



DOI: 10.18721/JEST.240313
УДК 621.515

*А.И. Боровков, И.Б. Войнов, М.А. Никитин,
Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов*

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

В работе представлены результаты CFD-расчетов модели одноступенчатого компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт. Рассчитанные характеристики КПД и коэффициента напора сопоставлены с характеристиками, измеренными на стенде заказчика проекта. Сравнительные расчеты сделаны при трех интерфейсах сопряжения параметров потока во вращающемся рабочем колесе и неподвижном диффузоре. Два из этих интерфейсов трактуют течение как стационарное. Третий интерфейс представляет характеристики с учетом периодической нестационарности. Сопоставлены четыре модели турбулентности и результаты расчетов геометрических моделей с отличающимся вдвое количеством ячеек. В одном из вариантов расчета в геометрическую модель включен зазор между корпусом и покрывающим диском рабочего колеса. Учет нестационарности и течения в зазоре приближает рассчитанные характеристики к измеренным.

Ключевые слова: CFD-расчет, центробежный компрессор, радиальное рабочее колесо, КПД, коэффициент теоретического напора, модель турбулентности.

Ссылка при цитировании:

А.И. Боровков, И.Б. Войнов, М.А. Никитин, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов. Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313.

*A.I. Borovkov, I.B. Voynov, M.A. Nikitin,
Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

PERFORMANCE MODELING FOR A SINGLE-STAGE PIPELINE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The object of CFD calculations is a 1:2 model of a 32 MW single-stage pipeline compressor. The calculated efficiency and pressure coefficient characteristics are compared with the characteristics measured at the test rig of the design's ordering customer. Comparative calculations are made for three interfaces coupling the flow parameters of the rotating impeller to those of the stationary diffuser. Two of the interfaces treat the flow as steady. The third interface represents the performance characteristics taking into account the periodic unsteadiness. Four turbulence models are compared. The calculations of geometric models with the number of cells differing by two times are compared. The geometric model in one of the calculation variants includes a gap between the body and the shroud of the impeller. The calculation with the unsteady state and flow in the gap between the body and the gap taken into account leads to better agreement between the calculated and measured characteristics. The results of modeling are not satisfactory anyway

Keywords: CFD calculation, centrifugal compressor, radial impeller, efficiency, theoretical pressure coefficient, turbulence model.

Citation:

A.I. Borovkov, I.B. Voynov, M.A. Nikitin, Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov, Performance modeling for a single-stage pipeline centrifugal compressor, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 153–175, DOI: 10.18721/JEST.240313.

Цель работы

Важность корректного численного моделирования характеристик центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики очевидна, поскольку окончательную доводку проточной части проектируемого компрессора можно сделать быстро и надежно. CFD-расчеты широко применяются как в отечественной, так и в зарубежной практике [1–10]. Цель представляемой работы заключается в поиске методики CFD, обеспечивающей корректность моделирования характеристик центробежного компрессора.

Объект исследования

В СПбПУ Петра Великого научной группой профессора Ю.Б. Галеркина по заданию индустриального партнера был разработан газодинамический проект центробежного компрессора для газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт [15–17]. Это наибольшая мощность для газоперекачивающих агрегатов наземных газопроводов.

Отношение давлений компрессоров ГПА небольшое, обычно 1,3–1,45. Но из-за недостаточного числа оборотов приводных газовых турбин обычно компрессоры имеют две последовательные ступени сжатия. Проект ком-

прессора 32 МВт выполнен для работы с наиболее современной высокооборотной газовой турбиной, что позволило применить одну ступень. Рис. 1 дает представление о компрессоре по обычной схеме и о компрессоре, являющемся предметом изучения представляемой работы.

По проектам научной группы профессора Ю.Б. Галеркина, выполненным Методом универсального моделирования, индустриальные партнеры, как правило, строят компрессоры без экспериментальной проверки, которая была обязательна в прошлом. Так с середины 1990-х годов по нескольким десяткам проектов построено и успешно работают более 400 компрессоров с единичной мощностью до 25 МВт, их общая установленная мощность – порядка 5 000 000 кВт. Но проект компрессора 32 МВт настолько ответственен и в чем-то необычен, что индустриальный партнер специально построил и испытал модель этого компрессора [15]. Характеристики модели компрессора, рассчитанные CFD-методами, сопоставлены с результатами экспериментов индустриального партнера. Обратим внимание на огромную энергоемкость компрессора. Для вращения его единственного рабочего колеса диаметром 1,065 м требуется мощность 32 000 кВт.

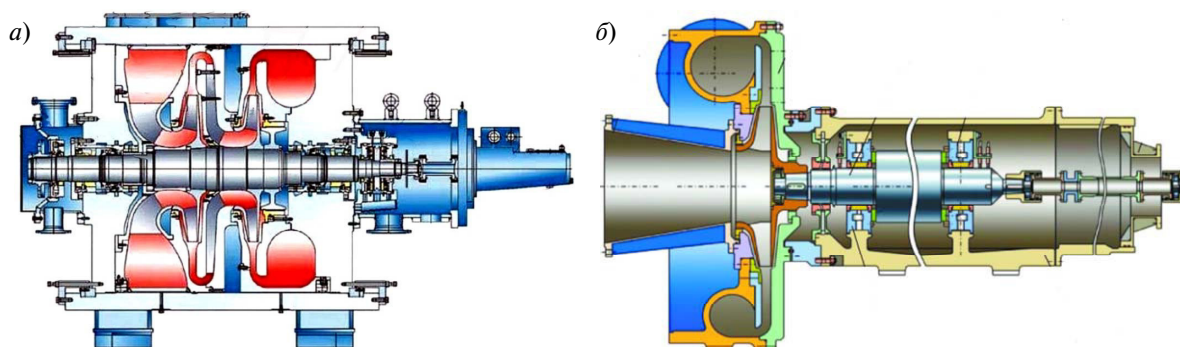


Рис. 1. Обычный двухступенчатый компрессор ГПА (а) и модель 1:2 одноступенчатого компрессора ГПА мощностью 32 МВт (б)

Fig. 1. Typical two-stage pipeline compressor (a) and the 1:2 model of the 32 MW single-stage pipeline compressor (b)

Одноступенчатая схема компрессора 32 МВт имеет следующие преимущества в организации рабочего процесса:

в консольно расположенное рабочее колесо можно подвести газ в осевом направлении. Осевой входной патрубок имеет минимальное сопротивление. Он не создает окружной неравномерности потока, которая увеличивает потери в рабочем колесе при радиальном подводе газа;

через консольно расположенное рабочее колесо не нужно пропускать вал. Поэтому диаметр начала лопаток меньше обычного. Меньше окружная скорость вращения лопаток и меньше относительная скорость газа на входе. Это уменьшает потери, пропорциональные кинетической энергии, т. е. квадрату скорости газа.

Как объект моделирования этот компрессор более интересен, чем изолированная ступень. Такие ступени часто являются объектами CFD-расчетов [18]. В частности, выходное устройство компрессора – так называемая улитка – не осесимметричный элемент проточной части. Такой объект следует моделировать целиком. Расчет сектора с одним или несколькими лопаточными каналами, как это часто делается, не имеет смысла.

Индустриальный партнер трижды испытал модельную ступень компрессора 32 МВт при практически одинаковом условном числе Маха $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_H^*} \approx 0,71$.^{*} Три испытания были проведены для проверки точности эксперимента. Измеренные параметры представлены в безразмерном виде $\psi_i, \eta^*, \psi_p^* = f(\Phi)$, где

$$\Psi_i = \frac{C_p(T_k^* - T_H^*)}{u_2^2}; \tag{1}$$

$$\eta^* = \frac{\ln\left(\frac{p_k^*}{p_H^*}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_k^*}{T_H^*}\right)}; \tag{2}$$

^{*} Принятые обозначения – см. Приложение в конце статьи.

$$\psi_p^* = \psi_i \eta^*; \tag{3}$$

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{0,785 D_2^2 u_2} \frac{RT_H^*}{p_H^*}. \tag{4}$$

Безразмерные характеристики представлены в таблице.

В таблице жирным курсивом выделены точки с выпадающими значениями КПД – более 90 %, а также соответствующие значения коэффициента внутреннего напора. Ошибка в измерении этих коэффициентов обычно связана с трудностью корректного измерения повышения полной температуры. Видимо, в первом по времени испытании измерительная система не была вполне отлажена, поэтому там большинство выпадающих точек.

Безразмерные характеристики модели компрессора 32 МВт по данным трех испытаний

Dimensionless characteristics of the 32 MW compressor model according to three tests

M_u	Номер точки	Φ	ψ_p^*	η^*	ψ_i
0,71	1	0,0781	0,3208	0,7782	0,412
	2	0,0748	0,3622	0,8007	0,452
	3	0,0649	0,4506	0,8853	0,509
	4	0,0564	0,4991	0,9189	0,543
	5	0,0562	0,5030	0,9242	0,544
	6	0,0533	0,5076	0,9238	0,549
	7	0,0476	0,5309	0,9014	0,589
	8	0,0426	0,5463	0,8875	0,615
0,70	1	0,0779	0,3202	0,7740	0,414
	2	0,0715	0,3938	0,8369	0,470
	3	0,0628	0,4738	0,9157	0,517
	4	0,0548	0,5038	0,9002	0,560
	5	0,0454	0,5388	0,8950	0,602
	6	0,0353	0,5693	0,8743	0,651
	7	0,0247	0,5640	0,7928	0,711
0,705	1	0,0781	0,3201	0,7534	0,425
	2	0,0636	0,4613	0,8912	0,518
	3	0,0532	0,5121	0,9003	0,569
	4	0,0385	0,5574	0,8804	0,633

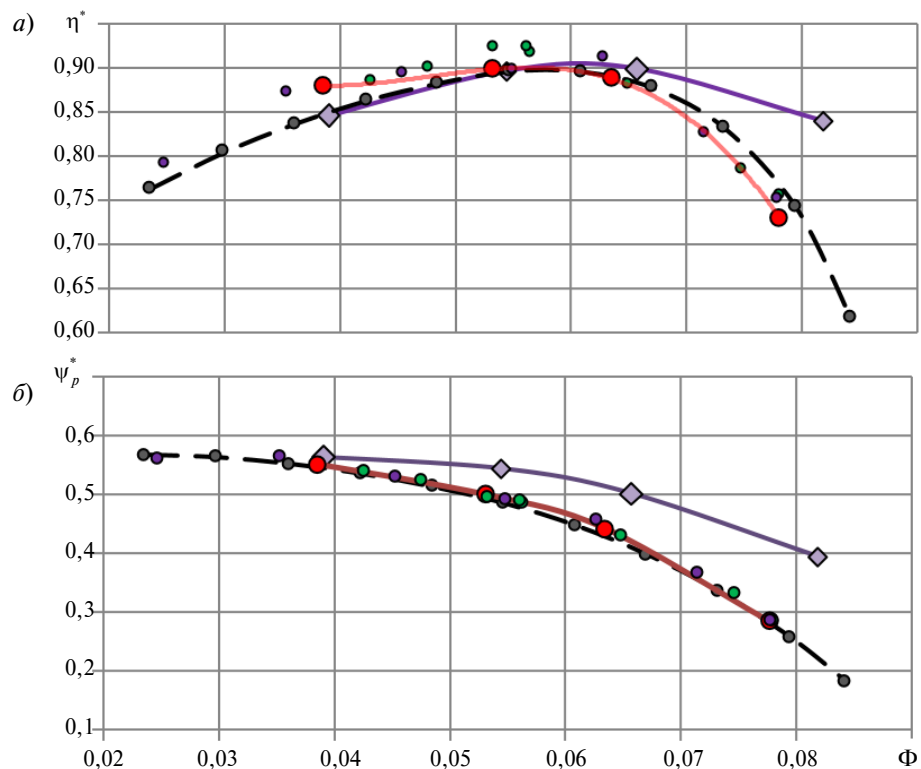


Рис. 2. Проектные (пересчитаны на условие испытаний модели) и измеренные безразмерные характеристики модели компрессора 32 МВт
 Эксперимент: (—) – проектная характеристика; (●) – 28–29.04.2014 $M_{u2} = 0,71$ (8700 об/мин);
 (●) – 30.04.2014 $M_{u2} = 0,70$ (8580 об/мин); (●) – 27.08.2014 $M_{u2} = 0,705$ (8650 об/мин);
 (◆) – Ansys_ $D_2 = 532,5$ мм – воздух

Fig. 2. The project (recalculated for the test condition of the model) and the measured dimensionless characteristics of the 32 MW compressor model

При создании проекта промышленный партнер предложил наиболее эффективную схему и минимум конструктивных ограничений, потребовав добиться наивысшего КПД. Авторы применили самую современную на тот период – 5-ю версию пакета программ Метода универсального моделирования на базе математической модели, предложенной К.В. Солдатовой [19–22]. На рис. 2 сопоставлены проектные (пересчитаны на условие испытаний модели) и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт.

Необычное рабочее колесо компрессора – без втулки и с очень маленьким начальным диаметром лопаток – не имело аналогов. Кроме того, в проекте применена улитка спе-

циально разработанной конструкции, ранее не применявшейся и не испытанной. Тем не менее соответствие характеристик проекту очень хорошее во всей рабочей зоне, что подтвердило эффективность направления развития Метода универсального моделирования, реализованного в 5-й версии пакета программ [19–22].

На рис. 3 результаты экспериментов представлены в виде аппроксимирующих зависимостей.

Красным выделены недостоверные результаты измерения. Эти значения не участвуют в аппроксимации. Далее аппроксимирующие зависимости сопоставлены с CFD-расчетами.

Сопоставление разных способов моделирования характеристик модельной ступени компрессора 32 МВт

Геометрические модели. По размерам проточной части были разработаны геометрические пространственные модели элементов проточной ступени: входного участка, рабочего колеса, БЛД и улитки с выходным диффузором. Геометрическая модель компрессора в меридиональной плоскости показана на рис. 4. Зеленая, красная и оранжевая области – неподвижные элементы проточной части, голубая область – вращающееся рабочее колесо.

На рис. 5 представлены три проекции геометрической модели.

Для расчета газодинамических характеристик использовался код общего назначения для решения задач гидрогазодинамики ANSYS/CFX. Ра-

счетная модель строится в виде конечного числа расчетных ячеек, описывающих геометрически с заданной степенью дискретизации проточную область. Сеточная модель проточной части модельной ступени приведена на рис. 6.

При построении сеточной модели использовались структурированная схема с гексагональными элементами для входного устройства, рабочего колеса и диффузора, а также неструктурированная гибридная сетка для улитки. 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 10 177 900.

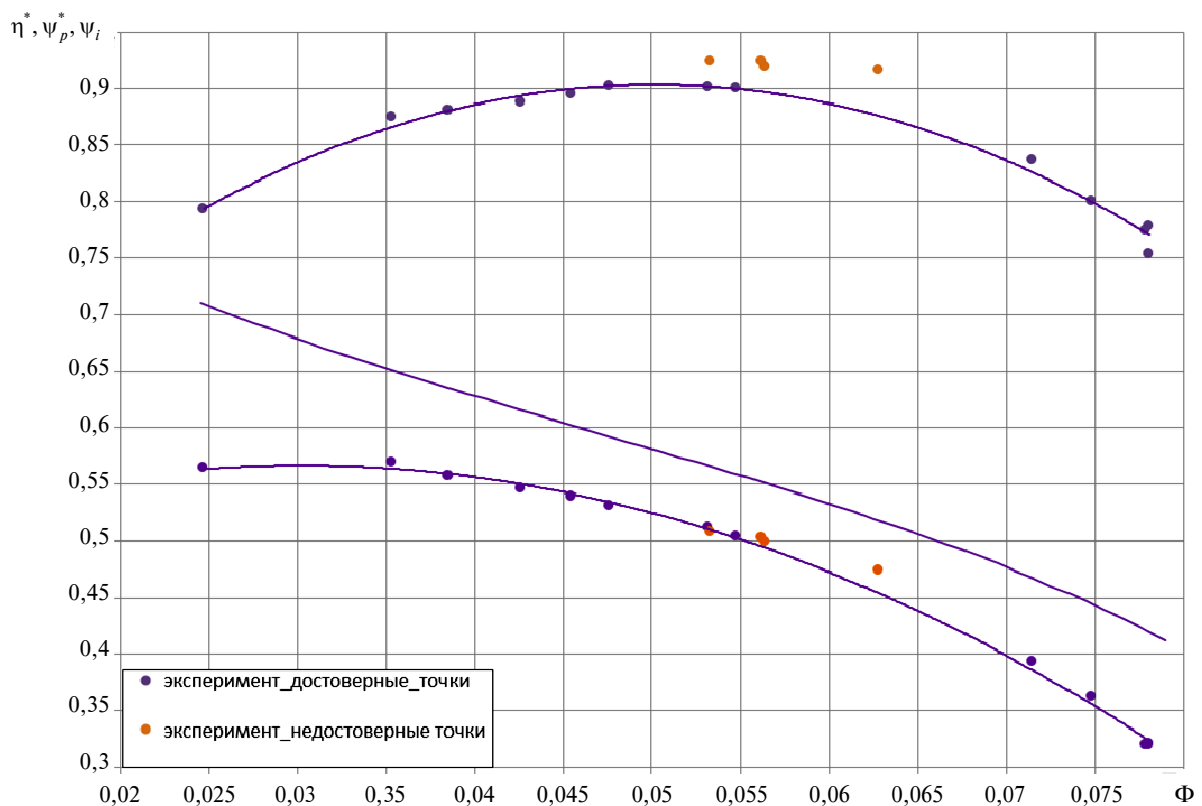


Рис. 3. Результаты испытания модели компрессора 32 МВт и аппроксимирующие зависимости
 Fig. 3. The results of testing of the 32 MW compressor model and approximating dependencies

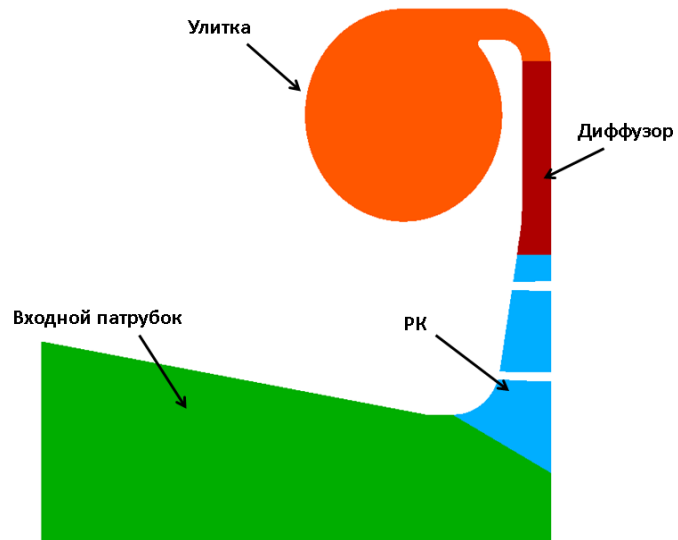


Рис. 4. Геометрическая модель компрессора 32 МВт в меридиональной плоскости
Fig. 4. Geometric model of the 32 MW compressor in the meridional plane

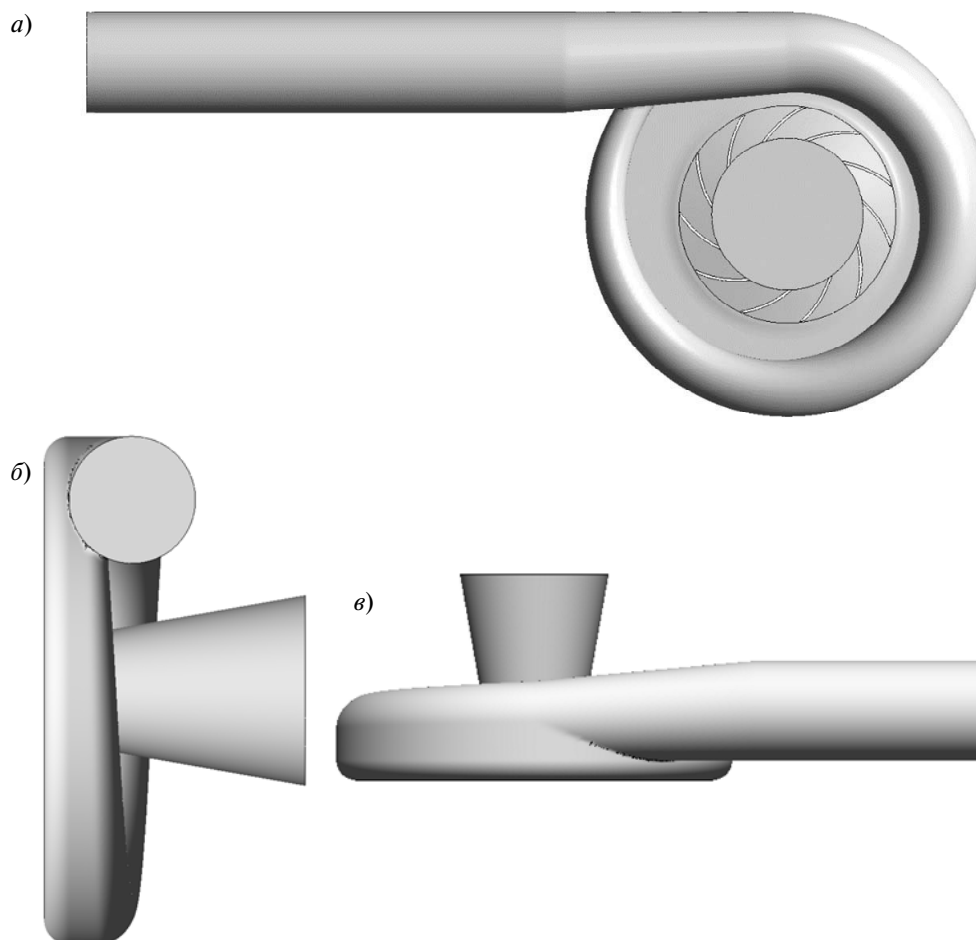


Рис. 5. Три проекции геометрической модели поточной части компрессора 32 МВт
Fig. 5. Three projections of the 32 MW compressor geometric model

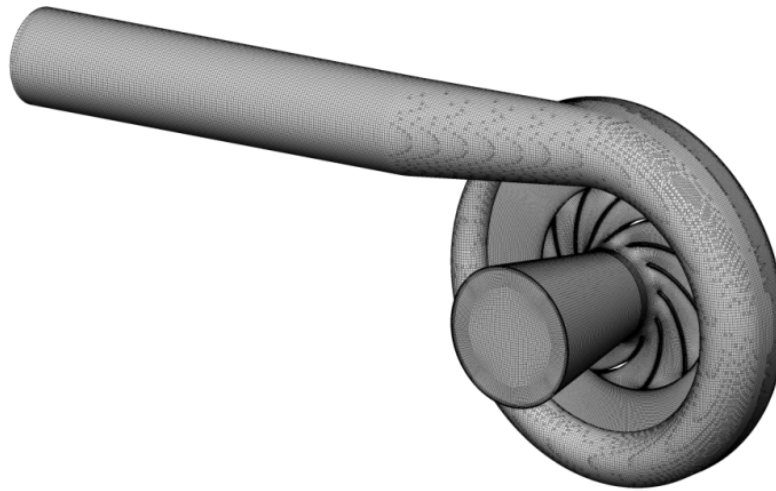


Рис. 6. Сеточная модель проточной части компрессора 32 МВт
Fig. 6. Grid model of 32 MW compressor flow part

Расчеты выполнены при полной температуре на входе 288,15 К и полном давлении 101325 Па. Число оборотов соответствует условному числу Маха 0,71. Соответствующая окружная скорость $u_2 = 242,6$ м/с. При диаметре $D_2 = 532,5$ мм это соответствует числу оборотов модельного колеса 8700 об/мин.

В качестве граничных условий для всех расчетных случаев на входном патрубке задают полное давление и температуру. На границе выхода устанавливают массовый расход. Стенки считаются адиабатическими.

Для сопряжения газодинамических параметров на границе рабочего колеса и диффузора используются специальные условия интерфейса типа «Stage» и «Frozen Rotor». Первое из них предполагает осреднение параметров потока по окружному направлению на границе с областью выше по потоку. Второй вариант подразумевает пересчет параметров на границе перехода из вращающейся системы координат в неподвижную и наоборот.

Ниже рассмотрено влияние ряда параметров математической модели на получаемые результаты, а именно:

- модели интерфейса;
- модели турбулентности;
- размерности расчетной сеточной модели;

эффекта нестационарности течения;
учета движения газа в зазоре между покрывающим диском и корпусом.

Модель интерфейса. Сопоставлены расчеты с двумя вариантами интерфейсов сопряжения вращающихся и неподвижных частей модели – «Stage» и «Frozen Rotor». В обоих расчетах использовалась модель турбулентности SST.

На рис. 7–9 представлена информация о структуре течения при двух типах интерфейса. Режим работы – близкий к расчетному, коэффициент расхода – $\Phi = 0,0564$ ($\Phi_{\text{расч}} = 0,0588$). Поля скоростей, полных давлений и температур представлены в радиальной плоскости, проходящей посередине высоты лопаток колеса на выходе.

Описание рабочего процесса при интерфейсе «Stage» представляется значительным упрощением. Спецификой центробежного колеса является течение типа «след – струя» на выходе [23]. Выходящие из колеса зоны с разной относительной скоростью перемешиваются в диффузоре, что является одним из источников потерь механической энергии газа (напора). Осреднение параметров по окружности интерфейсом «Stage» исключает процесс смешения потока на выходе из рабочего процесса, что некорректно.

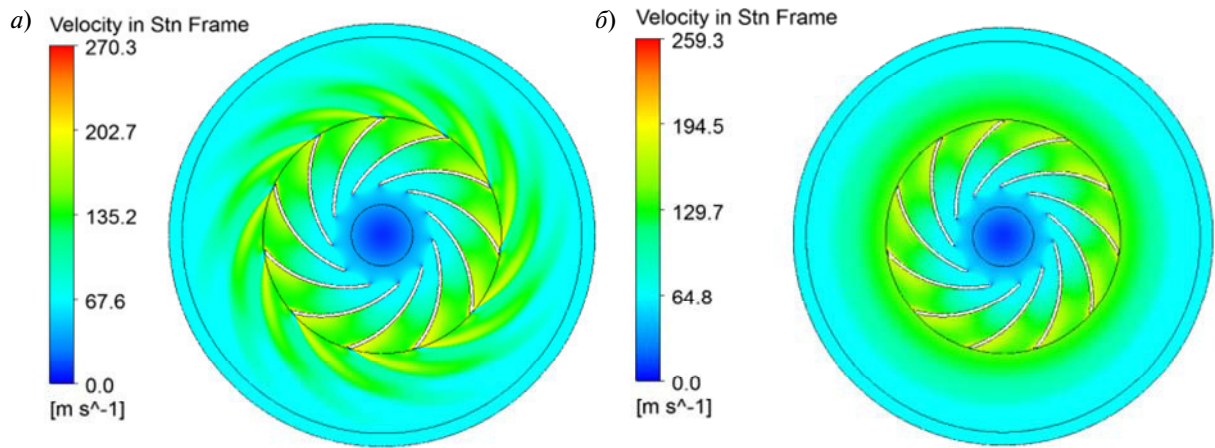


Рис. 7. Абсолютная скорость: а) Frozen Rotor; б) Stage
 Fig. 7. Absolute flow velocity: а) Frozen Rotor; б) Stage

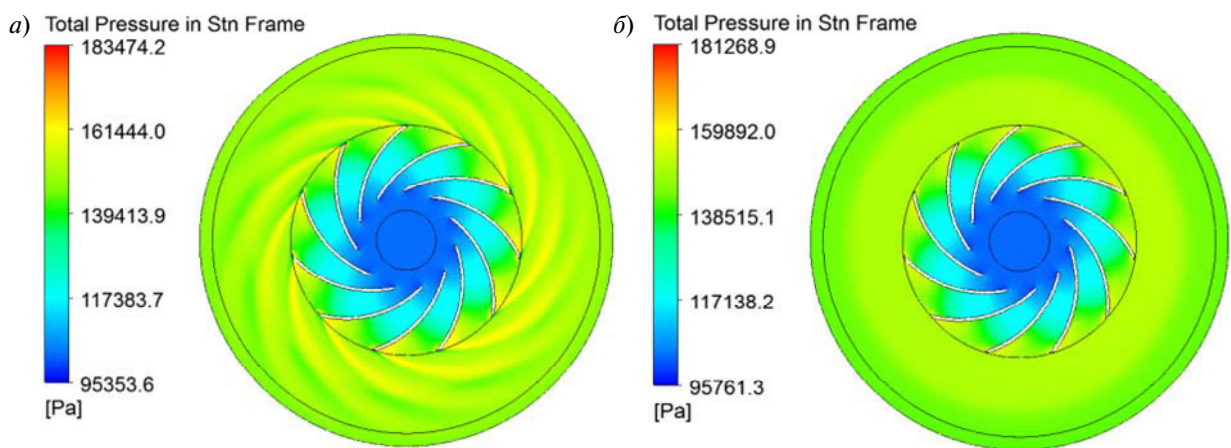


Рис. 8. Полное давление: а) Frozen Rotor; б) Stage
 Fig. 8. Total pressure: а) Frozen Rotor; б) Stage

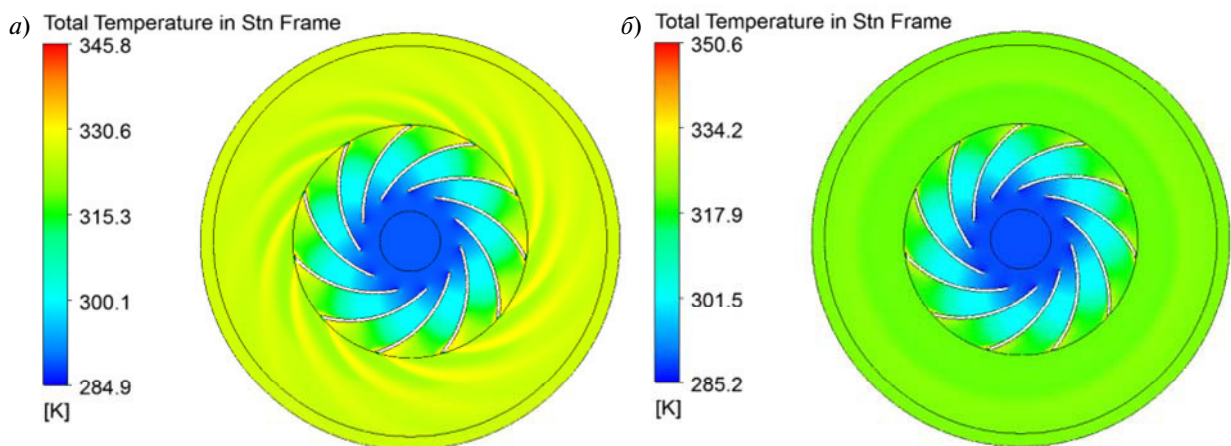


Рис. 9. Полная температура: а) Frozen Rotor; б) Stage
 Fig. 9. Total temperature: а) Frozen Rotor; б) Stage

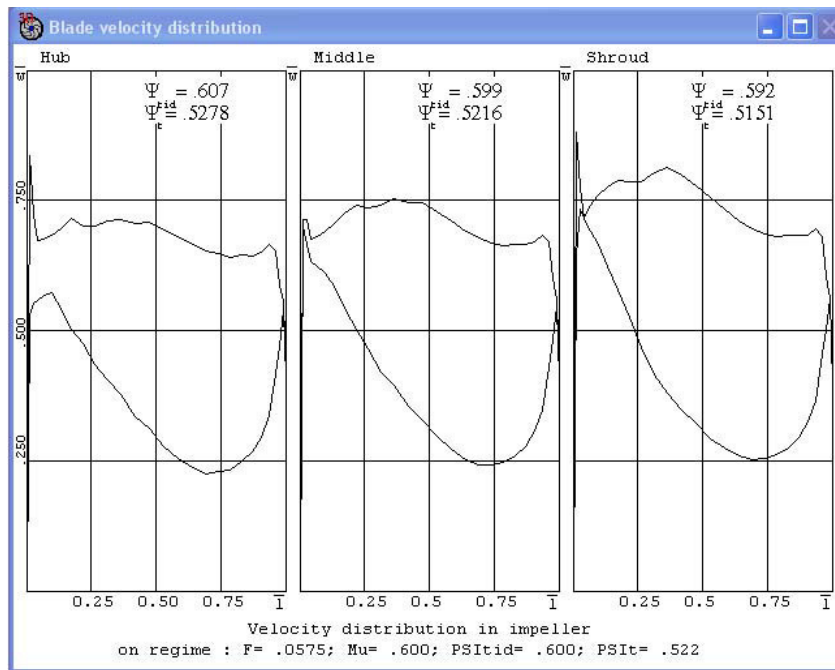


Рис. 10. Рабочее колесо компрессора 32 МВт. Диаграммы скоростей невязкого потока на трех осесимметричных поверхностях тока (расчетный режим). Слева – у основного диска, в центре – средняя поверхность по высоте лопаток, справа – у покрывающего диска

Fig. 10. The impeller of 32 MW compressor. Non-viscid velocity diagrams on three blade-to-blade surfaces (design flow rate). On the left – at the hub, in the center – at the middle surface of the blade height, on the right – at the shroud

Картина течения при интерфейсе «Frozen Rotor» соответствует сути рабочего процесса. Двухзонный характер течения в безлопаточном диффузоре с постепенным выравниванием параметров потока в окружном направлении соответствует положениям теории и наблюдаемой картине течения. Но примечательно, что след – низкоэнергетическая зона, аналог отрыва потока в неподвижном диффузоре – образуется исключительно на задней поверхности лопаток. На рис. 7 показаны абсолютные скорости – и в рабочем колесе, и в диффузоре. Большая абсолютная скорость в рабочем колесе $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$ – это маленькая относительная скорость.

Здесь зона повышенной абсолютной скорости, но пониженной относительной скорости находится на передней стороне лопатки, а не на задней, где может образоваться след. Возможное объяснение этого – форма лопаточного аппарата рабочего колеса, выбранная из многих вариантов на основании предпочтительных диаграмм скоростей (рис. 10).

Благодаря технологии выбора размеров в Методе универсального моделирования [24], обтекание входной кромки – практически безударное по всей высоте, хотя рабочее колесо имеет непространственные лопатки цилиндрической формы. Замедление вдоль задней поверхности незначительное. Только у самой выходной кромки в зоне разгрузки возможен след. На рис. 7 можно заметить очень маленькую зону высокой скорости в самом конце задней поверхности. Зона большой абсолютной скорости на передней стороне лопаток на рис. 7, вероятно, связана с утолщением пограничного слоя в зоне пониженной относительной скорости на передней поверхности. Можно заметить, что характерные зоны течения несколько неравномерны по окружности. В этом проявляется влияние неосесимметричной улитки, в которую поток поступает из диффузора.

Газодинамические характеристики также заметно различаются при разных интерфейсах сопряжения (рис. 11).

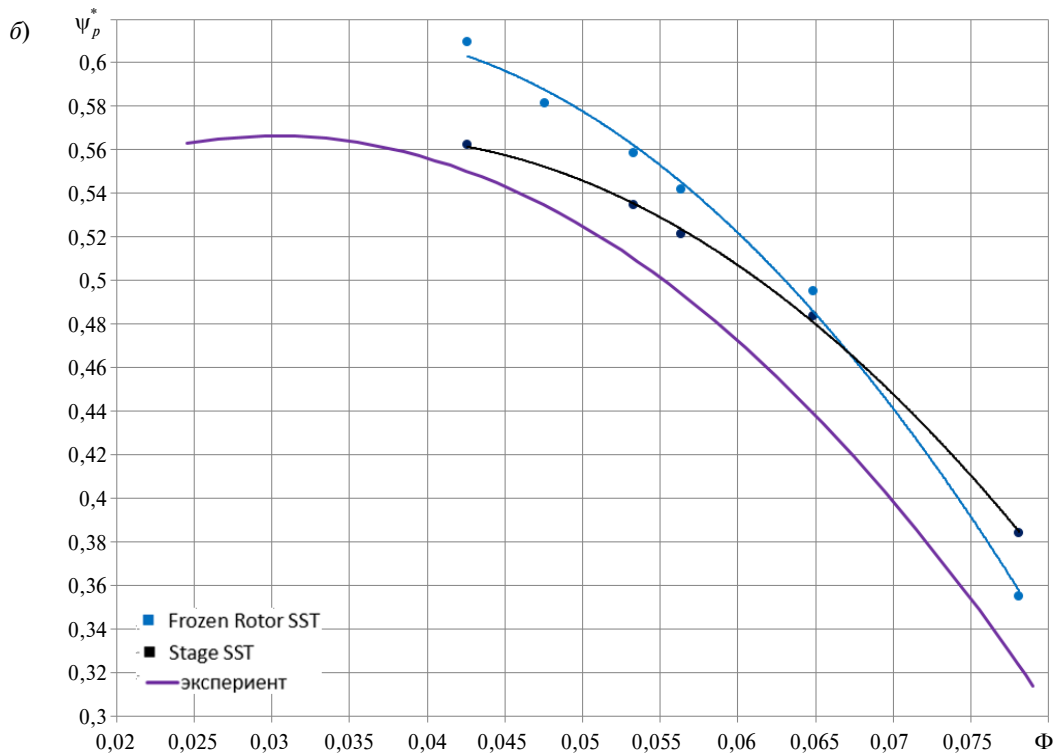
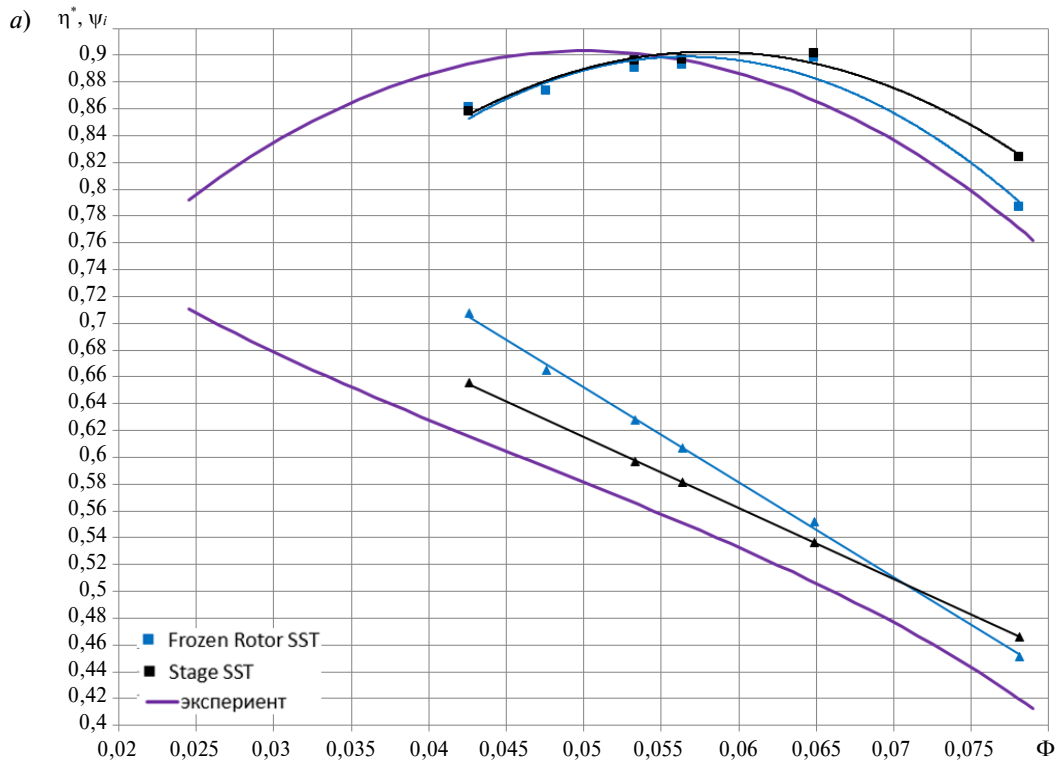


Рис. 11. Рассчитанные и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт. Влияние интерфейсов
 Fig. 11. Calculated and measured characteristics of the 32 MW compressor model. Influence of interfaces

Но ни один из результатов не соответствует эксперименту. Как и в ряде других случаев [25–28], рассчитанные характеристики КПД смещены в область больших расходов. Сходимость решения прекращается при $\Phi \approx 0,045$, в то время как модель компрессора не входит в помпаж при $\Phi \approx 0,0247$. Максимальный КПД по расчету при $\Phi_{\text{опт}} \approx 0,066$ близок к измеренному максимальному КПД при меньшем коэффициенте расхода – $\Phi_{\text{опт}} \approx 0,055$.

Сравнение двух интерфейсов указывает на противоречивость результатов. Картина течения при «Frozen Rotor» более корректна, но напорная характеристика при интерфейсе «Stage» совпадает с экспериментальной характеристикой по углу наклона и меньше отличается по величине коэффициента напора. По отношению к эксперименту характеристика КПД при интерфейсе «Frozen Rotor» смещена чуть меньше, чем при интерфейсе «Stage».

В отношении напорной характеристики следует отметить не вполне корректный характер сравнения, хотя и не влияющий на оценку результата. У реального компрессора механическая работа подводится к газу за счет разности давлений на лопатках. Эту часть подведенной механической работы, отнесенной к единице массы газа, принято называть «теоретическим напором» (Дж/кг). Соответствующий коэффициент теоретического напора может быть рассчитан по основному уравнению турбомашин – формуле Эйлера

$$\psi_T = c_{u2} / u_2. \quad (5)$$

За счет трения о наружные поверхности вращающихся дисков рабочего колеса к газу также подводится механическая энергия. Еще одна добавка – из-за протечки газа в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Суммарная величина – внутренний напор. Коэффициент внутреннего напора при экспериментах определяется по разности полных температур (см. формулу (2)). При газодинамических расчетах коэффициент внутреннего напора рассчитывается по формуле

$$\psi_i = \psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}). \quad (6)$$

Коэффициенты дополнительного подвода энергии $\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$ для рабочего колеса компрессора 32 МВт в сумме имеют порядок 1,5 %. Трение дисков и протечки имеют место в зазорах между рабочим колесом и корпусом, которые видны на рис. 1. Ради упрощения моделирования и расчета зазоры не включены в геометрическую модель на этом этапе расчетов. Поэтому измерена характеристика внутреннего напора, а рассчитана характеристика теоретического напора. На рис. 11 представлены рассчитанные характеристики коэффициента теоретического напора и сопоставлены с измеренной характеристикой внутреннего напора. То есть, отличие рассчитанных характеристик коэффициента напора от измеренных в реальности больше, чем на графиках.

Рассчитанные напорные характеристики – линейны, как и экспериментальные, но лежат значительно выше и отличаются по величине и углу наклона. Возникает вопрос: является ли различие напорных характеристик отражением разных условий течения в рабочем колесе при расчетах с разными интерфейсами или это проявление некоторой некорректности численного решения? С целью выяснить вопрос авторы выполнили расчет напорных характеристик другими способами. Согласно уравнению энергии в потоке газа сообщенная ему механическая энергия преобразуется в повышение теплосодержания. Мощность двигателя, сообщаемая газу рабочим колесом, повышает энтальпию торможения. Для совершенного газа при $c_p = \text{const}$

$$N_i = c_p (T_2^* - T_1^*) \dot{m}. \quad (7)$$

На этой закономерности основан «непрямой» расчет коэффициента теоретического напора по уравнению (2). Но по сути рабочего процесса следует исходить из уравнения, связывающего передаваемую мощность с моментом от аэродинамической силы на поверхности лопаток:

$$N_T = \omega M_{\text{рк}} = \omega \left[z \int_1^2 (p_n - p_s) \sin \beta_{\text{л}} r dF_{\text{л}} \right]. \quad (8)$$

По величине передаваемой мощности коэффициент теоретического напора определяется так:

$$\psi_{\tau} = \frac{N_{\tau}}{\bar{m}u_2^2}. \quad (9)$$

Расчет характеристик теоретического напора по формулам (8), (9) для обоих типов интерфейса показал полное совпадение с расчетом по разности температур (формула (2)). Это доказывает, что выбор интерфейса влияет не только на течение в диффузоре, куда попадает некорректно осредненный поток, но и на рабочее колесо, где происходит процесс передачи газу механической энергии двигателя.

Влияние моделей турбулентности. Сравнительные расчеты сделаны при использовании двухпараметрических моделей $k-\varepsilon$, $k-\omega$ и SST и обоих вариантов интерфейса («Stage» и «Frozen Rotor»). Сделан также расчет с однопараметрической моделью Спаларта–Аллмараса и интерфейсом «Stage».

На рис. 12 показано влияние модели турбулентности при использовании интерфейса «Frozen Rotor».

Модель турбулентности влияет на характеристику КПД. Надо принимать во внимание общую проблему CFD-моделирования: характеристики смещены в область большего расхода, зона малых расходов не моделируется. С этих позиций более перспективна модель $k-\varepsilon$. При этой модели рассчитанная характеристика КПД меньше смещена в сторону больших расходов.

Влияние моделей турбулентности на характеристику коэффициента теоретического напора слабое. Тем не менее модель SST кажется предпочтительнее. По абсолютной величине она ближе к эксперименту (примерно на 1 % на расчетном режиме) и линейная, а характеристики по моделям $k-\varepsilon$, $k-\omega$ показывают снижение коэффициента на минимальном рассчитанном расходе, что не соответствует поведению реальной характеристики.

Результаты расчетов для интерфейса «Stage» приведены на рис. 13.

При интерфейсе «Stage» напорные характеристики совпадают при использовании моделей $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST. Модель «SA» чуть больше завышает напор. Эта же модель сильно занижает КПД. Модель «SST» и при «Frozen Rotor» и при интерфейсе «Stage» плохо работает влево от оптимального режима. Наиболее пологая характеристика КПД – при модели $k-\varepsilon$. Это приближает рассчитанный КПД к измеренному при малых расходах и отдаляет – при больших.

Размерность расчетной сеточной модели. Приведенные выше расчеты сделаны для геометрической модели с 10 177 900 ячейками. Для проверки была сделана геометрическая модель с числом ячеек 21 790 000. Расчеты по модели турбулентности SST и с интерфейсами сопряжения «Stage» и «Frozen Rotor» продемонстрировали отсутствие влияния числа ячеек, что говорит о том, что выбранная на первом этапе расчетная модель удовлетворяет критерию сходимости по сетке.

Учет нестационарности течения. Из-за конечного числа лопаток шаговая неравномерность потока на выходе из рабочего колеса создает периодическое с частотой nz изменение параметров потока в неподвижных элементах. Еще одна причина периодической нестационарности – неосесимметричность проточной части. Таким элементом является улитка. В результате статическое давление на выходе из колеса неравномерно по окружности. Поэтому во вращающемся колесе параметры потока меняются с частотой вращения ротора. Каждый из межлопаточных каналов периодически работает с разным противодавлением. Расход газа через канал периодически меняется, соответственно периодически меняется угол атаки. Также меняется циркуляция потока на лопатках. Сходящие с профиля лопатки разгонные и остановочные вихри преобразуют в тепло механическую энергию газа, снижая КПД. Учет нестационарности течения в наибольшей степени приближает расчет к реальным условиям течения.

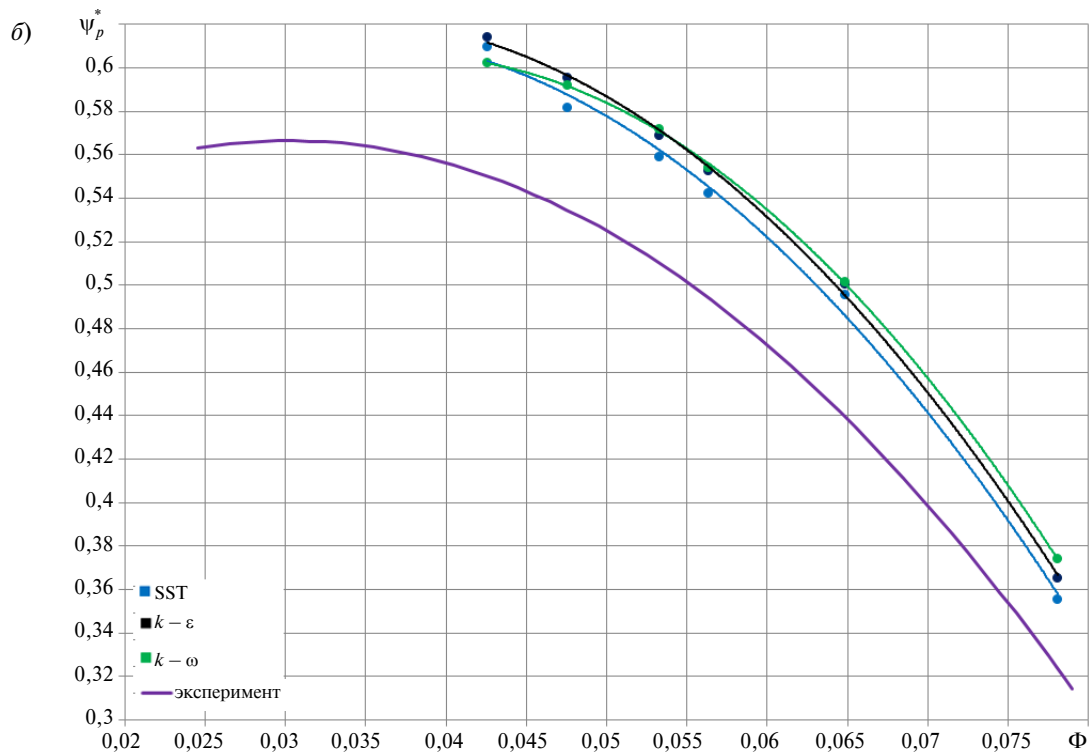
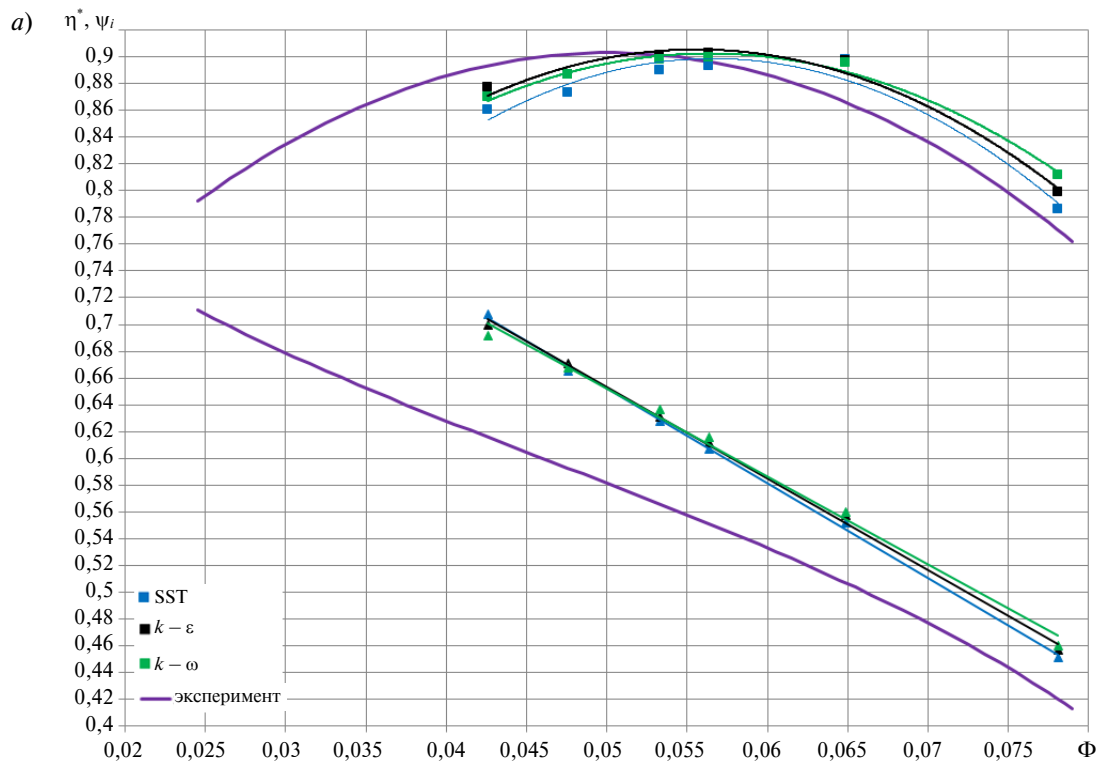


Рис. 12. Рассчитанные и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт.

Интерфейс «Frozen Rotor». Сравнение моделей турбулентности

Fig. 12. Calculated and measured characteristics of the 32 MW compressor model.

The interface is «Frozen Rotor». Comparison of turbulence models.

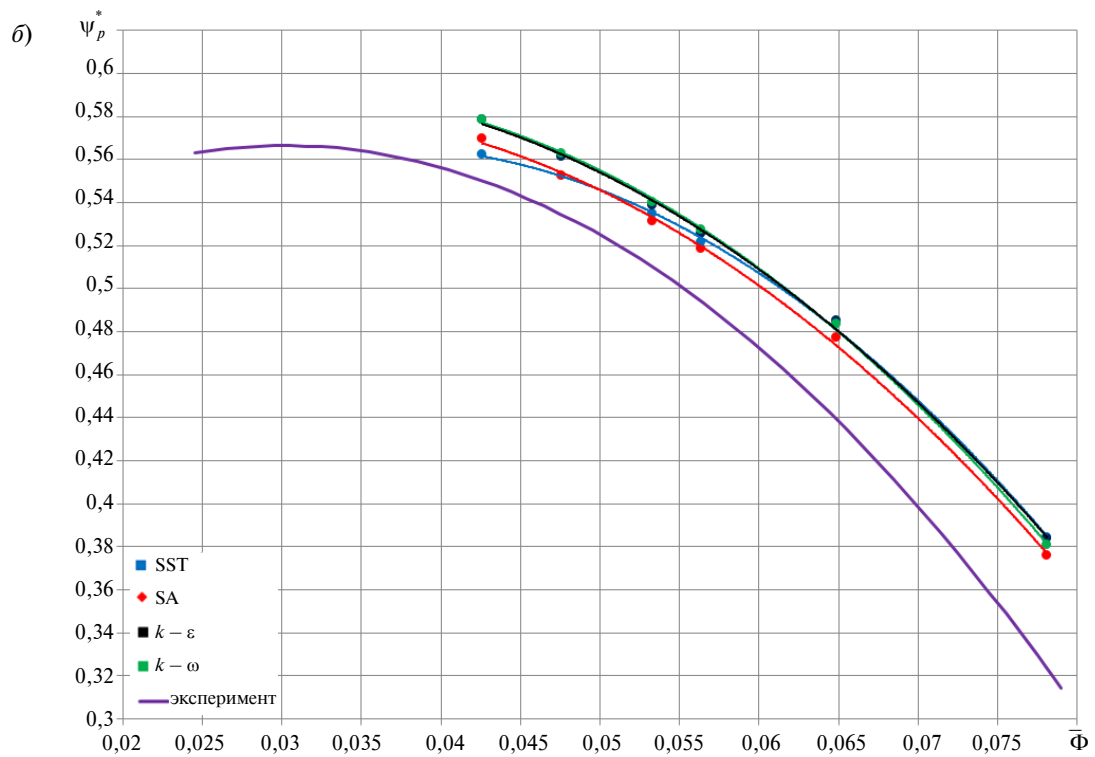
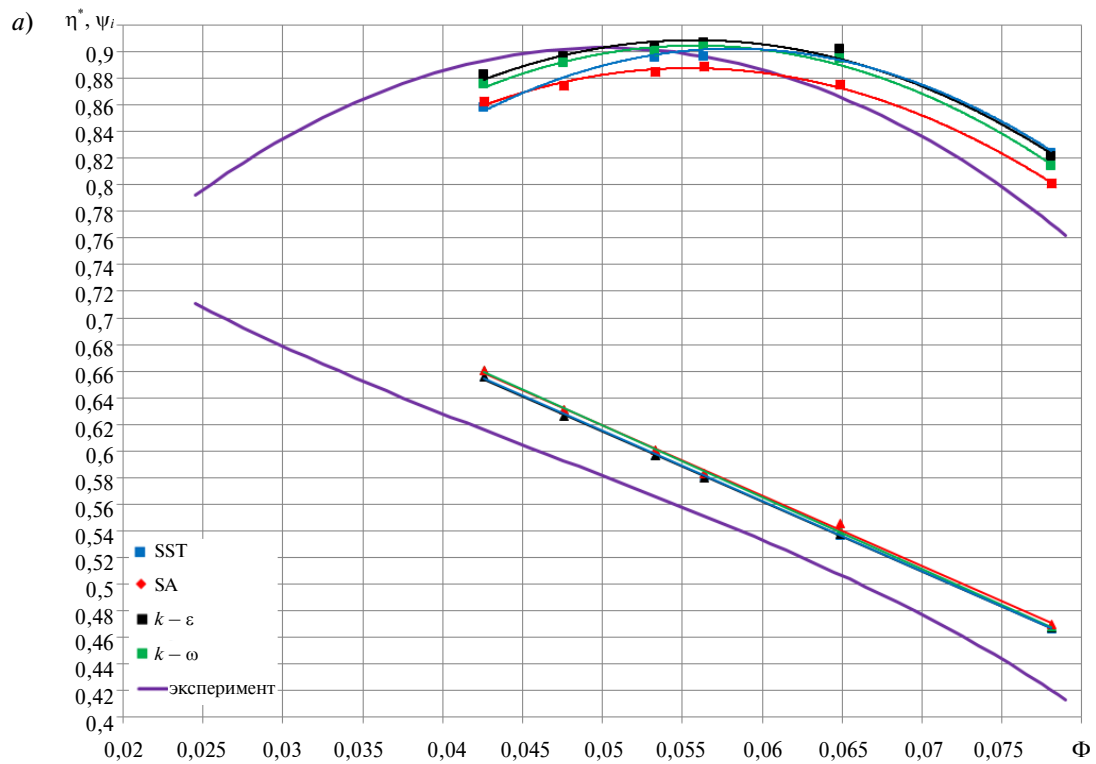


Рис. 13. Рассчитанные и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт.

Интерфейс «Stage». Влияние моделей турбулентности

Fig. 13. Calculated and measured characteristics of the 32 MW compressor model.

The interface is «Stage». The influence of turbulence models

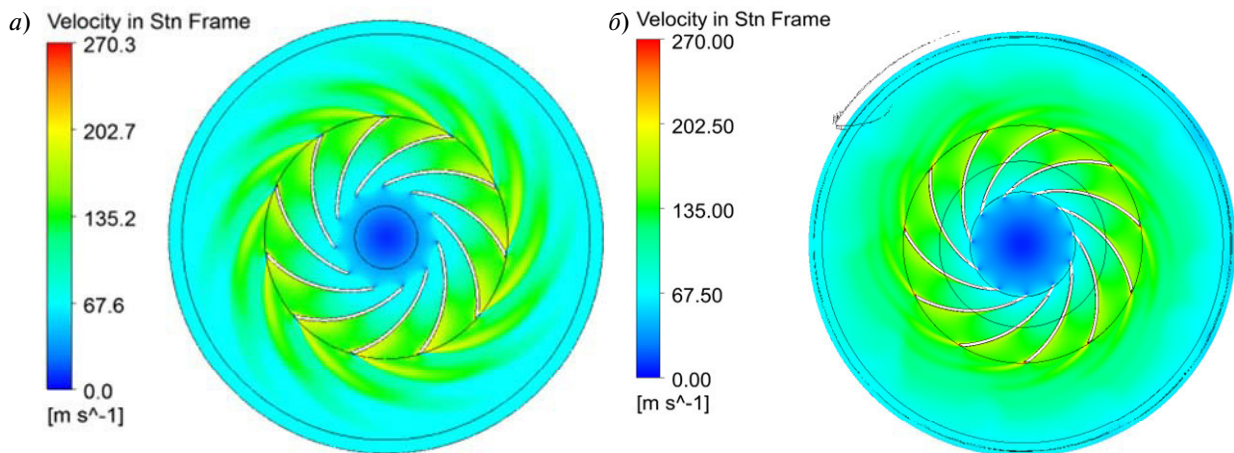


Рис. 14. Поле абсолютной скорости: а) «Frozen Rotor»; б) «Transient Rotor-Stator» (расчет нестационарного течения)
 Fig. 14. Fields of absolute flow velocity: а) «Frozen Rotor»; б) «Transient Rotor-Stator» (calculation of unsteady flow)

Расчет течения и характеристик модели компрессора 32 МВт выполнен с прямым моделированием течения в подвижных и неподвижных элементах – при интерфейсе «Transient Rotor Stator». Расчет для сетки с 10 177 900 ячейками, модель турбулентности SST.

При интерфейсе «Stage» поток осредняется по окружности, что исключает учет влияния нестационарности и исключает процесс смешения «след – струя». При интерфейсах «Frozen Rotor» и «Transient Rotor Stator» течение по схеме «след – струя» рассчитывается, но течение выглядит по-разному (рис. 14).

В случае использования интерфейса «Frozen Rotor» при пересчете параметров на границе из вращающейся системы координат в неподвижную выходящие из колеса «струи – следы» останавливаются. Течение в диффузоре – стационарное. На самом деле струи и следы вращаются вместе с колесом, что правильно моделируется при интерфейсе «Transient Rotor-Stator». При расчете нестационарного течения процесс смешения происходит быстрее. Это ближе к результатам экспериментов [23].

Газодинамические характеристики показаны на рис. 15.

Наиболее впечатляет то, что характеристики рассчитаны во всем диапазоне расходов, в

котором фактически работает компрессор. Это следует признать очень важным достижением. Моделирование характеристики КПД при нестационарном расчете можно признать удовлетворительным. Парадоксально, но моделирование напорной характеристики получился хуже, чем при наиболее упрощенном моделировании с интерфейсом «Stage».

Учет движения газа в зазоре между покрывающим диском и корпусом. Трение поверхности диска о газ в зазоре и дросселирование (преобразование в тепло механической энергии давления) газа, вытекающего из лабиринтного уплотнения, приводят к снижению КПД. Подробное CFD-исследование с анализом специфики течения и расчетом потерь напора (щелевые потери) в этом элементе ступени предпринято автором работы [29].

Для оценки влияния зазора и целесообразности его учета при расчетах газодинамических характеристик геометрическая модель дополнена участком, описывающим зазор. Размеры рабочего колеса и зазора показаны на рис. 16.

Расчетная сетка зазора и уплотнения состоит из ~ 7600 000 ячеек. Расчеты проводилось с интерфейсом «Stage», модель турбулентности – SST, течение стационарное. Газодинамические характеристики представлены на рис. 17.

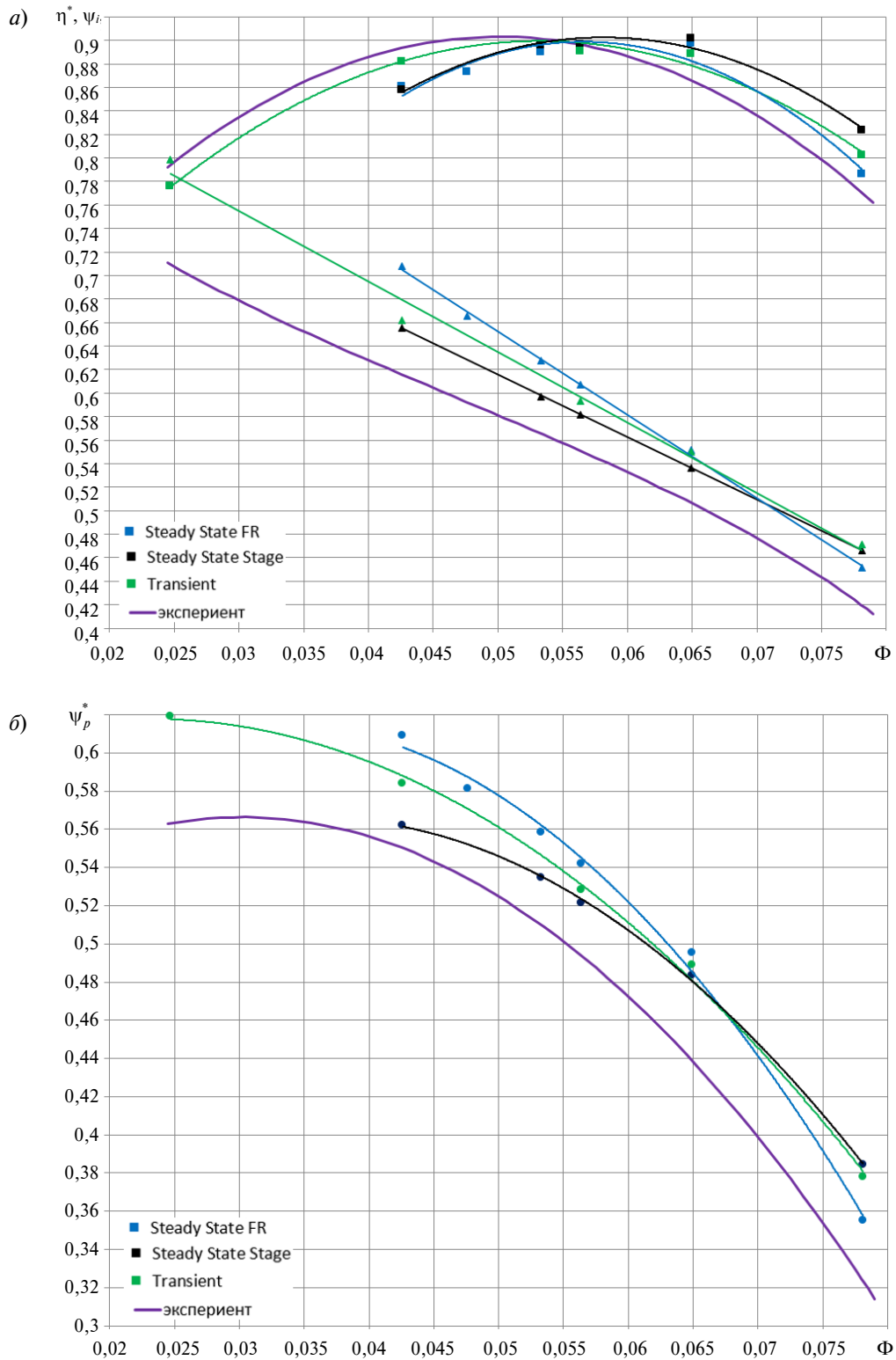


Рис. 15. Сравнение характеристик модели компрессора 32 МВт при расчете стационарного и нестационарного течения

Fig. 15. Comparison of the characteristics of the 32 MW compressor model, calculated for the steady and unsteady flow

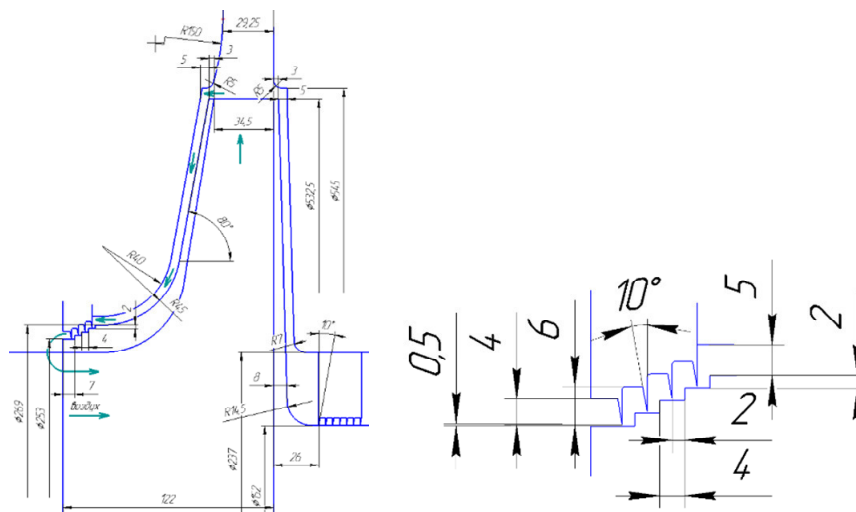


Рис. 16. Размеры рабочего колеса и зазора между покрывающим диском и корпусом модели компрессора 32 МВт
 Fig. 16. Dimensions of the impeller and gap between the body and the shroud of the impeller of the 32 MW compressor model

CFD-расчет продемонстрировал закономерное увеличение коэффициента напора. Понятно, что рассчитанный при учете зазора коэффициент внутреннего напора больше коэффициента теоретического напора при расчете без учета зазора (см. формулу (6)); разница больше при малых расходах, как и должно быть. Заметно небольшое негативное влияние на коэффициент политропного напора. Снижение КПД при учете течения в зазоре больше, чем увеличение внутреннего напора. Это косвенное свидетельство негативного влияния потока протечек в лабиринтном уплотнении на основной поток.

Снижение КПД заметнее при больших расходах. По одномерной теории должно быть наоборот. Так как коэффициенты щелевых потерь $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ обратно пропорциональны Φ , то по уравнению (6) различие в КПД должно увеличиваться. Есть еще одно явление, которое может влиять на потери напора. На рис. 16 стрелкой показано, как вытекающий из уплотнения газ возвращается на всасывание рабочего колеса. Смещение с основным потоком может вызывать некоторые дополнительные потери. Но малове-

роятно, что эти потери растут с увеличением расхода. Следует учесть рост температуры газа на входе в рабочее колесо из-за высокой температуры потока протечек. Это уменьшает повышение давления и снижает политропный напор. В целом учет течения в зазоре демонстрирует закономерное изменение характеристик.

Заключение

Авторы имеют продолжительный опыт применения CFD-расчетов применительно к центробежным компрессорам. Моделирование характеристик неподвижных элементов проточной части дает полезные практические результаты. Моделирование же характеристик компрессоров и ступеней пока не дало результатов, соответствующих возможности их применения в проектной практике. Приведенные выше результаты расчетов показывают картину течения, соответствующую теоретическим представлениям и экспериментальным данным. В прошлом иногда результаты расчетов противоречили реальному характеру течения. Прогресс безусловно присутствует. Два не преодоленных недостатка моделирования:

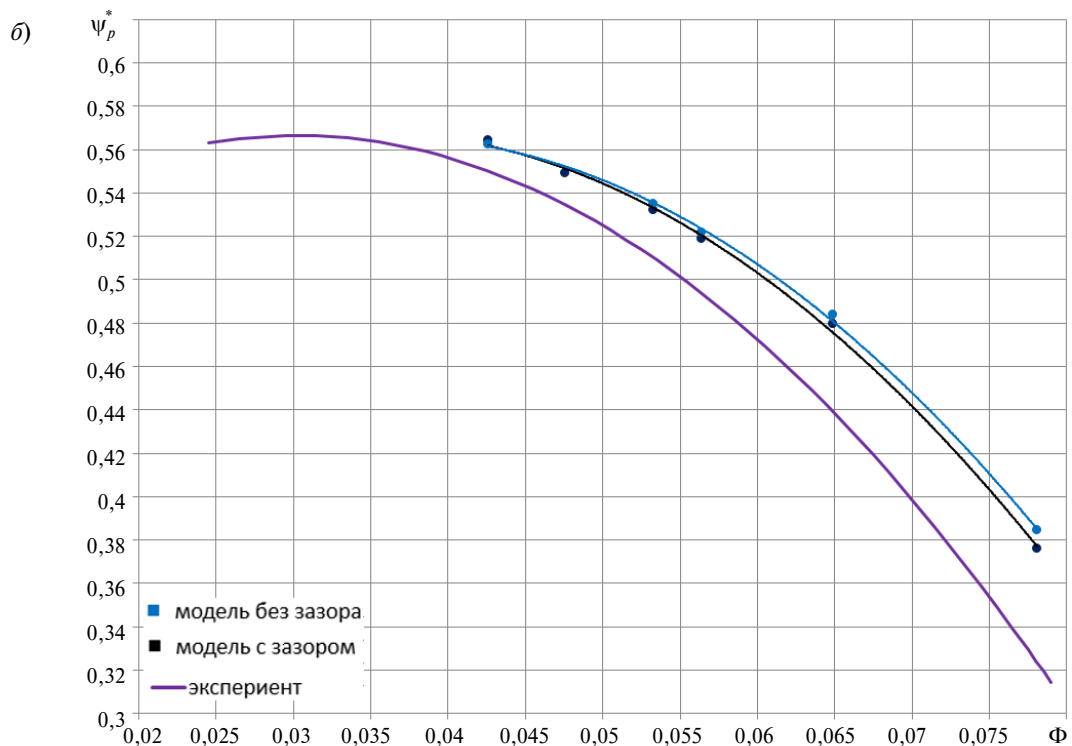
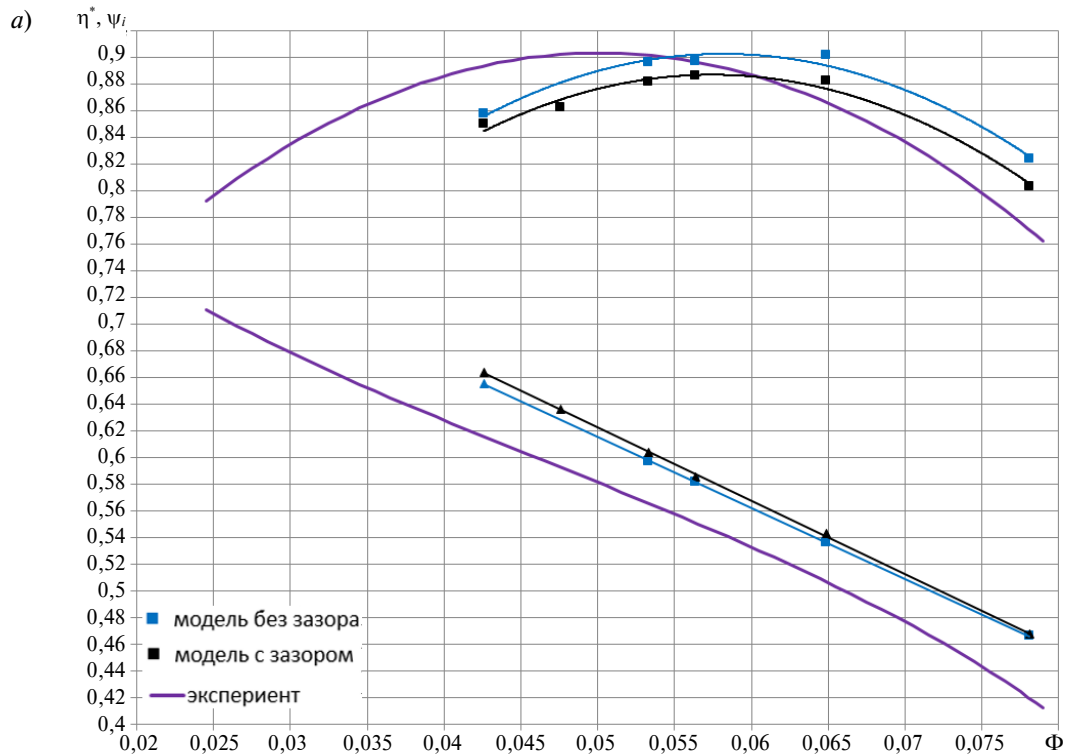


Рис. 17. Сравнение характеристик модели компрессора 32 МВт, рассчитанных с учетом и без учета щелевых потерь

Fig. 17. Comparison of the characteristics of the 32 MW compressor model, calculated with and without labyrinth seal leakage and friction



подведенная к газу рабочим колесом механическая работа по расчету получается больше измеренной;

рассчитанные характеристики смещены в область больших расходов.

Второй недостаток связан с первым. По расчету нагрузка лопаток – разность давлений на лопатках – больше реальной нагрузки. Но чем больше нагрузка лопаток – тем больший расход соответствует оптимальному режиму обтекания. Это имеет простое объяснение и многократно проверено экспериментально. То есть, если научиться корректно рассчитывать напорную характеристику, то и характеристика КПД приблизится к действительной.

Сделанное авторами сравнение разных способов расчета показало, что надо отказываться от упрощенного моделирования. Возможности вычислительной техники растут. Расчет нестационарного течения оправдан не только для рассмотренной ступени с неосесимметричной улиткой, но и для ступней промежуточного типа с осесимметричной проточной частью.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-08-00624 А.

Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

Приложение

Условные обозначения: c_u – окружная составляющая скорости; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; D – диаметр; F_l – площадь лопатки; k – показатель изоэнтропы; M_{pk} – момент аэродинамических сил на лопатках рабочего колеса; M_u – условное число Маха; \bar{m} – массовый расход; N_i – мощность, передаваемая газу рабочими колесами (внутренняя); p – давление; R – газовая постоянная; T – температура; u – окружная скорость; z – число лопаток; ω – угловая скорость ротора; β_l – угол между касательной к средней линии лопатки рабочего колеса и обратным окружным направлением; β_{np} – 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; ψ_p – коэффициент политропного напора.

Подстрочные индексы: 0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; 3 – задняя поверхность лопатки; к – конечное; н – начальное; п – передняя поверхность лопатки; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу); опт – оптимальный; u – проекция скорости на окружное направление; max – максимальный.

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Kosprdova J., Oldřich J.** The development of centrifugal turbo compressor stage using CFD // The 20th international conference on hydraulics and pneumatics, Prague, September 29 – October 1. 2008.
2. **Lurie E.A., Van Slooten P.R., Medic G., Mulugeta J.M., Holley B.M., Feng J., Sharma O.** Design of a high efficiency compact centrifugal compressor for rotorcraft applications // American helicopter society 67th Annual Forum. Virginia Beach. May 3–5. 2011.
3. **Marechale R., Ji M., Cave M.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performances // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: turbine technical conference and exposition June 15–19, 2015, Montréal, Canada.
4. **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 June 15–19, 2015, Montréal, Canada.
5. **Monjea B., Sáncheza D., Savillb M., Pilidish P., Sáncheza T.** Design strategy for supercritical CO2 compressors // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine technical conference and exposition. June 16–20, 2014. Düsseldorf, Germany.
6. **Prasad V.V., Kumar M.L., Reddy B.M.** Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD // Science insights: an international journal. 2011. №1 (1). P. 6–10.
7. **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». Stralsund, Germany, 2001. 17–19 Oktober. S. 41–48

8. **Robinson C., Casey M., Hutchinson B., Steed R.** Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012. June 11–15, 2012, Copenhagen, Denmark.

9. **Sorokes J.M.** The Application of 3-D CFD in the design of Industrial radial compressor impellers // Scientific bulletin of Lodz technical university. Turbomachinery. Lodz, Poland. 1995.

10. **Sorokes J.M., Hutchinson B.R.** The practical application of CFD in the design of industrial centrifugal compressors // Challenges and goals in pipeline compressors. PID. 2000. Vol. 5.

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. [Электр. ресурс]. URL: http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (дата обращения: 18.07.2018).

12. **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.

13. **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.

14. **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 Conference. 2015. Vol. 9. No. 01. № 216.

15. **Войнов И.Б., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.** Опыт оптимизации проточной части сверхзвукового циклового центробежного компрессора // Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». Омск, 2018. С. 96–97

16. **Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадыка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М.** Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрес-

сора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 3. С. 12–18.

17. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 8. С. 19–24.

18. **Galerkin Y.** Gas dynamic designs of centrifugal compressors for gas industry. [Electronic] // ASME 2015 Gas Turbine India Conference. Hyderabad. 2015.

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

20. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние. Монография. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. 327 с.

21. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Разработка «виртуальных» модельных ступеней с помощью программ 5-го поколения Метода универсального моделирования // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2011. № 4. С. 241–248.

22. **Солдатова К.В.** Усовершенствование программ Метода универсального моделирования и создание семейства модельных ступеней по результатам испытаний высокоэффективных центробежных компрессоров промышленного назначения // Труды шестого всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и инновации в технических университетах». СПб., 2012. С. 4–5.

23. **Galerkin Y.B., Soldatova K.V.** The application of the Universal Modeling Method to development of centrifugal compressor model stages // Conference «Compressors and their Systems». London. 2013. P. 477–487.

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

25. **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во КХТ, 2010. 650 с.

26. **Мельников В., Прокусов А.** Использование программного комплекса FlowVision при расчете элементов проточной части турбокомпрессоров в ОАО «СКБТ». // САПР и графика. 2005. № 4. С. 92–96.

27. **Krużowicz W., Kozanecki Z., Kabalyk K.** Technical and aerodynamical aspects of a high pressure syn-



thesis gas turbocompressor modernization. Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden.

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

29. **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

30. **Солдатова К.В.** Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию: Дис. ... канд. техн. наук / СПбГПУ, 2007. 180 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

НИКИТИН Максим Антонович – инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: niktin@compmechlab.com

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – доктор технических наук заведующий научно-исследовательской лабораторией «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

РЕКСТИН Алексей Феликсович – кандидат технических наук зам. зав. НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович – кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: A_drozdi@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 16.07.2018

REFERENCES

[1] **Kosprdova J., Oldřich J.** The development of centrifugal turbo compressor stage using CFD. *The 20th international conference on hydraulics and pneumatics*, Prague, September 29 – October 1. 2008.

[2] **Lurie E.A., Van Slooten P.R., Medic G., Mulugeta J.M., Holley B.M., Feng J., Sharma O.** Design of a high efficiency compact centrifugal compressor for rotorcraft applications. *American helicopter society 67th Annual Forum*. Virginia Beach. May 3–5. 2011.

[3] **Marechale R., Ji M., Cave M.** Cave Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performances. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: turbine technical conference and exposition*. June 15–19, 2015. Montréal, Canada.

[4] **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*. June 15–19, 2015. Montréal, Canada.

[5] **Monjea B., Sáncheza D., Savillb M., Piliidisb P., Sáncheza T.** Design strategy for supercritical CO2 compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine technical conference and exposition*. June 16–20, 2014. Düsseldorf, Germany.

[6] **Prasad V.V., Kumar M.L., Reddy B.M.** Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD. *Science insights: an international journal*. 2011. №1 (1). P. 6–10.

- [7] **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». Stralsund, Germany.* 2001. 17–19 Oktober. S. 41–48
- [8] **Robinson C., Casey M., Hutchinson B., Steed R.** Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012.* June 11–15, 2012. Copenhagen, Denmark.
- [9] **Sorokes J.M.** The Application of 3-D CFD in the design of Industrial radial compressor impellers. *Scientific bulletin of Lodz technical university. Turbomachinery.* Lodz, Poland. 1995.
- [10] **Sorokes J.M., Hutchinson B.R.** The practical application of CFD in the design of industrial centrifugal compressors. *Challenges and goals in pipeline compressors.* PID. 2000. Vol. 5.
- [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. [Elektr. resurs. pecypc]. URL: http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (data obrashcheniya 18.07.2018).
- [12] **Grigoryev A.V., Solovyeva A.V., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F.** Voprosy aerodinamicheskogo proyektirovaniya sverkhzvukovykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney. *Kompressoraya tekhnika i pnevmatika.* 2014. № 6. S. 21–27. (rus.)
- [13] **Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornykh tsentrobezhnykh stupeney. *Klimovskiyeh chteniya. Perspektivnyye napravleniya aviadvigatelya stroyeniya.* SPb., 2013. S. 45–55. (rus.)
- [14] **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 Conference. 2015. Vol. 9. No. 01. № 216.
- [15] **Voynov I.B., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A.** Opyt optimizatsii protochnoy chasti sverkhzvukovogo tsiklovogo tsentrobezhnogo kompressora. *Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya «Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva».* Omsk, 2018. S. 96–97. (rus.)
- [16] **Smirnov A.V., Panenko V.G., Gadyaka V.G., Parafeynik V.P., Borodenko A.M.** Novaya konstruktsiya vysokoeffektivnogo tsentrobezhnogo kompressora dlya agregata GPA-Ts-32/76-1,35 lineynykh kompressornykh stantsiy magistralnykh gazoprovodov. *Kompressoraya tekhnika i pnevmatika.* 2015. № 3. S. 12–18. (rus.)
- [17] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Vysokoeffektivnyy odnostupenchatyy polnonapornyy kompressor GPA (gazodinamicheskii proyekt, rezultat modelnykh ispytaniy). *Kompressoraya tekhnika i pnevmatika.* 2014. № 8. S. 19–24. (rus.)
- [18] **Galerkin Y.** Gas dynamic designs of centrifugal compressors for gas industry. [Electronic]. *ASME 2015 Gas Turbine India Conference.* Hyderabad, 2015.
- [19] **Guidotti E.** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesis Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.
- [20] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Modelirovaniye rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye. Monografiya. *Izdatelstvo Politekhnicheskogo universiteta,* 2011. 327 s.
- [21] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Razrabotka «virtualnykh» modelnykh stupeney s pomoshchyu programm 5-go pokoleniya Metoda universalnogo modelirovaniya. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU.* 2011. № 4. S. 241–248.
- [22] **Soldatova K.V.** Uovershenstvovaniye programm Metoda universalnogo modelirovaniya i sozdaniye semeystva modelnykh stupeney po rezultatam ispytaniy vysokoeffektivnykh tsentrobezhnykh kompressorov promyshlennogo naznacheniya. *Trudy shestogo vserossiyskogo foruma studentov, aspirantov i molodykh uchenykh «Nauka i innovatsii v tekhnicheskikh universitetakh».* Sankt-Peterburg, 2012. S. 4–5. (rus.)
- [23] **Galerkin Y.B., Soldatova K.V.** The application of the Universal Modeling Method to development of centrifugal compressor model stages. *Conference «Compressors and their Systems».* London. 2013. P. 477–487.
- [24] **Seleznev K.P., Galerkin Yu.B.** Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982. 271 s. (rus.)
- [25] **Galerkin Yu.B.** Turbokompressory. SPb.: Izdvo KKhT, 2010. 650 s. (rus.)
- [26] **Melnikov V., Prokusov A.** Ispolzovaniye programmnogo kompleksa FlowVision pri raschete elementov protochnoy chasti turbokompressorov v OAO «SKBT». *SAPR i grafika.* 2005. № 4. S. 92–96. (rus.)
- [27] **Kryłłowicz W., Kozanecki Z., Kabalyk K.** Technical and aerodynamical aspects of a high pressure synthesis gas turbocompressor modernization. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery*



Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12. April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden.

[28] **Drozdov A.A.** Metod proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov s oseradialnymi rabochimi kolesami : Dis... kand. tekhn. Nauk / SPbPU, 2016. 236 s. (rus.)

[29] **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 (rus.)

[30] **Soldatova K.V.** Analiz dvizheniya gaza v zazore «pokryvayushchiy disk-korpus» tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni chislennymi metodami i rekomendatsii po proyektirovaniyu: Dis...kand. tekhn. nauk / SPbGPU. 2007. 180 s. (rus.)

THE AUTHORS

BOROVKOV Aleksei 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

NIKITIN Maksim A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: nikitin@compmechlab.com

GALERKIN Yurii B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

REKSTIN Aleksandr F. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

DROZDOV Aleksandr A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: A_drozdi@mail.ru

Received: 16.07.2018