

DOI: 10.18721/JEST.25207
УДК 621.515

А.И. Боровков¹, И.Б. Войнов¹, А.Ф. Рекстин¹, Б.В. Бакаев²

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия
2 – ООО «Балттурбоком», Санкт-Петербург, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

В работе представлены результаты CFD-расчетов модели двухступенчатой сменной проточной части компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 16 МВт. Рассчитанные характеристики отношения давлений, КПД и коэффициента напора сопоставлены с характеристиками, измеренными на стенде изготовителя при испытании на атмосферном воздухе. Расчеты выполнены как в упрощенной постановке, когда не моделировалось течение в зазорах «рабочее колесо – корпус», так и с учетом течения в зазорах. В первом случае не учитываются потери трения наружных поверхностей дисков колеса и протечки в лабиринтных уплотнениях. Интерфейс сопряжения параметров потока во вращающихся рабочих колесах и безлопаточных диффузорах типа «STAGE», при котором поток на выходе из рабочего колеса осредняется в окружном направлении. При этом из расчета исключается процесс смешения высоко – и низкоэнергетических зон течения в диффузорах. Рассчитанные характеристики по форме близки к экспериментальным, но смещены в область больших расходов, отличаются по величине КПД и отношения давлений в пределах, неприемлемых для применения CFD – расчетов взамен стендовых испытаний.

Ключевые слова: центробежный компрессор, проточная часть, отношение давлений, КПД, CFD – моделирование.

Ссылка при цитировании:

А.И. Боровков, И.Б. Войнов, А.Ф. Рекстин, Б.В. Бакаев. Моделирование характеристик двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 87–104. DOI: 10.18721/JEST.25207.

A.I. Borovkov¹, I.B. Voynov¹, A.F. Rekstin¹, B.V. Bakayev²

1 – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia
2 – Baltturbokom, St. Petersburg, Russia

MODELING OF CHARACTERISTICS OF TWO-STAGE CENTRIFUGAL GAS COMPRESSOR UNIT

The study presents the results of CFD calculations of for a flow part of a two-stage 16 MW pipeline compressor. The calculated characteristics of the pressure ratio, efficiency and work coefficient are compared with the characteristics measured at the manufacturer's air test rig. The calculations are

performed in two ways, without and with modeling the flow in the "impeller – stator" gaps. In the first case, friction losses of the outer surfaces of the impeller and leakage in labyrinth seals are not taken into account. The «STAGE» interface connects parameters of the flow at the impeller exit and vaneless diffuser inlet. This approach excludes the mixing of high- and low-energy flow zones in the diffusers from the calculation. The calculated characteristics are close in form to the experimental ones, but they are shifted to the area of higher flow rates, differ in efficiency and pressure ratios within the limits unacceptable for using CFD calculations instead of tests.

Keywords: centrifugal compressor, flow part, pressure ratio, efficiency, CFD calculation.

Citation:

A.I. Borovkov, I.B. Voynov, A.F. Rekstin, B.V. Bakaev, Modeling of characteristics of two-stage centrifugal gas compressor unit, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 87–104, DOI: 10.18721/JEST.25207.

Введение. Традиционный подход к CFD-расчету течений был заложен в конце XIX века в работах Рейнольдса, который предложил характеризовать пульсирующие гидродинамические величины их средними значениями. Во многих областях CFD – расчеты успешно применяются взамен физического эксперимента. Измерение газодинамических характеристик при заводских испытаниях центробежных компрессоров большой мощности стоят дорого и занимают время. CFD-расчеты центробежных компрессоров с различной степенью успешности применяются как отечественными, так и зарубежными специалистами [1–15]. Надежный CFD – расчет газодинамических характеристик позволил бы ограничиться при заводских испытаниях измерением параметров в одной – двух контрольных точках. Еще большее значение возможность корректного CFD – расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров имела бы в практике газодинамического проектирования.

Верификации CFD-расчетов посвящен ряд зарубежный работ. В работе [16] показан расчет малорасходной двузвенной компрессорной ступени. Расчет производился в программе ANSYS CFX, расчетная область состояла из входного патрубка с ВНА, рабочего колеса (РК) и безлопаточного диффузора (БЛД). Рассчитанный КПД превышает измеренный порядка на 11 % практически на всех режимах работы ступени. Измеренный коэффициент

внутреннего напора превышает рассчитанный на 8–14 %.

Продолжением расчетов в работе [16] можно считать результаты, опубликованные в [17]. Рассчитанные характеристика КПД смещена вправо в сторону больших расходов, при этом значения максимального КПД порядка 75 % достаточно точно совпадают как по расчету, так и по эксперименту. Рассчитанная характеристика отношения давлений лежит правее и ниже измеренной.

В работе [18] представлено сравнение расчетных и экспериментальных данных для двух модельных ступеней. Проводился анализ точности CFD-расчетов течения в лабиринтных уплотнениях основного и покрывающего диска, для чего рассматривались зазоры различного размера. Авторы использовали программу ANSYS CFX, модель турбулентности SST, расчетная сетка состояла из 2,45 млн ячеек.

Для всех объектов хорошо моделируется максимальный КПД, рассчитанные характеристики незначительно смещены в сторону меньших расходов по сравнению с измеренными, граница помпажа по расчету несколько ближе к расчетному режиму, по сравнению с экспериментом.

Различия между рассчитанными и измеренными коэффициентами теоретического напора порядка 1,5 % для малорасходной ступени, для среднерасходной ступени различия еще меньше.

Сравнение результатов моделирования центробежной компрессорной ступени в программах ANSYS CFX и NUMECA Fine/Turbo представлено в работе [19]. Объектами исследования являлись модельные ступени фирмы Howden CKD Compressors s.r.o [20]. Были проведены расчеты как с учетом лабиринтных уплотнений, так и без них. Наилучшие результаты дали расчеты в программе NUMECA Fine/Turbo с учетом зазоров при использовании модели турбулентности EARSM, точность моделирования максимального КПД порядка 1 %, зона работы ступени так же моделируется с приемлемой точностью. Расчет с зазорами в программе ANSYS CFX показал не удовлетворительное моделирование максимального КПД с погрешностью порядка 5 %. Расчеты показали существенное влияние выбора модели турбулентности на результаты расчетов, различия порядка 2 % для расчетного режима и режимов с большими расходами. Результаты расчетов показали, что увеличение густоты сетки на 20 % привело к более точному расчету КПД.

Работы [21, 22] продолжает сопоставление CFD-расчетов и экспериментов модельных ступеней фирмы Howden CKD Compressors s.r.o [20] для ступени с осерадиальным рабочим колесом (ОРК) при помощи программы NUMECA Fine/Turbo. Выявлено существенное смещение рассчитанных характеристик в сторону больших расходов (порядка на 10 %), при этом расчеты с моделью $k-\omega$ показывают плохое прогнозирование режима помпажа. Величина максимального КПД по расчету и эксперименту практически совпадает. Наилучшие результаты показала модель турбулентности EARSM.

В работе [23] представлены результаты проведения CFD-расчетов центробежных компрессорных ступеней при помощи программного комплекса фирмы General Electric. Точность полученных результатов достаточна для практического применения программы,

однако программа не доступна широкому кругу пользователей.

В целом, результаты расчетов различных авторов показывают значительную зависимость точности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней от применяемого CFD-пакета, модели турбулентности, густоты расчетной сетки и т. д.

Цель работы – проверить соответствие рассчитанных CFD – методом газодинамических характеристик двухступенчатой сменной проточной части (СПЧ) компрессора мощностью 16 МВт, характеристикам, измеренным при заводских испытаниях. По результатам проведенного исследования выработать рекомендации по постановке CFD-расчетов.

Расчетное исследование. Объект исследования

Исследуемая СПЧ для компрессора линейного газоперекачивающего агрегата мощностью 16 000 кВт имеет 2 ступени с рабочими колесами диаметром 800 мм и безлопаточные диффузоры, расчетное отношение давлений на газе 1,35. Рис. 1 дает представление о проточной части, которая включает входной патрубок, обратно-направляющий аппарат и выходную сборную камеру.

Экспериментальные характеристики

Для оценки результатов виртуального численного эксперимента по определению газодинамических характеристик двухступенчатого компрессора использовались данные, полученные в результате проведения тестовых испытаний (рис. 2). Измеренные характеристики, приведенные ниже, представлены в виде зависимостей безразмерных коэффициентов от массового расхода $\eta, \psi_1, \pi = f(\bar{m})$. Здесь:

отношение давлений:

$$\pi = \frac{P_K}{P_H}; \quad (1)$$

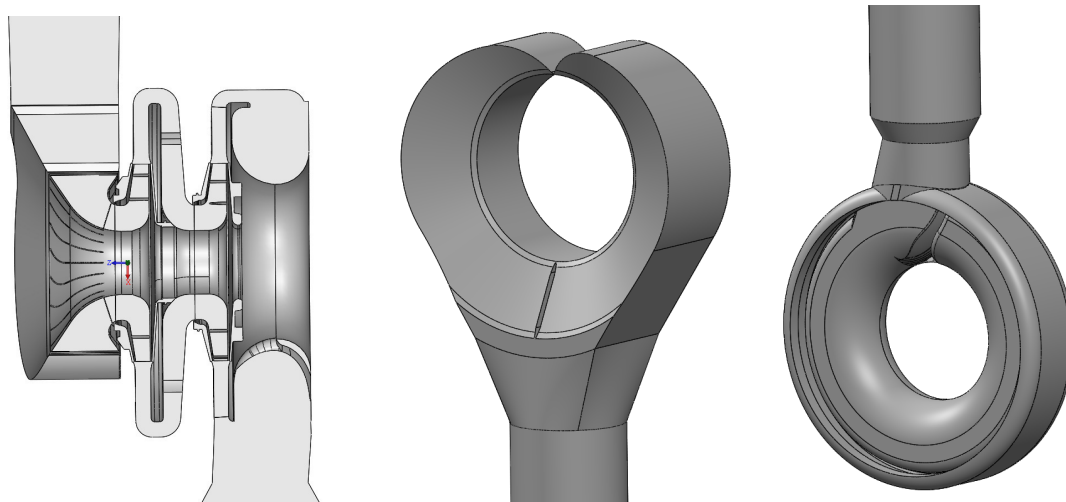


Рис. 1. Слева – меридиональное сечение проточной части СПЧ НЦ-16/76-1.35, в центре – твердотельная модель входного патрубка, справа – твердотельная модель выходной сборной камеры

Fig. 1. On the left – meridional cross section of the pipeline compressor flow part CC-16/76-1.35, in the center – solid model of the inlet nozzle, right-solid model of the exit nozzle

политропный КПД по статическим параметрам:

$$\eta = \frac{\ln\left(\frac{p_k}{p_n}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_k}{T_n}\right)}; \quad (2)$$

коэффициент внутреннего напора:

$$\psi_i = \frac{c_p(T_k^* - T_n^*)}{u_2^2}. \quad (3)$$

На рис. 2 результаты испытания представлены в графическом виде.

Экспериментальные точки аппроксимированы аналитическими зависимостями, с которыми ниже сопоставлены результаты виртуального исследования характеристик:

$$\pi = f(\bar{m}) = -0,015\bar{m}^2 + 0,1053\bar{m} + 1,2893; \quad (4)$$

$$\eta = f(\bar{m}) = -0,0188\bar{m}^2 + 0,214\bar{m} + 0,2401; \quad (5)$$

$$\psi_i = f(\bar{m}) = 1,9651 - 0,1642\bar{m}. \quad (6)$$

Отношение измеренных давлений определяется по формуле (1) и измеряется с небольшим

разбросом значений. В работе [24–26] приведены многочисленные результаты заводских испытаний, которые это подтверждают. Однако там есть данные двух испытаний со значительным разбросом значений отношения давлений. На рис. 2 значительный разброс точек есть при расходе больше 6,5 кг/с. Значительно отличаются отношения давлений испытаний № 1 и 3. Результаты испытаний № 2 и 3 достаточно хорошо соответствуют аппроксимирующей зависимости.

Измерение коэффициента внутреннего напора по повышению температуры газа чаще имеет значительную случайную погрешность. Линейной аппроксимирующей зависимости лучше всего соответствуют результаты испытания №2.

При всех четырех испытаниях разброс значений КПД большой, но аппроксимирующей зависимости, очевидно, можно доверять.

Обращает внимание необычно большой диапазон массового расхода. При реальной эксплуатации невозможна работа компрессора на режиме, соответствующем расходу менее 3,5 кг/с. На этом режиме достигается максимальное отношение давлений – это граница помпажа.

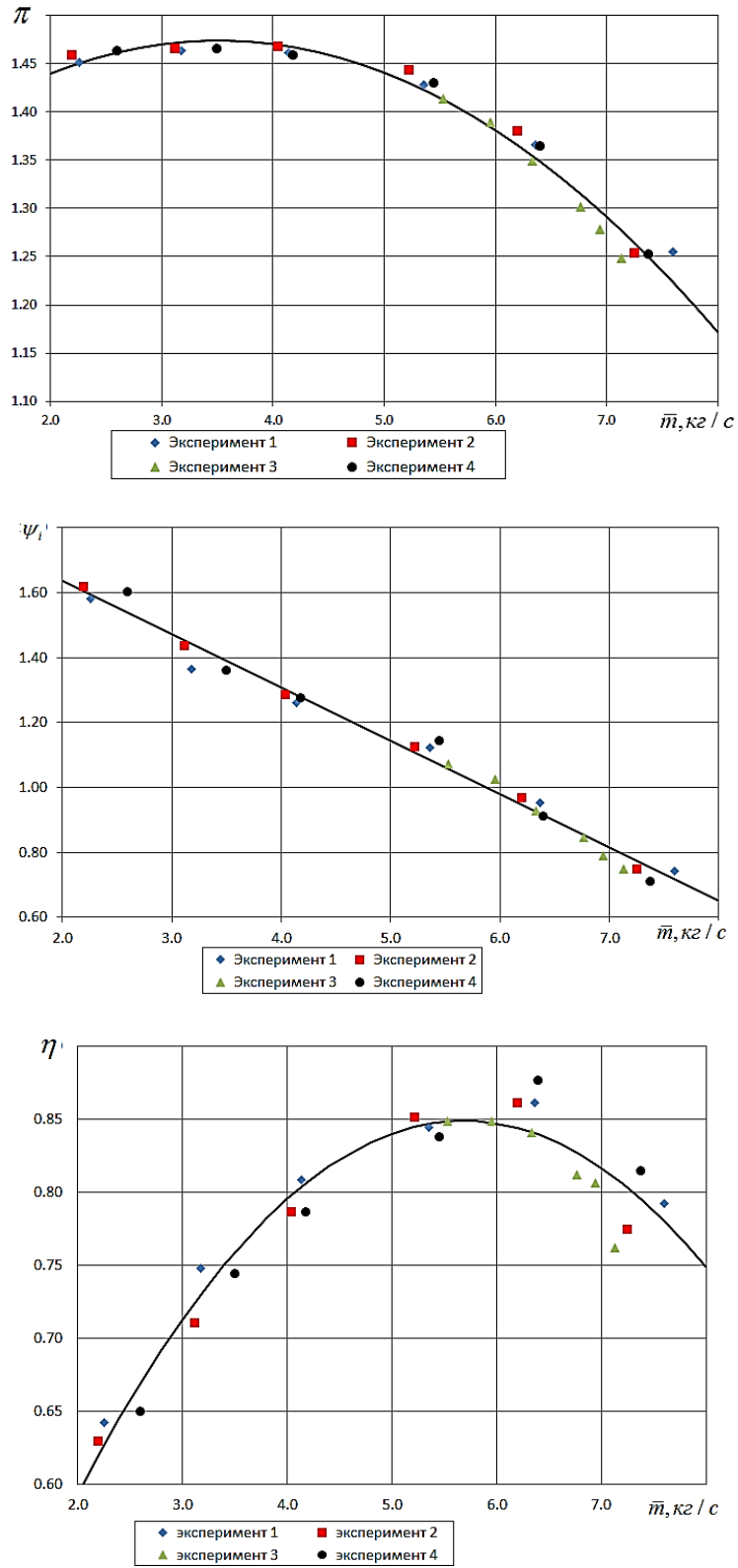


Рис. 2. Аппроксимация результатов экспериментальных исследований
 Fig. 2. Approximation of experimental results

Методика CFD -расчета

Авторами работы были проведены CFD–расчеты еще для двух объектов с измеренными газодинамическими характеристиками. Это была модельная ступень с полукрытым осерадиальным рабочим колесом, и модель в масштабе 1:2 одноступенчатого компрессора линейного газоперекачивающего агрегата (ГПА) мощностью 32 000 кВт. Были испытаны интерфейсы типа «STAGE», «Frozen Rotor», четыре модели турбулентности, сетки с разным числом элементов. В одном случае в твердотельную модель был включен зазор «корпус – покрывающий диск» (т. е. были учтены потери трения этого диска и протечки в его лабиринтном уплотнении). Один расчет был сделан с учетом периодической нестационарности. Более полное описание проточной части и рабочего процесса ведет к более качественному результату моделирования. Но во всех случаях наблюдалось значительное превышение рассчитанного теоретического напора и политропного напора вследствие этого. При расчете без учета нестационарности характеристики смещались в сторону большего расхода. Такие результаты моделирования не позволяют применять CFD–расчеты ступеней и компрессоров для целей газодинамического проектирования.

Объект настоящего исследования – двухступенчатый компрессор – ранее авторами не моделировался. Его проточная часть более сложный объект для построения твердотельной модели. Было принято решение на данном этапе провести расчет в стационарной постановке и применить простейший интерфейс «STAGE», с осреднением потока на входе из рабочего колеса. При выполнении численного моделирования была выбрана SST модель турбулентности. Расчеты выполнены с помощью программы ANSYS/CFX. В расчете участвует полная проточная часть со всеми межлопаточными каналами. Это необходимо в связи с неосесимметричностью проточной части компрессора, конкретно – входного и выходного устройства.

При использовании CFD-расчетов в исследовательских целях часто не моделируется течение в зазорах «рабочее колесо – корпус». При этом из рассмотрения исключается процесс трения наружных поверхностей дисков. Трение

дисков дополнительно передает газу механическую энергию двигателя. Через лабиринтные уплотнения покрывающего диска и вала протекает некоторое количество газа. Протечки через лабиринтные уплотнения и трение дисков снижает КПД. Тем не менее, в работах [27–31] показано, что расчеты в упрощенной постановке дают хорошие результаты по оценке максимального КПД центробежных ступеней. Это оправдывает практику расчетов без моделирования течения в зазорах. С другой стороны, автор работы [23] настаивает, что для корректного моделирования характеристик в целом следует рассчитывать течение в зазорах. Для прояснения вопроса характеристики СПЧ рассчитаны с учетом и без учета течения в зазорах.

При построении расчетной модели использовались структурированная схема с гексагональными элементами для рабочих колес, диффузора и обратно-направляющего аппарата (ОНА) и неструктурированная гибридная сетка для входного и выходного устройств. 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 10–50 мкм. Коэффициент увеличения размера 1.2–1.5. Общее количество расчетных ячеек составило 39 200 000. Разработанная сеточная модель проточной части компрессора представлена на рис. 3.

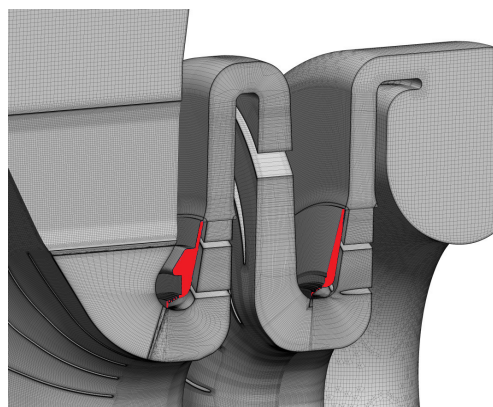


Рис. 3. Разрез сеточной расчетной модели модельного компрессора с учетом лабиринтных уплотнений

Fig. 3. Computational grid of the inlet nozzle and exit nozzle

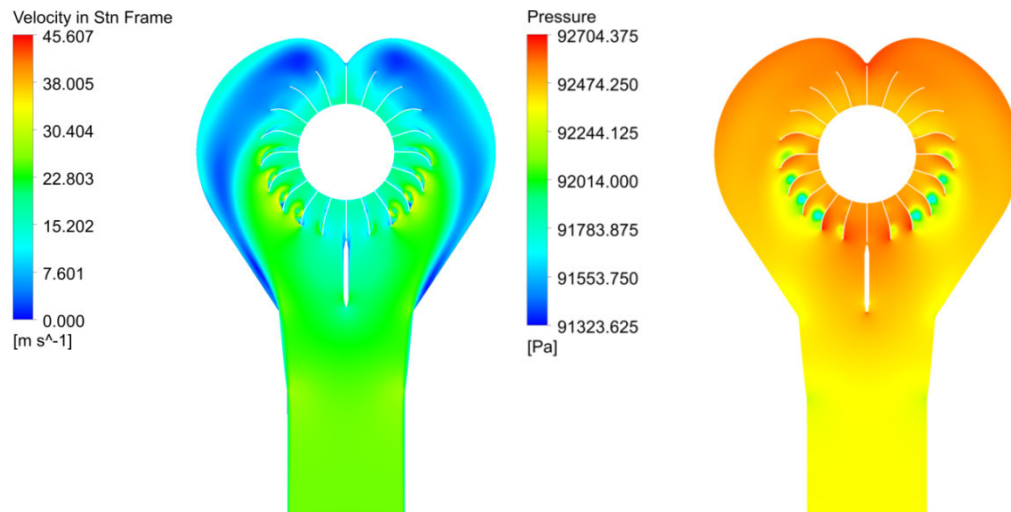


Рис. 4. Поле скоростей (слева) и статических давлений (справа) во входном патрубке
Fig. 4. Velocity field (left) and static pressure field (right) in inlet nozzle

При моделировании течения в зазорах «РК – корпус» в расчетную сетку добавлялись элементы, определяющих лабиринтные уплотнения (показаны на рис. 3 красным). Количество расчетных ячеек в модели при этом увеличилось на 15 млн.

Особенности структуры течения

Наиболее интересные особенности течения связаны с неосесимметричностью проточной части. Информация о структуре течения представлена для режима максимального КПД с расходом 5,35 кг/с на средних по высоте каналов сечениях проточной части.

Поле скоростей потока во входном патрубке демонстрирует рис. 4. Застойная зона (синий цвет) показывает развитие отрыва потока на переходе из радиальной трубы в спиральную камеру. Локальные желтые зоны указывают на ударное обтекание направляющих лопаток. Вместе с тем, окружная неравномерность поля скоростей на выходе из входного патрубка – на входе в рабочее колесо 1-й ступени – небольшая. Но статическое давление заметно меньше в области, противоположной подводящей радиальной трубе. Это демонстрация потерь давления в спиральной части входного патрубка.

Рис. 5 демонстрирует структуру потока в выходной сборной камере.

Выходное устройство центробежного компрессора создает окружную неравномерность. Такая неравномерность при больших давлениях газа приводит к большой аэродинамической силе, действующей на ротор в радиальном направлении. Известны случаи поломок. Часто применяющиеся в компрессорах для газовой промышленности магнитные подшипники не выдерживают большую радиальную нагрузку. Явно невыгодная аэродинамическая на расчетном режиме форма сборной камеры в виде тороида обеспечивает меньшую радиальную нагрузку на нерасчетных режимах по сравнению с аэродинамически более совершенной улиткой и поэтому находит применение [32].

Течение в осесимметричных элементах проточной части также заслуживает внимания. На рис. 6 показано поле скоростей и давлений в лопаточных каналах обратно направляющего аппарата.

В [33] рекомендовано выполнять лопатки ОНА с положительным углом атаки +(4–5) градусов на расчетном режиме. Обтекание лопаток в соответствии с этой рекомендацией показывают зоны отрыва – синий цвет на рис. 6 слева.

Не ясна причина разного характера обтекания лопаток рабочих колес 1-й и 2-й ступеней – рис. 7.

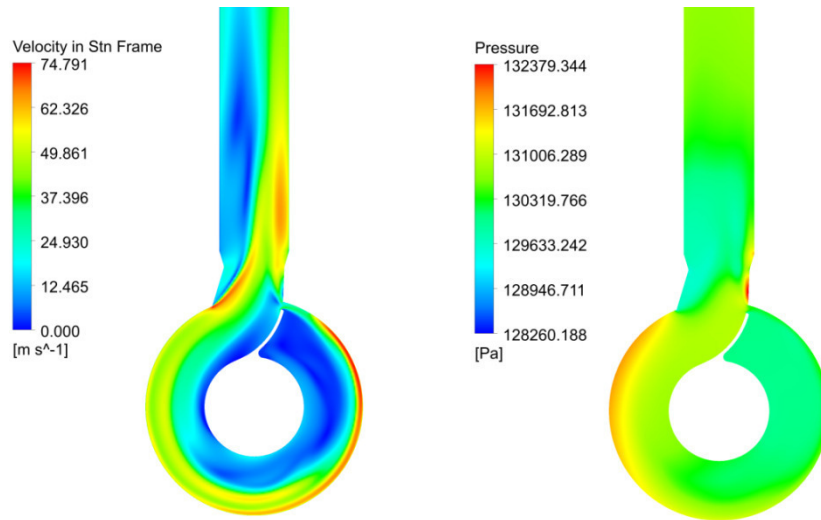


Рис. 5. Поле скоростей (слева) и статических давлений (справа) в выходной сборной камере
 Fig. 5. Velocity field (left) and static pressures (right) in the exit nozzle

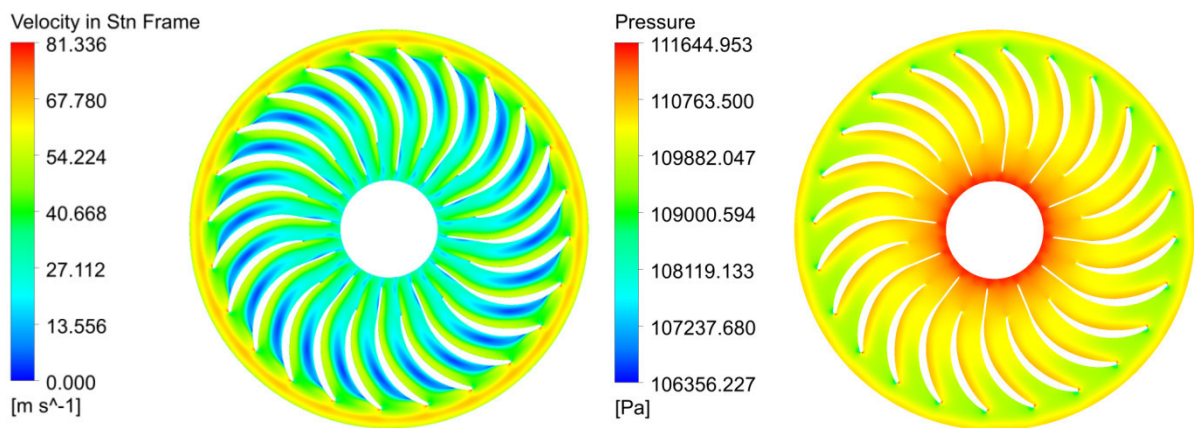


Рис. 6. Поле скоростей (слева) и статических давлений (справа) в ОНА
 Fig. 6. Velocity field (left) and static pressures (right) in return channel

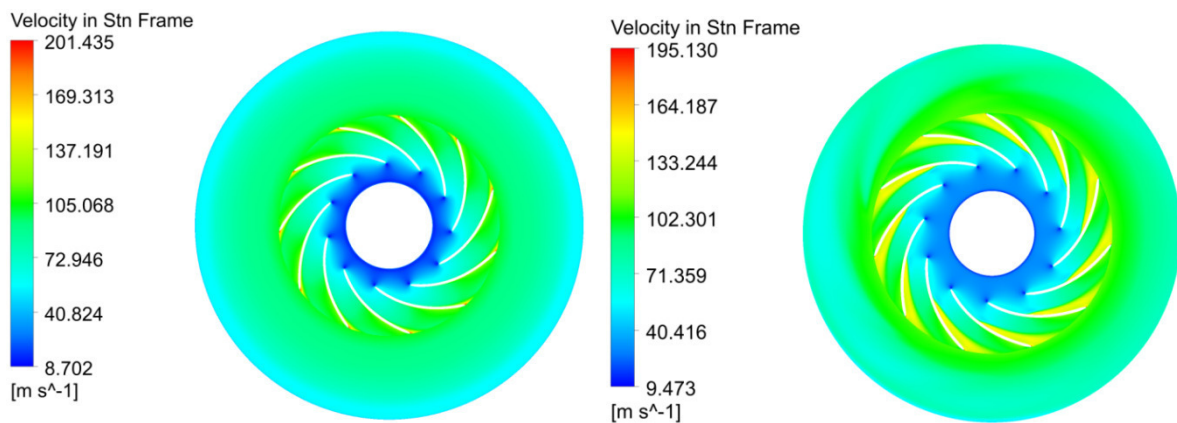


Рис. 7. Поле абсолютных скоростей в лопаточных аппаратах.
 Слева – РК 1-й ступени. Справа – РК 2-й ступени
 Fig. 7. The field of absolute velocities in the blade rows.
 On the left – 1-st stage impeller. On the right – 2-nd stage impeller

Известно, что рабочие колеса СПЧ НЦ-16/76-1,35 спроектированы Методом универсального моделирования [34] с контролем замедления потока на задней поверхности лопаток для предотвращения или минимизации отрыва потока. У низконапорных РК, как у СПЧ НЦ-16/76-1,35, на расчетном режиме отрыва можно избежать [32]. Структура потока в РК 1-й ступени равномерная. Очевидно, там отрыва нет. Лопаточный аппарат РК 2-й ступени аналогичен аппарату РК 1-й ступени. В нем на задней поверхности появляются и развиваются к выходу из колеса зоны высоких абсолютных скоростей. Это зоны отрыва относительной скорости. В абсолютном движении это зоны большой скорости. Остановившийся в относительном движении поток в абсолютной системе координат имеет скорость вращения колеса. Причина появления отрыва в РК 2-й ступени требует дополнительного исследования.

Результаты моделирования газодинамических характеристик. Сопоставление двух способов моделирования

При инженерных расчетах центробежных компрессоров существует практика отдельного рассмотрения движения газа по проточной части и в зазорах «рабочее колесо – корпус». В проточной части механическая энергия передается газу лопатками рабочего колеса. Ее удельная величина – механическая энергия, отнесенная к единице массы газа – называется теоретическим напором h_T . Согласно основному уравнению турбомашин теоретический напор и соответствующий безразмерный коэффициент связаны с окружной скоростью и с окружной проекцией абсолютной скорости:

$$h_T = c_{u2} \psi u_2, \quad \psi_T = h_T / u_2^2 = c_{u2} / u_2. \quad (7)$$

К теоретическому напору добавляется работа трения дисков и работа, связанная с протечкой газа через лабиринтное уплотнение покрывающего диска. Суммарная работа – внутренний напор. Коэффициент внутреннего напора связан с коэффициентом теоретиче-

ского напора через безразмерные коэффициенты дискового трения и протечек [35]:

$$\psi_i = \psi_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (8)$$

В инженерных расчетах используется так называемый гидравлический КПД, не учитывающий течение газа в зазорах «рабочее колесо – корпус». Он связан с политропным КПД через коэффициенты дискового трения и протечек:

$$\eta_r = \eta / (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (9)$$

При CFD-расчетах без учета зазоров определяются коэффициент теоретического напора и гидравлический КПД. При расчетах с течением в зазорах определяются коэффициент внутреннего напора и политропный КПД. Различие следует иметь в виду при сравнении результатов расчетов.

На рис. 8–10 сопоставлены рассчитанные газодинамические характеристики с учетом и без учета течения в зазорах.

Выпадение точек при CFD-расчете может быть связано с погрешностью итерационного процесса. Неясно, случайно или нет, но в пределах расхода 5,2–7,6 кг/с при обоих расчетах точки выпадают в одинаковом направлении.

Политропный КПД должен быть меньше гидравлического. Так и протекают рассчитанные характеристики обоих КПД. При одномерном анализе коэффициенты потерь $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ рассчитываются по эмпирическим формулам. В Методом универсального моделирования [36] используются хорошо проверенные формулы. Для приближенного анализа представим эти формулы в упрощенном виде:

$$\beta_{тр} + \beta_{пр} = \frac{0,0008}{\Phi \cdot \psi_T}. \quad (10)$$

По этой формуле гидравлический КПД при оптимальном расходе порядка 6,3 кг/с должен быть больше на 3 %, а по CFD-расчету разница менее 1 %. При близком к границе помпажа расходе порядка 4,1 кг/с гидравлический КПД должен быть больше на 4 %, что примерно соответствует CFD-расчету.

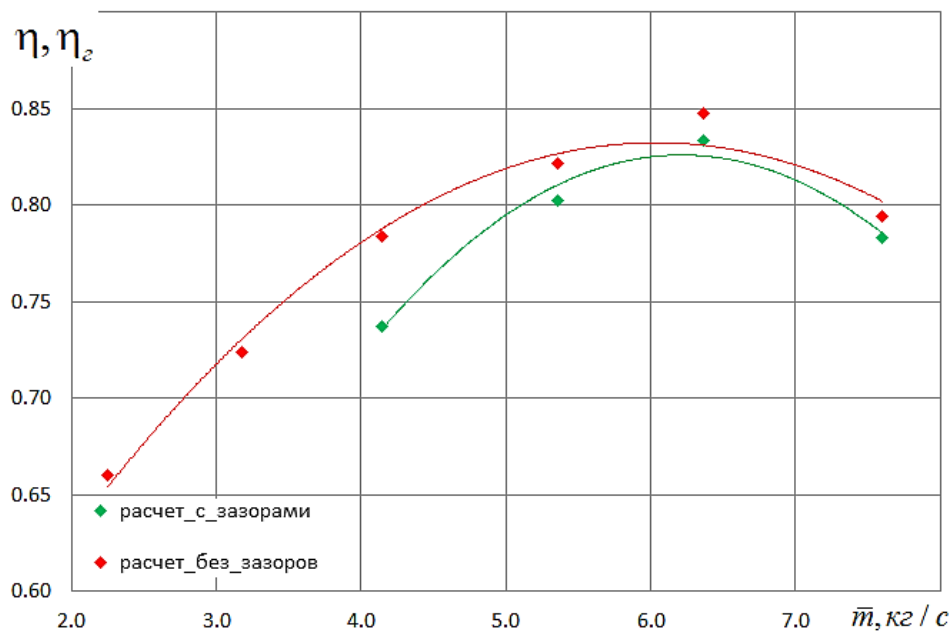


Рис. 8. CFD-расчет характеристики КПД СПЧ НЦ-16/76-1.35

Fig. 8. CFD-calculation of efficiency characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

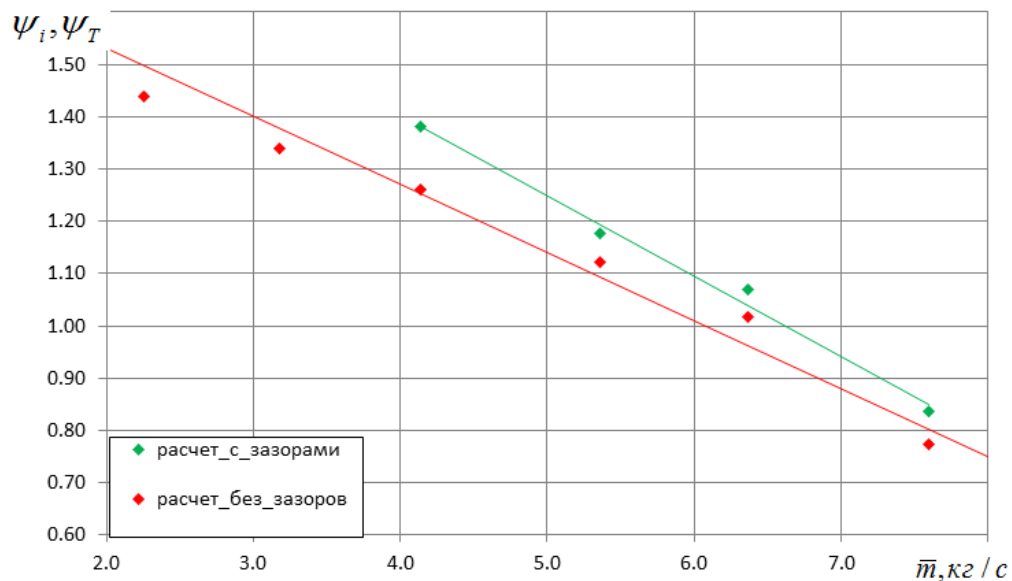


Рис. 9. CFD-расчет характеристик коэффициентов внутреннего и теоретического напоров СПЧ НЦ-16/76-1.35

Fig. 9. CFD-calculation of loading factor and work coefficient characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

Характеристики коэффициентов внутреннего и теоретического напоров сопоставлены на рис. 9.

При заметном разбросе точек, особенно при расчете без учета зазоров, характеристики линейные, что соответствует экспериментам

[25, 35, 37, 38], в том числе, испытанию СПЧ НЦ-16/76-1.35 (ниже на рис. 11). Характеристика коэффициента внутреннего напора закономерно расположена выше характеристики коэффициента теоретического напора. Согласно формулам (8) и (11) при расходах 6,3 и 4,1 кг/с коэффициент теоретического напора должен быть меньше на 3 и 4 % соответственно. По CFD-расчету разница составляет 7,5 и 10 %. Очевидно, влияние течения в зазорах при CFD-расчетах не ограничивается суммированием потерь, но влияет на моделирование течения в проточной части.

Расчитанные при двух способах моделирования характеристики отношения давлений сопоставлены на рис. 10.

При одномерном анализе учет течения в зазорах должен приводить к смещению зеленой характеристики влево по отношению к красной. Но из-за того, что коэффициент напора значительно больше при расчете с учетом течения в зазорах, характеристика отношения давлений лежит правее и выше.

Обсуждение результатов. Сопоставление измеренных и рассчитанных характеристик

На рис. 11 измеренные характеристики сопоставлены с результатами CFD-расчета. Хотя сопоставлять политропный и гидравлический КПД, теоретический и внутренний коэффициенты напора не вполне корректно, на графиках представлены оба варианта расчетов.

Положительный результат проведенных расчетов в том, что характеристики СПЧ НЦ-16/76-1,35 рассчитаны во всем диапазоне расходов, а не только при больших расходах, как это было при моделировании модельной ступени и одноступенчатого компрессора. В отличие от СПЧ, в обоих этих случаях поток на входе в рабочие колеса был равномерным.

Расчитанная с учетом зазоров характеристика коэффициента внутреннего напора проходит почти параллельно с измеренной характеристикой. Но рассчитанный коэффициент внутреннего напора больше примерно на 10 %. Это характерно для всех ранее выполненных сопоставлений.

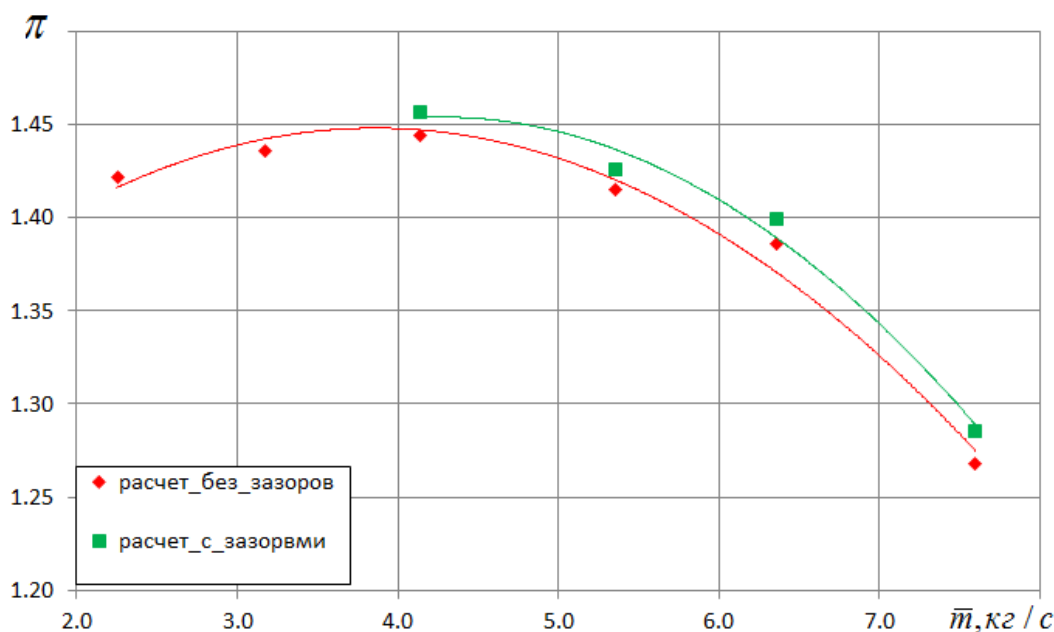


Рис. 10. CFD-расчет характеристик отношения давлений СПЧ НЦ-16/76-1.35

Fig. 10. CFD-calculation of the pressure ratio characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

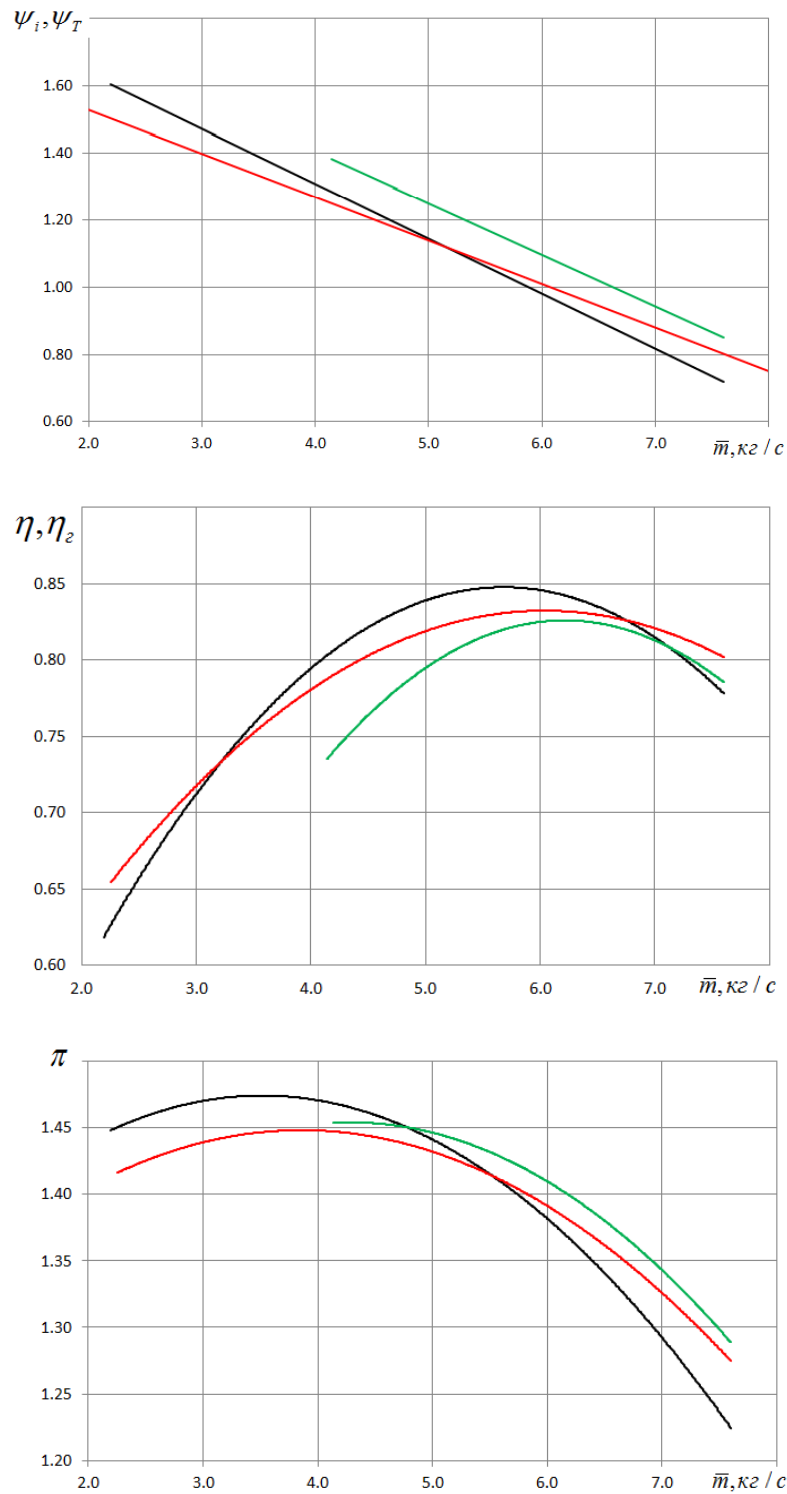


Рис. 11. Измеренные и рассчитанные характеристики СПЧ НЦ-16/76-1.35

Черный – измеренные характеристики, красный – расчет без учета зазоров, зеленый – расчет с учетом зазоров

Fig. 11. Measured and calculated characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

Black – measured characteristics, red – calculation without gaps, green – calculated with gaps



Рассчитанный с учетом зазоров максимальный КПД ниже измеренного на 2,5 %. В практически важном диапазоне расходов влево от оптимального расхода 5,35 кг/с измеренное отношение давлений много больше рассчитанного.

Видимо, рассчитанные потери напора больше реальных. Следует полагать, что КПД сменной проточной части измерен корректно, а его рассчитанная величина занижена.

Рассчитанная с учетом зазоров «рабочее колесо – корпус» характеристика отношения давлений смещена вправо. Это результат завышенной величины коэффициента напора. Рассчитанная нагрузка лопаток (разность давлений на передней и задней поверхностях) больше действительной нагрузки. Это приводит к усилению перестройки потока на входе в лопаточный аппарат, смещающей характеристики в сторону большего расхода [32]. Из-за пониженного КПД максимальное отношение давлений по расчету заметно меньше измеренного – несмотря на более высокий рассчитанный коэффициент напора. Это доказательство некорректного расчета КПД.

Характеристики, рассчитанные без учета зазоров «рабочее колесо – корпус» ближе к измеренным характеристикам. Но использовать это обстоятельство как рекомендацию по методике моделирования вряд ли возможно. В целом полученное отличие рассчитанной величины отношения давлений выходит за пределы, приемлемые для применения CFD – расчетов взамен стендовых испытаний.

Заключение

При моделировании газодинамических характеристик двухступенчатого компрессора СПЧ НЦ-16/76-1,35 получено существенное приближение к результатам испытания. Ранее при упрощенном моделировании с применением интерфейса «STAGE» не удавалось смоделировать характеристики при расходах меньше расчетного расхода. Существенно

сближены напорные характеристики. При расчете завышенные потери давления в проточной части ведут к тому, что рассчитанное отношение давлений меньше измеренного. Авторы надеются добиться дальнейшего прогресса CFD – моделирования центробежных компрессоров. В первую очередь следует решить вопрос корректного расчета коэффициента внутреннего напора. Это приблизит оптимальный режим по расчету к действительному оптимальному режиму. После этого можно будет более обоснованно решать проблему уточнения расчета потерянного напора.

Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165).

Примечание

Условные обозначения:

c_u – окружная составляющая скорости; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; k – показатель изоэнтропы; \bar{m} – массовый расход; p – давление; T – температура; u – окружная скорость; $\beta_{пр}$ – коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; $\beta_{тр}$ – коэффициент дискового трения; Φ – условный коэффициент расхода; η – коэффициент полезного действия; Ψ_T – коэффициент теоретического напора; Ψ_i – коэффициент внутреннего напора; π – отношение давлений; h_T – теоретический напор;

Подстрочные индексы:

0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; г – гидравлический; к – конечное; н – начальное; u – проекция скорости на окружное направление.

Надстрочные индексы

* – относится к полным параметрам (параметры торможения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Prasad V.V., Kumar M.L., Reddy B.M.** Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD // *Science Insights: An International Journal*. 2011. No. 1(1). P. 6–10.
- [2] **Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D., Clunet F.** CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range // *EPJ Web of Conferences*. 2013. Vol. 45. DOI: 10.1051/epjconf/20134501059.
- [3] **Marechale R.б Ji Min, Cave M.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778*.
- [4] **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors // *Journal of Turbomachinery* January. 2015. Vol. 137 / 011007-1. DOI: 10.1115/1.4028247
- [5] **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15–19, 2015, Montréal, Canada*.
- [6] **Elfert M., Weber A., Wittrock D., Peters A., Voss C., Nicke E.** Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13–17, 2016, Seoul, South Korea GT2016-56546*.
- [7] **Xinqian Z., Meijie Z.** Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 131. P. 933–946.
- [8] **Shahin I., Gadala M., Alqaradawi M., Badr O.** Unsteady CFD simulation for high speed centrifugal compressor operating near surge // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany GT2014-27336*.
- [9] **Meduri U.K., Selvam K., Nawrocki G.** CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada*.
- [10] **Kosprdova J., Oldřich J.** The Development of Centrifugal Turbo Compressor Stage Using CFD in the 20th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, September 29 October 1. 2008. URL: <https://ru.scribd.com/document/45780046/000000194-f> (дата обращения: 25.06.2018).
- [11] **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. URL: http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (дата обращения: 25.06.2018).
- [12] **Маренина Л.Н.** CFD-моделирование и анализ характеристик неподвижных элементов проточной части центробежной компрессорной ступени // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2016. – № 3. – С. 27–35
- [13] **Гамбургер Д.М.** Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [текст] // *Дис... канд. техн. наук. – СПбГПУ. – 2009. – С. 190*
- [14] **Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А.** Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 1. // *Компрессорная техника и пневматика*. 2014. № 3. С. 35–41.
- [15] **Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А.** Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 2 // *Компрессорная техника и пневматика*. 2014. № 4. С. 15–21.
- [16] **Kabalyk K., Kryłowicz W.** Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*. 2016. No. 131. P. 41–53.
- [17] **Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr.Z.** Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbo-compressor Modernization // *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.

- [18] **Marechale R., Ji Min, Cave M.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.
- [19] **Matas R., Syka T., Lunacek O.** Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades // EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143, 02073 (2017) DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; November 15–18, 2016.
- [20] **Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R.** The design of a family of process compressor stages // Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134.
- [21] **Matas R., Syka T., Hurda L.** Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics // EPJ Web of Conferences 180, 02060 (2018). URL: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060> EFM 2017
- [22] **Syka T., Matas R., Luňáček O.** Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage // AIP Conference Proceedings 1745, 020059 (2016). DOI: 10.1063/1.4953753
- [23] **Guidotti E.** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesis – Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.
- [24] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В.** К обсуждению методов заводских испытаний газовых центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 2. С. 12–17.
- [25] **Солдатова К.В.** Верификация новой версии модели потерь напора Метода универсального моделирования по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 7. С. 1–25.
- [26] **Солдатова К.В.** Банк данных модельных ступеней, с характеристиками, рассчитанными по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 8. С. 20–24.
- [27] **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Уточнение алгоритма расчета параметров потока в центробежной компрессорной ступени. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2010. № 4 (110). С. 150–157.
- [28] **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** О применении и расчете КПД проточной части турбокомпрессора. Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 8. С. 18–24.
- [29] **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2014. № 3(202). С. 45–53.
- [30] **Galerkin Y., Drozdov A., Soldatova K.** Centrifugal compressor efficiency types and rational application. Conference № Compressors and their Systems № – London. – 2013. – p. 533 – 542.
- [31] **Galerkin Y., Drozdov A.** New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design // 22nd International Compressor Engineering Conference – West Lafayette. 2014. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icesc/2275> (дата обращения: 26.07.2018).
- [32] **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во КХТ, 2010. 650 с.
- [33] **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. 1982. 271 с.
- [34] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А.** Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями // 17 Междунар. науч.-техн. конф. Казань, 2017. Май. С. 19–29.
- [35] **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
- [36] **Солдатова К.В.** Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию : дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГПУ, 2007. 180 с.
- [37] **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Принципы моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 1. С. 24–34.
- [38] **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами // Научно-технические ведомости. 2014. № 3. С. 45–54.

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

РЕКСТИН Алексей Феликсович – кандидат технических наук заместитель заведующего НИИ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

БАКАЕВ Борис Владимирович – генеральный директор ООО «Балттурбоком»

E-mail: baltcompressor@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 16.08.2018

REFERENCES

- [1] V.V. Prasad, J.L. Kumar, B.M. Reddy, Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD, Science Insights: An International Journal, 1 (1) (2011) 6–10.
- [2] P. Le Sausse, P. Fabrie, D. Arnou, F. Clunet, CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range, EPJ Web of Conferences, 45 (2013). DOI: 10.1051/epjconf/20134501059
- [3] R. Marechale, Min Ji, M. Cave, Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.
- [4] P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early, Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors, Journal of Turbomachinery, 137 (2015) 011007-1. DOI: 10.1115/1.4028247
- [5] P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early, Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15–19, 2015, Montréal, Canada.
- [6] M. Elfert, A. Weber, D. Wittrock, A. Peters, C. Voss, E. Nicke, Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13–17, 2016, Seoul, South Korea GT2016-56546.
- [7] Z. Xinqian, Z. Meijie Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors, Applied Thermal Engineering, 131 (2018) 933–946.
- [8] I. Shahin, M. Gadala, M. Alqaradawi, O. Badr, Unsteady CFD simulation for high speed centrifugal compressor operating near surge // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany GT2014-27336.
- [9] U.K. Meduri, K. Selvam, G. Nawrocki, CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada.
- [10] J. Kosprdova, J. Oldřich, The Development of Centrifugal Turbo Compressor Stage Using CFD in the 20th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, September 29 October 1. 2008. URL: <https://ru.scribd.com/document/45780046/000000194-f> (accessed June 25, 2018).
- [11] A. Startsev, Yu. Fokin, Eu. Steshakov, 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. URL: http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (accessed June 25, 2018).
- [12] **L.N. Marenina**, CFD-modelirovaniye i analiz kharakteristik nepodviznykh elementov protochnoy chasti tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 3 (2016) 27–35
- [13] **D.M. Gamburger**, Chislennoye modelirovaniye techeniya vyzkogo gaza v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni: metodika i rezultaty : dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb.: SPbGPU, 2009.
- [14] **Yu.B. Galerkin, O.A. Solovyeva**, Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitelnykh eksperimentov. Ch. 1, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 3 (2014) 35–41.
- [15] **Yu.B. Galerkin, O.A. Solovyeva**, Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitelnykh eksperimentov. Ch. 2, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 4 (2014) 15–21.
- [16] **K. Kabalyk, W. Kryłowicz**, Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient, *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, 131 (2016) 41–53.
- [17] **W. Kryłowicz, P. Świder, Z. Kozanecki, K. Kabalyk, Jr.Z. Kozanecki**, Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization, 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
- [18] **R. Marechale, Min Ji, M. Cave**, Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778*.
- [19] **R. Matas, T. Syka, O. Lunacek**, Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades, *EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143, 02073 (2017) DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; November 15–18, 2016*.
- [20] **H. Hazby, M. Casey, C. Robinson, R. Spataro**, The design of a family of process compressor stages, *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134*.
- [21] **R. Matas, T. Syka, L. Hurda** Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics, *EPJ Web of Conferences 180, 02060 (2018) https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060 EFM 2017*
- [22] **T. Syka, R. Matas, O. Luňáček**, Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage, *AIP Conference Proceedings 1745, 020059 (2016). DOI: 10.1063/1.4953753*
- [23] **E. Guidotti**, Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesis – Università degli Studi di Bologna, 2014.
- [24] **Yu.B. Galerkin, A.F. Reksin, K.V. Soldatova, K. obsuzhdeniyu metodov zavodskikh ispytaniy gazovykh tsentrobezhnykh kompressorov, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika, 2 (2016) 12–17.**
- [25] **K.V. Soldatova**, Verifikatsiya novoy versii modeli poter napora Metoda universalnogo modelirovaniya po rezultatam zavodskikh ispytaniy tsentrobezhnykh kompressorov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 7 (2016) 1–25.
- [26] **K.V. Soldatova**, Bank dannykh modelnykh stupeney, s kharakteristikami, rasschitannymi po rezultatam zavodskikh ispytaniy tsentrobezhnykh kompressorov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 8 (2016) 20–24.
- [27] **Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov**, Utochneniye algoritma rascheta parametrov potoka v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni, *Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*, 4 (110) (2010) 150–157.
- [28] **Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov**, O primeneni i raschete KPD protochnoy chasti turbokompressora, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 8 (2011) 18–24.
- [29] **Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov**, Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s oseradialnymi rabochimi, *Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*, 3 (202) (2014) 45–53.
- [30] **Y. Galerkin, A. Drozdov, K. Soldatova**, Centrifugal compressor efficiency types and rational application, *Conference «Compressors and their Systems». London, (2013) 533–542*.

- [31] **Y. Galerkin, A. Drozdov**, New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design. – 22nd International Compressor Engineering Conference – West Lafayette. – 2014. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2275> (accessed July 26, 2018).
- [32] **Yu.B. Galerkin**, Turbokompressory. SPb.: Izd-vo KKhT, 2010.
- [33] **K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin**, Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982.
- [34] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov, Yu.A. Popov**, Razvitiye nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya LPI-SPbPU Petra Velikogo, rezultaty sotrudnichestva s kompressorostroytel'yami, 17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya. Kazan, 2017. May, 19–29.
- [35] **V.F. Ris**, Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1981.
- [36] **K.V. Soldatova**, Analiz dvizheniya gaza v zazore «pokryvayushchiy disk-korpus» tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni chislennymi metodami i rekomendatsii po proyektirovaniyu: dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb.: SPbGPU, 2007.
- [37] **Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova**, Printsipy modelirovaniya napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo rabocheho koleasa, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. 1 (2016) 24–34.
- [38] **Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov**, Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s oseradialnymi rabochimi kolesami, Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti, 3 (2014) 45–54.

THE AUTHORS

BOROVKOV Aleksei I. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru

VOYNOV Irogr B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: voinov@compmechlab.com

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

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

BAKAEV Boris V. – *Baltturbokom*

E-mail: baltcompressor@gmail.com

Received: 16.08.2018