

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЕКТНЫХ РАСЧЕТОВ ВЯЗКОГО ПОТОКА В МАЛОРАСХОДНЫХ СТУПЕНЯХ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИКИ ЗА СЧЕТ ОБОСНОВАННОГО ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

В работе рассматривается вопрос повышения качества проведения численного эксперимента при расчете вязкого газа в проточной части малорасходной ступени центробежного компрессора. Обосновывается выбор модели турбулентности при создании расчетной модели для расчетов методами вычислительной газодинамики. В качестве объекта исследования выбрана малорасходная ступень с условным коэффициентом расхода  $\Phi=0,008$  и относительной шириной на выходе рабочего колеса (РК)  $b_2/D_2=0,0133$ . Вопрос качественного моделирования потерь трения в малорасходных ступенях имеет принципиальное значение и напрямую связан с выбором модели турбулентности. Показано, что выбор низкорейнольдсовых моделей турбулентности в случае ненагруженных и безотрывных малорасходных ступеней может быть произведен из числа основных распространенных моделей (*Spalart-Allmaras*, *SST*, *k- $\omega$* ) исходя из экономичности расчетов, скорости сходимости, устойчивости решения и адекватности получаемых результатов. Для моделей с пристенной функцией особенно важно качество сеточной модели и соблюдение безразмерного расстояния до стенки  $y^+$  во всей расчетной области. Для высокорейнольдсовых моделей турбулентности при значениях  $y^+=25...50$  на всех поверхностях трения расчетной области на оптимальном режиме работы обеспечивается сеточная независимость решения для всей газодинамической характеристики. Недопустимо попадание  $y^+$  в переходную область 4...15 между вязким подслоем и областью логарифмического профиля скорости.

**Ключевые слова:** Повышение качества моделирования, центробежный компрессор, малорасходная ступень, вычислительная газодинамика, модель турбулентности, пристеночная функция, безразмерное расстояние от стенки,  $y^+$ , *Numeca Fine / Turbo*.

**Введение.** Центробежные компрессоры, имеющие в составе проточной части малорасходные ступени, широко распространены в химической и нефтегазовой промышленности. Обеспечение высокого качества моделирования рабочего процесса в этих ступенях позволяет создавать компрессоры с высокими эксплуатационными качествами, а также унифицировать производство. При изменяющихся режимах эксплуатации возникает экономическая необходимость замены сменной проточ-

ной части центробежного компрессора на новую, которая обеспечивает более высокие эксплуатационные качественные характеристики [1]. Для повышения качества эксплуатационных характеристик установленных компрессоров применяются методы вычислительной газодинамики для расчета новой проточной части [2, 3]. Малорасходные ступени с условным коэффициентом расхода  $\Phi<0,03$  в настоящее время — одни из наиболее трудных и малоизученных объектов численного моделирования

для центробежного компрессора. При этом имеется большой опыт моделирования среднерасходных с условным коэффициентом расхода  $0,03 < \Phi < 0,08$  и высокорасходных с условным коэффициентом расхода  $\Phi > 0,08$  центробежных компрессорных ступеней, для которых хорошо изучены особенности рабочего процесса [4–9]. Имеется ряд исследований, посвященных моделированию малорасходных ступеней центробежных компрессоров [10–21]. Зачастую в публикациях затрагиваются общие вопросы моделирования, упуская присущие рассматриваемым ступеням особенности настройки численной модели. Вместе с тем, количество особенностей и, как следствие, источников дополнительных расчетных погрешностей велико: высокие потери трения дисков и протечек через лабиринтные уплотнения, узкие каналы, влияние шероховатости поверхностей проточной части, теплообмена, высокие давления газа, интенсивно изменяющиеся свойства газа в пределах ступени и т.д. Поэтому комплексный подход к созданию качественной расчетной модели в случае малорасходных ступеней особенно важен. На результаты моделирования принципиально влияют почти все аспекты создания и подготовки расчетной модели: точное повторение условий эксперимента или эксплуатации, расчетная область, качество сеточной модели, свойства газа, выбор граничных условий, учет шероховатости и теплообмена, расчетная схема и настройки решателя, всевозможные тонкости программных продуктов вычислительной газодинамики. Кроме того, для получения обоснованного решения проектировщику требуется понимать и оценивать раздельное и совокупное влияние всех вышеперечисленных факторов, владеть основами математических аспектов моделирования и в совершенстве знать особенности используемого программного комплекса.

В настоящей работе рассмотрен выбор модели турбулентности (низкорейнольдсовые модели и высокорейнольдсовые модели с пристенной функцией), влияние сеточного критерия  $y^+$  — безразмерного расстояния от стенки до центра первой ячейки на газодинамические характеристики (ГДХ). Моделирование осуществляется в программном комплексе Numeca Fine/Turbo, который успешно используется для расчета центробежных компрессоров в целях повышения качества продукции [22–25]. В качестве объекта исследования используется модельная малорасходная ступень центробежного компрессора СВД-1 с условным коэффициентом расхода  $\Phi = 0,008$  и коэффициентом теоретического напора рабочего колеса  $\psi_t = 0,48$ , разработанная и испытанная на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (далее — кафедра КВиХТ). Эскиз ступени представлен на рис. 1. В совокупности проведенные исследования служат основой для создания обоснованной расчетной модели проточной части малорасходной ступени с учетом ее основных особенностей. Модель разрабатывается на примере одной ступени и проходит верификацию на основании модельных испытаний других ступеней серии СВД (сверхвысокое давление).

**Выбор модели турбулентности и критерии качества сеточной модели.** Наиболее точно разрешают пограничный слой низкорейнольдсовые модели турбулентности, с помощью которых вязкое течение в пристенной части пограничного слоя непосредственно решается в достаточно мелких пристенных

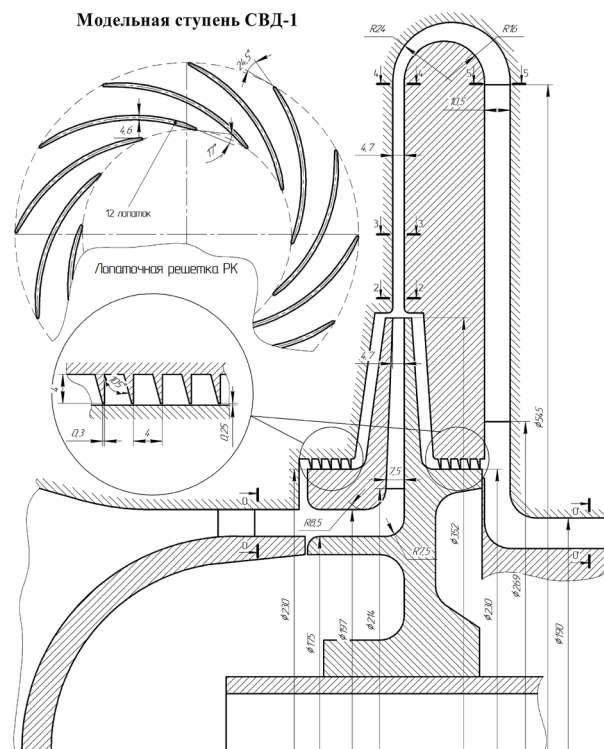


Рис. 1. Эскиз проточной части модельной ступени СВД-1

элементах. Считается, что метод моделирования пограничного слоя с помощью пристенных функций уступает по точности непосредственному моделированию низкорейнольдсовыми моделями, но выигрывает по вычислительным затратам.

Требования и рекомендации к сеточной модели для низкорейнольдсовых версий моделей турбулентности и высокорейнольдсовых моделей с пристенной функцией различаются: для низкорейнольдсовых моделей безразмерное расстояние от стенки рекомендуется  $y^+ \approx 1$ , для высокорейнольдсовых моделей с пристенной функцией  $y^+ > 30$ .

Безразмерное расстояние от стенки вычисляется по формуле  $y^+ = y \cdot u_c / \nu$ , где  $y$  — размерное расстояние от стенки до центра ячейки;  $u_c$  — динамическая скорость в центре ячейки;  $\nu$  — кинематическая вязкость газа в центре ячейки.

Исследования моделей турбулентности применительно к турбомашинам, а также к внешнему аэродинамическому обтеканию проводятся широко [26–29]. Замыкание уравнений Навье–Стокса, производимых с помощью моделей турбулентности — большая научная область знаний, однозначного решения в которой, скорее всего, не может быть получено. Разработаны десятки разнообразных полуэмпирических моделей турбулентности — алгебраические модели, модели с одним дифференциальным уравнением переноса (*Spalart-Allmaras*), с двумя уравнениями (модели типа  $k-\epsilon$  и  $k-\omega$ ), модели реинейнольдсовых напряжений (*EARSM* — 7 уравнений переноса). Каждая показывает хорошие результаты в определенном типе задач.

Для большинства инженеров, использующих программные продукты вычислительной газодинамики, выбор модели турбулентности — вопрос личного опыта и следования общим рекомендациям. Следует рационально оценивать решаемую задачу. Если течение потока газа происходит без значительных возмущений потока, является безот-

рывным, отсутствуют крупные рециркуляционные зоны, то известные модели турбулентности будут показывать сравнительно одинаковые результаты, несколько различающиеся в профилях параметров в ключевых сечениях и потерях трения на рабочих поверхностях. Если объект исследования предопределяет нагруженное, отрывное, с высокими числами Маха течение, то выбор модели турбулентности приобретает очень важное значение.

В настоящей работе проведен анализ основных используемых моделей турбулентности для турбомашин: *Spalart-Allmaras*, *Shear Stress Transport*,  $k-\omega$ , *EARSM*.

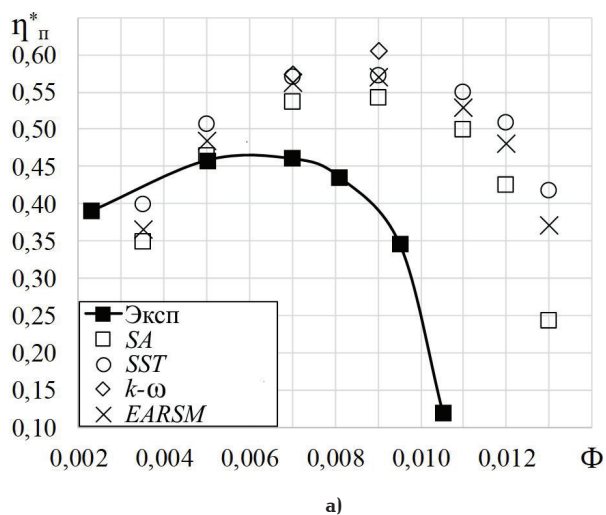
В модели *Spalart-Allmaras* [30] решается одно дифференциальное уравнение относительно турбулентной вязкости, а в качестве линейного масштаба используется расстояние до стенки. Разработано несколько поправок, расширяющих границы ее применимости — поправка на кривизну и вращение, шероховатость [31].

В моделях типа  $k-\omega$  используется два уравнения переноса, записываемые относительно кинетической энергии турбулентности и удельной диссипации. Хорошо разрешает пристенные течения, а проблемная область — течение во внешнем потоке.

Модель Ментера *SST* [32, 33] — гибридная модель. В пристенной области реализована модель  $k-\omega$ , во внешнем потоке используется  $k-\epsilon$ , так как модель  $k-\omega$  является крайне чувствительной к граничным условиям во внешнем потоке. В середине пограничного слоя используется формула Брэдшоу. Считается, что данная модель обеспечивает наилучшую точность, но является сложновычисляемой и требует больше машинных ресурсов по сравнению с остальными распространяемыми моделями.

Модель *EARSM* [34] — явная алгебраическая модель рейнольдсовых напряжений, в которой все математические связи разрешаются относительно рейнольдсовых напряжений. Образует нелинейные связи между тензором рейнольдсовых напряжений и тензором скоростей деформаций и завихренности.

Результаты моделирования основных моделей турбулентности, применяемых в расчетах турбомашин, приведены на рис. 2 для исследуемой ступени.



Так как течение в рассматриваемой ступени безотрывное с невысоким условным числом Маха ( $M_u=0,54$ ), лопаточные аппараты ненагруженные, то полученный результат закономерен — все рассмотренные модели турбулентности качественно одинаково моделируют основную часть газодинамической характеристики. Основные различия в уровне КПД ступени и в диапазоне работы в области больших расходов. Модель *Spalart-Allmaras* (SA) показывает наибольшие потери в проточной части (ПЧ), результаты моделей *SST* и *EARSM* близки друг к другу — разница с SA 2,9 % и 3,7 %, соответственно. Модель  $k-\omega$  для рассматриваемой малорасходной ступени оказалась наименее устойчивой — достичь сходимости удалось только на двух режимах вблизи оптимума.

Все модели турбулентности одинаково моделируют газодинамические характеристики (ГДХ) внутреннего напора, что позволяет сделать вывод, что основная разница между моделями в данной задаче в непосредственном моделировании потерь в ПЧ.

Модели *SST* и *EARSM* показывают принципиально одинаковую затрудненную сходимость, а SA отличается быстрой и беспроблемной сходимостью на всех режимах работы и устойчивостью решения. Для дальнейших расчетов используется модель *Spalart-Allmaras*. Эта модель, изначально разрабатываемая для аэрокосмической отрасли, нашла применение и в общих задачах внешнего обтекания, и в турбомашинах, то есть задачах внутреннего обтекания.

Оценено влияние на ГДХ нескольких вариаций  $y^+$  в диапазоне от 8 до 88 при использовании модели с пристенной функцией. Результаты моделирования приведены на рис. 3.

Таким образом, переход к модели турбулентности с пристенной функцией принципиально не оказал влияния на ГДХ ступени (рис. 3а). Уровень КПД для модели с пристенной функцией на ~1 % выше, чем для низкорейнольдсовой версии. Также оптимальный режим ступени сдвинулся на несколько процентов в область больших расходов. При переходе к модели турбулентности с пристенной функцией сеточная модель была перестроена таким образом, чтобы значение  $y^+$  попадало в диапазон 30...100 (соответствует логарифмической

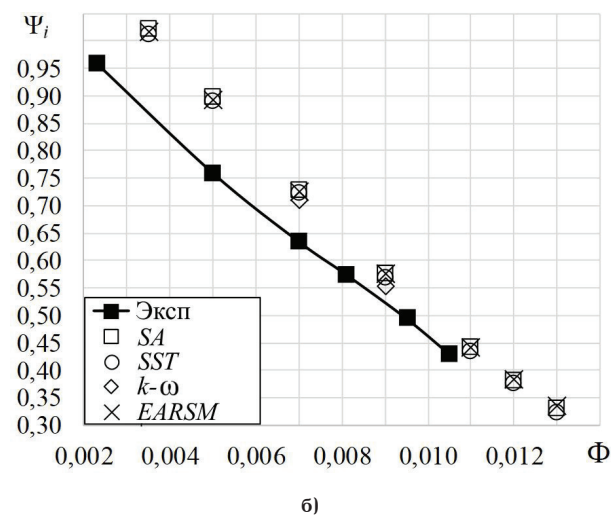


Рис. 2. Результаты исследования влияния моделей турбулентности при расчете ГДХ модельной ступени СВД-1: а) политропный КПД по полным параметрам; б) коэффициент внутреннего напора

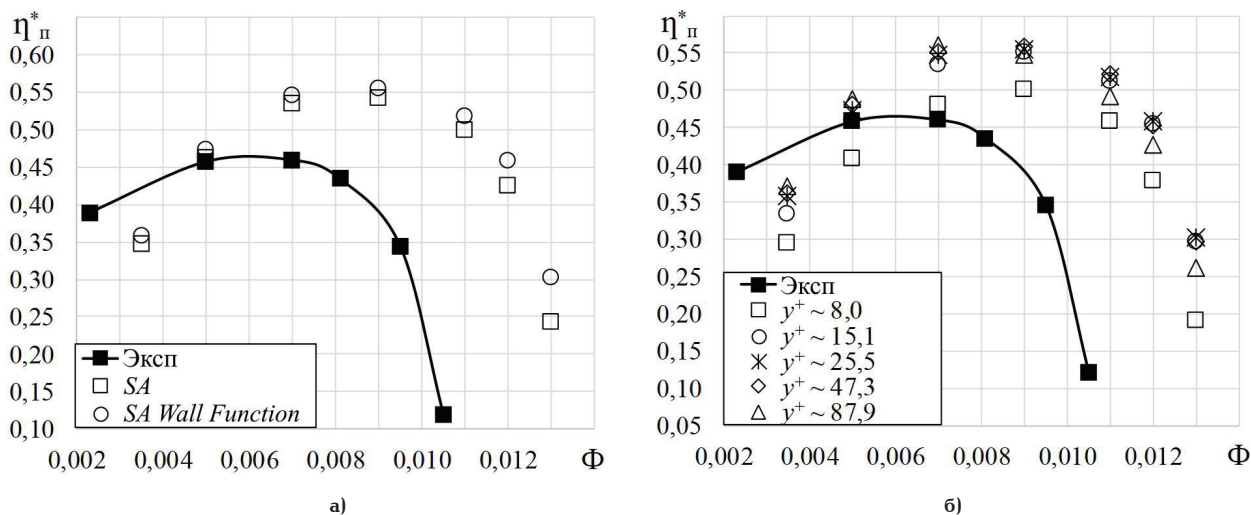


Рис. 3. Сопоставление политропного КПД по полным параметрам по результатам эксперимента и моделирования с применением модели турбулентности SA при расчете модельной ступени СВД-1:

- а) различие при применении низкорейнольдсовой модели турбулентности SA и модели турбулентности SA с пристенной функцией (Wall Function) со средним значением  $y^+ = 47,3$ ;  
 б) влияние среднего безразмерного расстояния стенки  $y^+$  для модели турбулентности SA с пристенной функцией

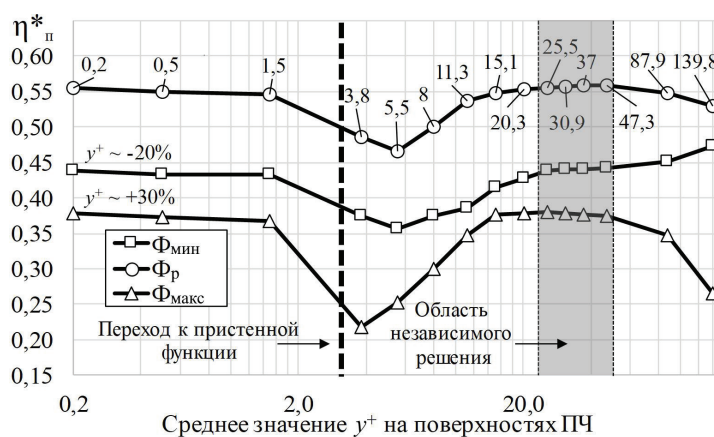


Рис. 4. Результаты оценки влияния  $y^+$  на КПД при использовании пристенных функций для трех режимов при расчете модельной ступени СВД-1 (логарифмическая шкала)

области пограничного слоя) во всей расчетной области в соответствии с общими рекомендациями.

Как видно из результатов оценки влияния  $y^+$  на ГДХ, постоянство решения достигается при средних значениях  $y^+ = 25,5$  или  $47,3$  (рис. 3б). Для варианта среднего значения  $y^+ = 15,1$  уже заметна разница и в уровне расчетного КПД (на  $\sim 0,6\%$  абс. ниже), и в падении КПД на левой ветке ГДХ. Вариант со средним значением  $y^+ = 8$  принципиально отличается от остальных отклонением в  $6,5\%$  абс. По КПД и смещением ГДХ в область больших расходов на  $\sim 15\%$ . В результате обеспечение независимости решения от  $y^+$  наиболее актуально для моделей с пристенной функцией, и это требует тщательного исследования при создании модели.

Проведено исследование влияния  $y^+$  для модели турбулентности SA с пристенной функцией на трёх режимах работы по расходу. При моделировании ГДХ на каждом режиме из-за изменения параметров, а в особенности скоростей потока, имеет место свой уровень  $y^+$ . Рассмотрим три режима  $\Phi_{\min} = 0,0045$ ,  $\Phi_{\text{ср}} = 0,009$  и  $\Phi_{\max} = 0,0125$  в широком диапазоне средних значений  $y^+$  от 0,2 до 140. Результаты моделирования представлены на рис. 4.

При расчете используется модель с автоматической пристенной функцией, то есть алгоритм решателя определяет, в какой области используется пристенная функция, а в какой — производится непосредственный расчет пограничного слоя. Поэтому на графике в левой части в диапазоне  $y^+ \sim 0,2 \dots 3$  пограничный слой разрешается с помощью низкорейнольдсового подхода.

При переходе к пристенной функции важно следующее: по результатам общей оценки при моделировании ГДХ на режимах малых производительностей  $y^+$  на  $\sim 20\%$  ниже, а при большей производительности на  $\sim 30\%$  выше, чем на среднем режиме. Отсюда следует вывод о некорректности оценке  $y^+$  только на одном режиме работы. На рис. 4 наблюдается область  $y^+$  для значений  $25 \dots 50$ , где на всех трех режимах достигается независимое решение, то есть практически неизменность вычисляемых параметров при изменении размеров расчетной сетки. При отклонении  $y^+$  в сторону меньших значений усиливается влияние на режим малой производительности, а при отклонении  $y^+$  в большую сторону усиливается влияние на режим большей производительности. В целом



влияние на ГДХ  $u^+$  при использовании пристенных функций особенно велико в диапазоне  $u^+ = 4...15$  и при значениях больше 100. В диапазоне  $u^+ = 4...15$  размер пристенного слоя попадает в переходную область между вязким подслоем и логарифмическим профилем скорости (соответственно между низкорейнольдсовой моделью турбулентности и моделью с пристенной функцией). Поэтому для корректного разрешения пристенного слоя его размер не должен попадать в эту область. Также не следует допускать слишком высоких значений  $u^+$  и проводить с такими значениями исследование на трех характерных режимах ГДХ — минимальной, средней (расчетной, оптимальной) и максимальной производительностях.

Вышеприведенные результаты получены при высококачественной настройке размеров пристенных ячеек во всей расчетной области для обеспечения равномерного распределения  $u^+$  по проточной части. Путем качественной настройки достигнуто равномерное распределение  $u^+$  с отклонением  $\pm 20\%$  от среднего значения для каждого из режимов. Соответственно, возникает очень важное замечание к построению сеточной модели. Для обеспечения  $u^+ < 1$  для низкорейнольдсовых моделей турбулентности сеточная модель может быть построена достаточно просто, нет необходимости принципиального контроля распределений величин первых ячеек на поверхностях. То есть для удовлетворения к качеству сеточной модели  $u^+$  на поверхностях локально может быть как 0,05, так и 1,5. Нечувствительная область высот пристенной ячейки для низкорейнольдсовых моделей достаточно велика и  $u^+$  может изменяться в 10–100 раз в пределах расчетной области при условном постоянстве результатов, а для применения моделей с пристенной функцией определенная высота ячейки в каждой области. Поэтому возникает необходимость в точной локальной настройке распределений элементов, что зачастую игнорируется при использовании автоматических инструментов создания сеточной модели, а иногда объясняется банальным отсутствием функционала программ для точной настройки сеточной модели.

**Заключение.** В результате анализа литературы и проведенных исследований низкорейнольдсовые версии моделей турбулентности представляются не совсем актуальными в случае малорасходных ступеней из-за необходимости учета шероховатости поверхности и, соответственно, использования модифицированных функций стенки. Вопрос учета шероховатости рассмотрен авторами в отдельном исследовании, а также некоторые результаты представлены в работе [35]. Поэтому неизбежен выбор модели турбулентности с пристенной функцией, для которых важен постоянный контроль значений  $u^+$  в проточной части (ПЧ) для обеспечения корректного моделирования пограничного слоя и потерь трения. Необходимо обеспечение точного распределения  $u^+$  на всех моделируемых режимах работы во всей ПЧ, так как, в соответствии с разными режимами, значение  $u^+$  изменяется в пределах до 50 %.

В качестве опорной базы при выборе модели турбулентности стоит начинать с низкорейнольдсовых моделей турбулентности и создавать сеточную модель соответствующей густоты, оценивать результаты и после этого начинать вводить поправки на шероховатость и переходить к моделированию пограничного слоя с помощью пристенных функций. В настоящей работе выбрана модель

турбулентности *Spalart-Allmaras*, как наиболее простая и показывающая правдоподобный результат при моделировании ГДХ ступеней центробежных компрессоров. Альтернативным вариантом может быть использована модель турбулентности *Shear Stress Transport*, для которой наблюдаются проблемы со сходимостью решения и его устойчивостью в программном комплексе Numeca, а результаты имеют тенденцию к завышению значений КПД для всех типов ступеней центробежного компрессора.

Полученные в исследовании результаты обеспечивают высокое качество моделирования рабочего процесса в малорасходных ступенях центробежных компрессоров, таким образом улучшая качество проектирования и производства машин.

#### Библиографический список

1. Ванияшов А. Д., Карабанова В. В., Сорокин М. А. Технико-экономическое обоснование замены СПЧ на Сенюманских ДКС Уренгойского месторождения // Компрессорные технологии. 2019. № 1. С. 30–33.
2. Han L., Li F., Li N. [et al.]. The Development of High Efficiency Integrally Geared Driven Multistage Centrifugal Compressor // International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences. Special Issue: Fluid Mechanics & Thermal Sciences in Turbomachines. 2020. Vol. 6, no. 2. P. 53–60. DOI: 10.11648/j.ijfmts.20200602.12.
3. Aytac F. Z., Yücel N. Development of a design methodology for a centrifugal compressor with the utilization of CFD // Politeknik Dergisi. 2020. Vol. 23 (1). P. 231–239. DOI: 10.2339/politeknik.658358.
4. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M., Simonov A. Analysis and modernization of real gas thermodynamic calculation for turbocompressors and detander units // International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018). 2018. Vol. 245. 09005. DOI: 10.1051/mateconf/201824509005.
5. Чеглаков И. В., Кожухов Ю. В. Результаты моделирования пространственного течения в радиальном рабочем колесе центробежного компрессора с применением программного пакета Fine/Turbo // Неделя науки СПбГПУ: материалы науч.-практ. конф. с междунар. участием. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2014. С. 221–223.
6. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V., Malev K. G., Mironov Yu. R. The task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876 (1). 020046. DOI: 10.1063/1.4998866.
7. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В., Гилева Л. В., Лебедев А. А. Верификация CFD-расчета на суперкомпьютере среднерасходных модельных ступеней // Суперкомпьютерные дни в России: тр. Междунар. конф. Москва: Изд-во МГУ, 2016. С. 816–828.
8. Kozhukhov Y. V., Yun V. K., Reshetnikova L. V., Prokopovich M. V. Numerical Investigation of Different Radial Inlet Forms for Centrifugal Compressor and Influence of the Deflectors Number by Means of Computational Fluid Dynamics Methods with Computational Model Validation // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. Vol. 90. 012047. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012047.
9. Рахманина Л. А., Аксенов А. А. Исследование влияния неравномерного распределения абсолютной скорости потока на входе в осердиальное рабочее колесо центробежного компрессора с применением методов численного моделирования в Ansys CFX // Компрессорные технологии. 2019. № 2. С. 18–25.
10. Карташов С. В., Кожухов Ю. В. Обоснование выбора расчетной области в задачах моделирования вязкого потока в

малорасходных ступенях центробежного компрессора // Холодильная техника. 2020. № 1. С. 22–27.

11. Иванов В. М., Кожухов Ю. В. Результаты численного моделирования вязкого потока в малорасходных ступенях центробежных компрессоров как основа создания математической модели напора // Холодильная техника. 2020. № 3. С. 24–29.

12. Иванов В. М., Кожухов Ю. В. Математическая модель напора малорасходных рабочих колес дожимных центробежных компрессоров тепловых электростанций // Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 12. С. 12–20.

13. Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // Transactions IFFM. 2016. Vol. 131. P. 97–109.

14. Lettieri C. C., Baltadjiev N. N., Casey M. M., Spakovszky Z. Z. Low-Flow-Coefficient Centrifugal Compressor Design for Supercritical CO<sub>2</sub> // Journal of Turbomachinery. 2014. Vol. 136 (8). 081008. DOI: 10.1115/1.4026322.

15. Никитин Е. Г., Кожухов Ю. В. Применение суперкомпьютерных технологий при исследовании методами вычислительной газодинамики пространственного течения малорасходной ступени СВД-22 центробежного компрессора // Научный сервис в сети Интернет: все грани параллелизма: тр. Междунар. суперкомпьютер. конф. Москва: Изд-во МГУ, 2013. С. 312–320.

16. Чеглаков И. В., Кожухов Ю. В. Исследование рабочего процесса в малорасходной центробежной компрессорной ступени СВД-22 в программном комплексе Fine/Turbo с верификацией данных расчета // Инновации. Технологии. Производство: сб. материалов науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию со дня рождения главного конструктора П. А. Колесова. Рыбинск: Изд-во РГАТУ им. П. А. Соловьева, 2015. Т. 1. С. 135–139.

17. Яблоков А. М., Кожухов Ю. В., Лебедев А. А. Исследование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. Вып. 4 (231). С. 59–69. DOI: 10.5862/JEST.231.7.

18. Воронова Ю. А., Селезнев К. П., Садовский Н. И. [и др.]. Численное исследование течения вязкого газа в малорасходном центробежном колесе канального типа // Труды СПбГТУ. № 465: Энергетические машины и установки. 1997. С. 3–8.

19. Biba Yu. I., Nye D. A., Liu Z. Performance Evaluation and Fluid Flow Analysis in Low Flow Stages of Industrial Centrifugal Compressor // International Journal of Rotating Machinery. 2002. Vol. 8 (5). DOI: 10.1080/1023-620291910734.

20. Tanaka M., Kobayashi H., Nishida H. Development of Wedge Type Impellers for Low Specific Speed Centrifugal Compressors // 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Volume 5: Design, Analysis, Control and Diagnosis of Fluid Power Systems. ASME. 2008. P. 51–60. DOI: 10.1115/imece2008-66571.

21. Hazby H., Casey M., Březina L. Effect of Leakage Flows on the Performance of a Family of Inline Centrifugal Compressors // Journal of Turbomachinery. 2019. Vol. 141 (9). 091006. DOI: 10.1115/1.4043786.

22. Zhao H., Deng Q., Zheng K. [et al.]. Numerical Investigation on the Flow Characteristics of a Supercritical CO<sub>2</sub> Centrifugal Compressor // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 3B: Oil and Gas Applications; Organic Rankine Cycle Power Systems; Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles; Wind Energy. Düsseldorf, Germany. June 16–20, 2014. ASME. 2014. V03BT36A013. DOI: 10.1115/GT2014-26646.

23. Неверов В. В., Любимов А. Н., Чеглаков И. В. Вычислительная газодинамика как инструмент повышения качества, надежности и скорости проектирования проточных частей турбокомпрессоров // Компрессоры и компрессорное оборудование: тр. Междунар. симп. им. К. П. Селезнёва. Санкт-

Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. С. 42–49. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id18-98.

24. Семаков А. В., Любимов А. Н., Неверов В. В., Чеглаков И. В. Модернизация воздушного центробежного компрессора // Газовая промышленность. 2019. № 9 (790). С. 168–170.

25. Григорьев К. А., Коротков В. А., Ворошин Д. В. Применение современных вычислительных программ для определения параметров потока в центробежных компрессорах // Вестник Международной академии холода. 2011. № 3. С. 22–23.

26. Mangani L., Casartelli E., Mauri S. Assessment of Various Turbulence Models in a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor with an Object Oriented CFD Code // 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C, June 6–10, 2011. ASME. 2012. P. 2219–2229. DOI: 10.1115/GT2011-46829.

27. Simoes M. R. [et al.]. Validation of Turbulence models for simulation of axial flow compressor // 20th international conference of Mechanical engineering, Gramado, RS Brazil, Proceedings of COBEM 2009. URL: <https://www.fem.unicamp.br/~phoenics/EM974/PROJETOS/Temas%20Projetos/Axial%20Compressor/COB09-3328.pdf> (дата обращения: 10.12.2020).

28. Gibson L., Galloway L., Sung in Kim [et al.]. Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation // Journal of the Global Power and Propulsion Society. 2017. Vol. 1. 2I1890. DOI: 10.22261/2I1890.

29. Bourgeois J. A., Martinuzzi R., Savory E. [et al.]. Assessment of Turbulence Model Predictions for an Aero-Engine Centrifugal Compressor // Journal of Turbomachinery. 2011. Vol. 133. 011025. DOI: 10.1115/1.4001136.

30. Spalart P. R., Allmaras S. R. A one equation turbulence model for aerodynamic flows // AIAA 30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibition, 6-9 January, Reno, Nevada, USA. 1992. 439. DOI: 10.2514/6.1992-439.

31. Aupoix B., Spalart P. Extensions of the Spalart–Allmaras turbulence model to account for wall roughness // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2003. Vol. 24 (4). P. 454–462. DOI: 10.1016/S0142-727X(03)00043-2.

32. Menter F. Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows // NASA Technical Reports Server (NTRS) 19930013620. 1992. 140573363. 38 p.

33. Menter F. Review of the Shear-stress Transport Turbulence Model Experience from an Industrial Perspective // International Journal of Computational Fluid Dynamics. 2009. Vol. 23. P. 305–316. DOI: 10.1080/10618560902773387.

34. Menter F., Garbaruk A., Egorov Y. Explicit algebraic Reynolds stress models for anisotropic wall-bounded flows // EUCASS Proceedings Series. 2012. Vol. 3. P. 89–104. DOI: 10.1051/eucass/201203089.

35. Яблоков А. М., Кожухов Ю. В., Садовский Н. И. Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 4. С. 3–11. DOI: 10.17586/1606 4313 2020 19 4-3-11.

**КАРТАШОВ Сергей Владимирович**, ведущий инженер Центра промышленной, ресурсно-инфраструктурной экспертизы и управления.

Адрес для переписки: [sergey.v.kartashov@gmail.com](mailto:sergey.v.kartashov@gmail.com)

SPIN-код: 3196-0990

AuthorID (РИНЦ): 876118

ORCID: 0000-0001-5269-9536

AuthorID (SCOPUS): 57199230754

**КОЖУХОВ Юрий Владимирович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики, ведущий инженер Центра промышленной, ресурсно-инфраструктурной экспертизы и управления.

SPIN-код: 5756-4994

AuthorID (РИНЦ): 536513

ORCID: 0000-0001-7679-9419

AuthorID (SCOPUS): 56829504700

ResearcherID: N-9066-2016

Адрес для переписки: kozhukhov\_yv@mail.ru

#### Для цитирования

Карташов С. В., Кожухов Ю. В. Повышение качества проектных расчетов вязкого потока в малорасходных ступенях центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики за счет обоснованного применения различных моделей турбулентности // Омский научный вестник. 2021. № 2 (176). С. 24 – 30. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-176-24-30.

**Статья поступила в редакцию 15.02.2021 г.**

© С. В. Карташов, Ю. В. Кожухов