuquerque. December 1996. P. 331–345.

[8] **Japikse D.,** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs 1998 and a decade beyond, *JANNAF Conference*. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998.

[9] **Japikse D.,** Future performance, design possibilities, and goals for radial compressors, *IMechE Conference*. London. May 6–8, 1986. P. 31–50.

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

[11] **Japikse D., Bitter J.,** Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors, *11th International symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery*. Honolulu. February 26 – March 02, 2006. P. 511–520.

[12] **Japikse D., Dubitsky O.,** Vaneless diffuser advanced model, *ASME Turbo Expo Conference*. Reno-Tahoe. June 6–9, 2005. P. 823–834.

[13] **Japikse D., Oliphant K.N., Pelton R.,** Optimization in turbomachinery data reduction, *10th International symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery*. Honolulu. March 07–11, 2004.

[14] **Japikse D., Platt M.J.,** Optimization in component design and redesign, *10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*. Honolulu. March 7–11, 2004. P. 132–145.

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

[16] **Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.,** Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornykh tsentrobezhnykh stupeney, *Klimovskiye chteniya. Perspektivnyye napravleniya aviadvigatelya stroyeniya*. SPb., 2013. S. 45–55. (rus.)

[17] **Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K.,** Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages, *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*. Paris, 2015. Vol. 9. No 1. № 216.

[18] **Guidotti E.,** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing: Ph.D. thesys. Universita degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.

[19] **Gamburger D.M.,** Chislennoye modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni: metodika i rezultaty: Dis... kand. tekhn. nauk / SPbGPU, 2009. 190 s. (rus.)

[20] **Drozdov A.A.,** Metod proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov s oseradialnymi rabochimi kolesami: Dis... kand. tekhn. nauk / SPbPU, 2016. 236 s.

[21] **Galerkin Y., Voinov I., Drozdov A.,** Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine/Turbo and ANSYS CFX programs, *Conference «Compressors and their systems»*. London, 2017. URL: http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012044

[22] **Galerkin Yu.B., Marenina L.N.,** Issledovaniye i sovershenstvovaniye nepodvizhnykh elementov tsentrobezhnykh stupeney metodami vychislitelnoy gazodinamiki. Chast 1, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 1. S. 30–36. (rus.)

[23] **Galerkin Yu.B., Marenina L.N.,** Issledovaniye i sovershenstvovaniye nepodvizhnykh elementov tsentrobezhnykh stupeney metodami vychislitelnoy gazodinamiki. Chast 2, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 2. S. 10–15. (rus.)

[24] **Kabalyk K.A.,** Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik odnostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora s primeneniyem kompleksa vychislitelnoy gidrodinamiki ANSYS CFX: metodika i rezultaty: Dis. ... magistra / SPbGPU, 2012. 164 s. (rus.)

[25] **Galerkin Yu.B., Solovyeva O.A.,** Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitelnykh eksperimentov. Chast 1. [tekst], *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 3. S. 35–41. (rus.)

[26] **Galerkin Yu.B., Solovyeva O.A.,** Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitelnykh eksperimentov. Chast 2, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 4. S. 15–21. (rus.)

[27] **Marenina L.N.,** CFD-modelirovaniye i analiz kharakteristik nepodvizhnykh elementov protochnoy chasti tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2016. № 3. S. 27–35. (rus.)

[28] **Solovyeva O.A. Galerkin Yu.B.,** Vybor optimalnykh sootnosheniy razmerov bezlopatochnogo diffuzora maloraskhodnoy tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2017. № 5. S. 11–15. (rus.)

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

[30] Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU / Pod red. prof. Yu.B. Galerkina. M.: Izd-vo «KKhT», 2010. (rus.)

[31] **Ris V.F.,** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1964. S. 336.

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

[33] **Soldatova K.V.,** Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh modelnykh stupeney: Dis. ... d-ra tekhn. nauk. Sankt-Peterburg, 2017. 357 s. (rus.)

[34] **Karpov A.N.,** Metodika modelirovaniya napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressornogo kolesa po rezultatam ispytaniy modelnykh stupeney: Dis... kand. tekhn. nauk. SPbGPU. SPb., 2011. 137 s. (rus.)

THE AUTHORS

BOROVKOV Alekseii I. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru
VOYNOV Igor B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: voinov@compmechlab.com
GALERKIN Yurii B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru
NIKIFOROV Aleksandr G. – *Smolensk state agricultural academy*
E-mail: nikiforof@mail.ru
NIKITIN Maksim A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: niktin@compmechlab.com

Received: 23.05.2018