

УДК 621.515

Методика расчета сверхзвуковых центробежных рабочих колес и рекомендации по их проектированию численными методами^{*}

Р.И. Загвоздкин, А.А. Дроздов, Л.Н. Маренина

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Methods for calculating supersonic centrifugal impellers and recommendations for their design by numerical methods

R.I. Zagvozdkin, A.A. Drozdov, L.N. Marenina

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Центробежные компрессоры находят широкое применение в металлургической, химической, нефтегазовой, авиационной и других областях промышленности. Моральное устаревание части действующих центробежных компрессоров и объявленная президентом и правительством РФ программа импортозамещения и развития авиационной промышленности делают актуальной задачу совершенствования способов и методик проектирования центробежных компрессоров. Для их проектирования численными методами необходимо корректно настроить граничные условия решателя и иметь сеточную модель, удовлетворяющую его требованиям. Дан обзор аналогичных работ с анализом приведенных в них результатах. Для исследования выбран объект, для которого есть все необходимые данные в открытых источниках. Построены его цифровая и сеточная модели, проведена серия расчетов на различных сеточных моделях, проанализированы полученные результаты. Выполнена валидация численного метода, определены погрешности численного метода путем сравнения с экспериментальными данными.

EDN: TGXMON, <https://elibrary/tgxmon>

Ключевые слова: сверхзвуковое центробежное рабочее колесо, центробежный компрессор, численное моделирование, валидация численного метода

Centrifugal compressors are widely used in various industries, in metallurgy, chemical, oil and gas, aviation and others. The obsolescence of some of the existing compressors and the program of import substitution and development of the aviation industry announced by the President and the Government of the Russian Federation creates an urgent problem with a promising method and methodology for designing centrifugal compressors. To design a centrifugal compressors using the listed methods, it is necessary to correctly configure the boundary conditions of the solver and have a grid model that meets the solver requirements. The article presents a description of the results of similar works and an analysis of these results. To conduct our own study of the selected object, where all the necessary data are available in open sources, its digital and grid model was built and a series of calculations were carried out on various grid models, the analysis of the calculations was performed and

^{*} Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-00282, <https://rscf.ru/project/24-29-00282/>

its results were presented. The validation of the numerical experimental method was carried out, the error of the numerical experimental method was established.

EDN: TGXMON, <https://elibrary/tgxmon>

Keywords: supersonic centrifugal impeller, centrifugal compressor, validation of a numerical method, numerical modeling

К проектируемой для авиационной отрасли компрессорной технике предъявляются жесткие требования. Она должна обеспечивать запас газодинамической устойчивости во всем эксплуатационном режиме и достижение максимально высоких параметров (к основным из которых относятся коэффициент полезного действия (КПД) и степень повышения давления) при минимальных временных и финансовых затратах.

Центробежные компрессоры (ЦК) выпускают небольшими сериями, что делает процесс конструирования и разработки новых машин очень важным. Он включает в себя расчет элементов проточной части и их оптимизацию для получения максимальных целевых параметров, экспериментальную проверку и доводку ЦК — натурных агрегатов или их моделей. Два последних этапа разработки ЦК требуют больших финансовых затрат на производство его натурной модели.

Цель исследования — разработка методики проведения CFD-расчетов сверхзвуковых центробежных рабочих колес (далее РК) и ЦК на основе опыта проектирования и существующей базы данных экспериментальных исследований.

Для достижения указанной цели решены следующие задачи:

- анализ работ, включающих в себя описание геометрической модели и граничных условий расчета, а также результаты сеточной независимости и экспериментальные данные;
- поиск материалов в открытом доступе, содержащих подробное описание геометрической модели, параметров потока рабочего тела (РТ) и экспериментальные данные по сверхзвуковым центробежным компрессорным ступеням;
- валидация численного метода и отработка методики расчета и настройки граничных условий для решателя;
- расчет различных сеточных моделей при частоте вращения 100 %; выработка рекомендаций для дальнейших расчетов.

Обзор существующих работ и анализ их результатов. Рассмотрены статьи, в которых опи-

саны граничные условия CFD-расчетов, и приведены результаты исследования сеточной независимости.

В статье «Механизмы влияния на производительность рабочих колес трансзвуковых центробежных компрессоров» [1] приведены результаты расчета на сеточную чувствительность, и предложен оптимальный угол стреловидности лопаток РК ЦК, обеспечивающий более высокую эффективность, чем базовая модель. Техническая характеристика базового РК указана ниже.

Краткая техническая характеристика базового РК

Количество лопаток z , шт.	13 + 13 + 13
Относительный втулочный радиус на входе r_{1h}/r_2	0,41
Относительный периферийный радиус на входе r_{1l}/r_2	0,56
Относительная высота лопатки на выходе b_2/r_2	0,05
Отношение давлений π	3,0
Удельная скорость N_s	0,60

Для исследования влияния стреловидности предварительно изучена сеточная независимость базовой модели. Сеточная модель РК состояла из 153, 69 и 43 узлов в продольном, поперечном и окружном направлении соответственно. Зазоры между концами всех лопаток установлены постоянными и равными 4,4 % высоты выходной лопатки. Высота пристеночной ячейки — 0,001 мм, значение $Y^+ = 0...3$. Все области РТ рассчитаны во вращающейся системе отсчета, поэтому интерфейсы отсутствовали.

Сеточная модель базового РК имела 2,3 млн узлов для одного сектора, включая около 0,2 млн ячеек в областях зазора.

В качестве граничных условий на входе в расчетную область заданы полное давление и температура, на выходе — статическое давление. Все твердые стенки, граничащие с жидкой средой, заданы без прилипания.

CFD-моделирование осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса выполнено с помощью решателя Euranus. Условием сходимости являлся рост противодавления в состоя-

нии, близком к помпажу не более 1 кПа на протяжении 10 000 итераций.

Для выполнения множества расчетов предварительно определено влияние качества сеточной модели на результаты исследований. Для анализа использованы четыре различных типа сетки в РК, количество узлов которых варьировалось от 1,0 до 2,6 млн.

Результаты CFD-моделирования при частоте вращения 100 % приведены на рис. 1, а. Видно, что значения степени повышения полного давления и изоэнтروпического КПД, полученные для сеточных моделей, превышающих 1,5 млн элементов, не отличаются друг от друга. Распределение статического давления по высоте канала на выходе из РК при одинаковом расходе РТ и максимальном КПД показано на рис. 1, б.

Для сеточной модели, состоящей из 2,3 млн узлов, максимальная погрешность статического давления составила всего 0,03 % противодавления. Такая погрешность является удовлетворительной, поэтому расчеты целесообразно проводить на сеточной модели, состоящей не более чем из 2,3 млн ячеек.

В статье «Исследование высоконагруженно-го трансзвукового центробежного компрессора с использованием усовершенствованного метода проектирования» [2] также выполнен анализ влияния сеточной независимости на точность получаемых результатов. Техническая характеристика РК приведена ниже.

Техническая характеристика РК

Массовый расход, кг/с 1,5
Отношение давлений π 5,1

Изоэнтропический КПД, % 81
Расположение передней кромки сплиттерной лопатки, % 30
Количество лопаток z , шт. 12 + 12
Зазор на периферии, мм 0,15

В этой статье рассмотрен ЦК, предназначенный для небольших реактивных двигателей, с частотой вращения $n = 65\,000\text{ мин}^{-1}$ и числом Маха на периферии входной кромки рабочей лопатки, равным 1,5. В состав ЦК входили РК, радиальный лопаточный диффузор и улитка.

Также в статье [2] приведены результаты сеточной независимости. Моделирование проведено методом RANS. В качестве решателя выбран Euranus программного обеспечения Numeca Fine/turbo. Размер первой ячейки составлял 0,002 мм, значение Y^+ — не более 5.

Сеточная независимость оценена путем сравнения результатов расчета и эксперимента для частоты вращения 100 %. Сеточные модели, содержавшие 0,55...4,95 млн узлов получены путем умножения грубых сеток на коэффициент. Результаты численного моделирования и эксперимента приведены на рис. 2.

Видно, что при достижении сеточной модели 2,5 млн узлов максимальные значения степени повышения полного давления и изоэнтропического КПД, а также граница запираания различаются незначительно. То есть результаты расчета для сеточной модели, состоящей из 2,5 млн узлов, хорошо согласуются с экспериментальными данными, что подтверждает точность и надежность выбранного численного метода.

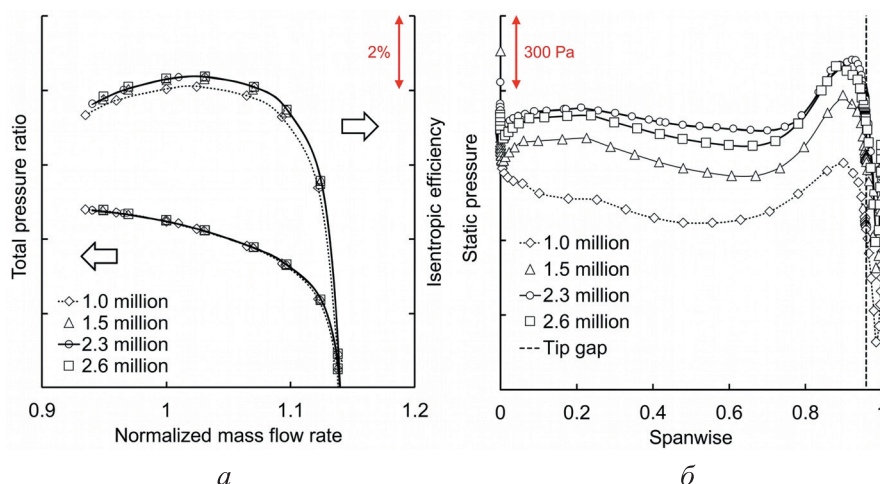


Рис. 1. Результаты CFD-моделирования с разными сеточными моделями:

а — зависимости степени повышения полного давления и изоэнтропического КПД от расхода РТ;
б — распределение статического давления по высоте на выходе из РК

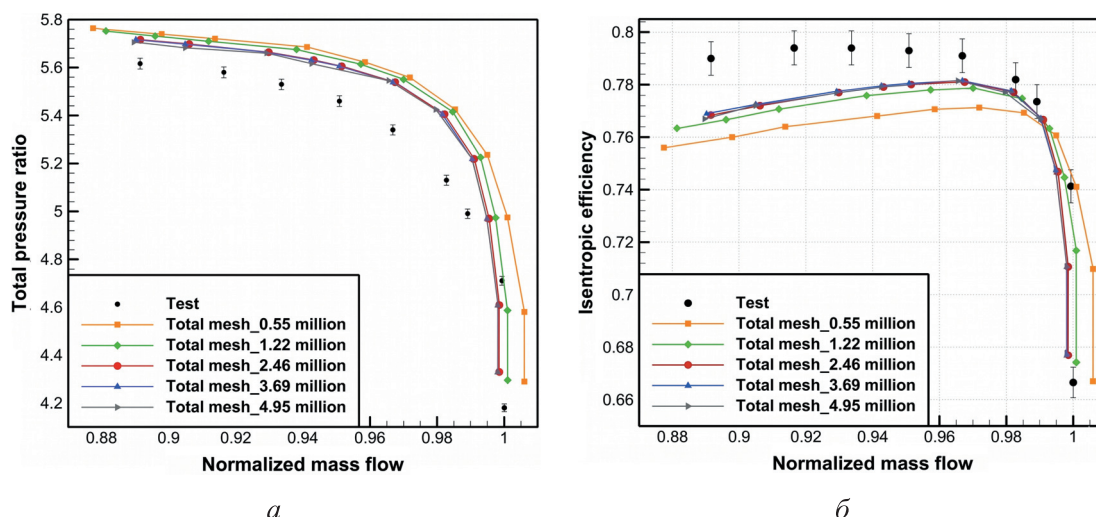


Рис. 2. Зависимости степени повышения полного давления (а) и изоэнтальпического КПД (б) от массового расхода РТ, полученные путем численного моделирования и эксперимента

В статье «Оптимизация рабочего колеса центробежного компрессора со степенью сжатия 6,2 с помощью трехмерного обратного проектирования» [3] в качестве объекта исследования выступало РК SRV2, основные параметры которого приведены ниже.

Основные параметры РК SRV2

Частота вращения, мин^{-1} 50 000
 Массовый расход РТ, кг/с 2,55
 Количество лопаток, шт. 13 + 13
 Радиус на выходе из РК, мм 112
 Отношение давлений π 6,2

Расчетная модель состояла из центробежного РК и безлопаточного диффузора. Моделиро-

вание проведено методом RANS в постановке Steady в программном комплексе ANSYS CFX11. Выполнено сравнение моделей турбулентности SST и $k-\epsilon$. Так как существенных отличий не наблюдалось, исследования сеточной независимости выполнены на модели турбулентности $k-\epsilon$. Грубая (coarse) сеточная модель включала в себя 300 тыс. узлов, средняя (medium) — 875 140 узлов, хорошая (fine) — 1,4 млн узлов. По результатам исследования средняя сеточная модель показала приемлемый результат, поэтому для дальнейшего исследования использована она. Параметр Y^+ составлял около 50, количество ячеек в средней сеточной модели — 235 по длине, 49 — по высоте и 76 — в окружном направлении.

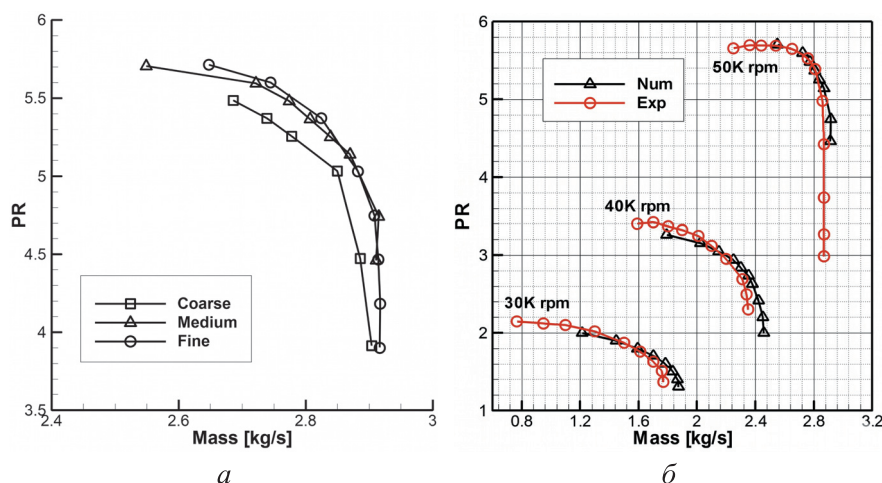


Рис. 3. Напорные кривые:
 а — полученные путем численного моделирования с использованием трех сеточных моделей;
 б — построенные путем численного моделирования для средней сеточной модели и эксперимента при частоте вращения $n = 30\,000$, $40\,000$ и $50\,000 \text{ мин}^{-1}$

Результаты численного моделирования с использованием трех сеточных моделей — напорные кривые в виде зависимостей степени повышения полного давления от массового расхода РТ — приведены на рис. 3, а. Результаты сравнения данных численного моделирования для средней сеточной модели и эксперимента при частоте вращения $n = 30\,000$, $40\,000$ и $50\,000$ мин⁻¹ показаны на рис. 3, б.

Как видно из рис. 3, б, результаты численного моделирования и эксперимента коррелируются с большой точностью во всем диапазоне работы ЦК. Средняя сеточная модель имеет 875 140 узлов, что в 3 раза меньше, чем у других моделей.

Таким образом, для исследования сеточной независимости целесообразно оценить влияние сеточных моделей с параметром $Y^+ = 1 \dots 80$, состоящих из 700 тыс. узлов и более, и соответ-

ствующую им модель турбулентности, а также проанализировать влияние степени роста элементов в диапазоне $1,1 \dots 1,5$.

Научный задел. Описание объекта исследования. Выполнен анализ имеющихся в открытом доступе экспериментальных данных по сверхзвуковым центробежным компрессорным ступеням. Для идентификации постановки CFD-расчетов необходимы как корректные геометрические характеристики проточной части ЦК, так и газодинамические характеристики ЦК или его элементов. Однако в открытом доступе у большинства объектов отсутствуют полные газодинамические или геометрические характеристики.

В качестве объекта исследования выбрано РК SRV2, спроектированное и испытанное в Немецком аэрокосмическом центре (DLR —

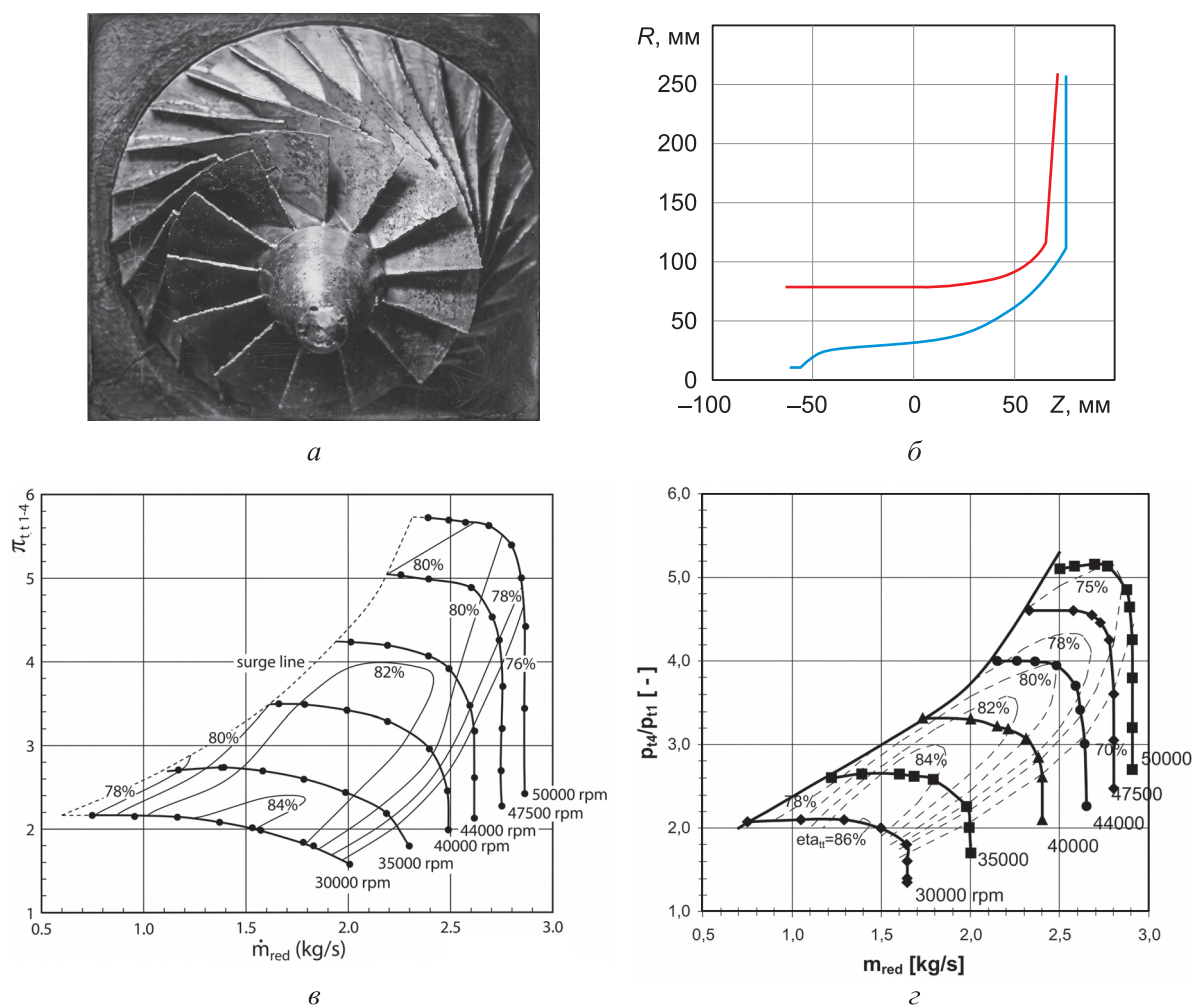


Рис. 4. Результаты исследования РК SRV2:

а — внешний вид РК;

б — меридиональные контуры проточной части РК на периферии (—) и у втулки (—);

в и з — экспериментальные напорные характеристики РК с безлопаточным и лопаточным диффузорами

Deutsches Zentrum für Luft — und Raumfahrt), для которого есть полная информация по геометрическим, суммарным характеристикам и отдельно по анализу входного течения потока РТ [4–7]. Внешний вид РК SRV2 показан на рис. 4, а [5].

Геометрические характеристики РК являются типичными для большей части современных ступеней ЦК со сплиттерными лопатками и с обратной стреловидностью на выходе из РК $\beta_2' = 52^\circ$. Основные геометрические характеристики хорошо спроектированного РК SRV2 (осевая длина, диаметр входа втулки, диаметр входа периферии, входные углы лопаток, их угол изгиба и толщина, распределения углов лопатки вдоль втулочного и периферийного контуров, и т. д.) имеют типичные современные значения, что делает его типичным тестовым примером [6, 8, 9]. Так как РК спроектировано с прямолинейными образующими поверхность профиля, его можно изготавливать боковым фрезерованием.

Техническая характеристика РК SRV2

Полное давление на входе p_1^* , кПа	101 325
Полная температура на входе T_1^* , К	288
Частота вращения n , мин ⁻¹	50 000
Массовый расход РТ G , кг/с	2,55
Степень повышения полного давления π^*	6,1
Адиабатический КПД РК η^*	0,84
Удельная скорость N_s	0,87
Радиус на входе в РК, мм:	
у втулки r_{1h}	30
на периферии на входе РК r_{1s}	78
Радиус выхода, мм:	
из РК r_2	112
из диффузора r_4	212
Осевая длина РК l_{ax} , мм	75

Относительная осевая длина РК $\bar{l}_{ax}$	0,335
Высота лопатки на выходе из РК b_2 , мм	10,2
Количество полных и сплиттерных лопаток z , шт.	13 + 13
Угол лопаток на входе в РК, град:	
на периферии β_{1s}	26,5
у втулки β_{1h}	52,9
Угол лопаток на выходе из РК, град:	
на периферии β_{2s}	52,0
у втулки β_{2h}	52,0
Толщина лопатки на входе в РК, мм:	
на периферии dB_{1s}	0,56
у втулки dB_{1h}	1,03
Максимальная толщина лопатки, мм:	
на периферии dB_{maxs}	1,19
у втулки dB_{maxh}	2,95

Меридиональные контуры проточной части РК на периферии и у втулки РК SRV2 показаны на рис. 4, б. Экспериментальные напорные характеристики РК SRV2 с безлопаточным и лопаточным диффузорами приведены на рис. 4, в и г [6, 10, 11]. Видно, что устойчивость ступени при высоких значениях частоты вращения определяется лопаточным диффузором, а при частоте вращения менее 80 % — РК.

Построение цифровой и сеточной моделей объекта исследования и описание методики проведения CFD-расчетов. Цифровая модель РК SRV2 получена операцией по сечениям, которые представляют собой сплайны, построенные по точкам. По сплайнам построены перо основной лопатки (рис. 5, а) и сплиттерная лопатка [4, 6, 12].

Для создания сеточной модели РК использован генератор TurboGrid программного комплекса ANSYS (рис. 5, б).

Сеточная модель РК имеет структурированные гексагональные ячейки с пограничным

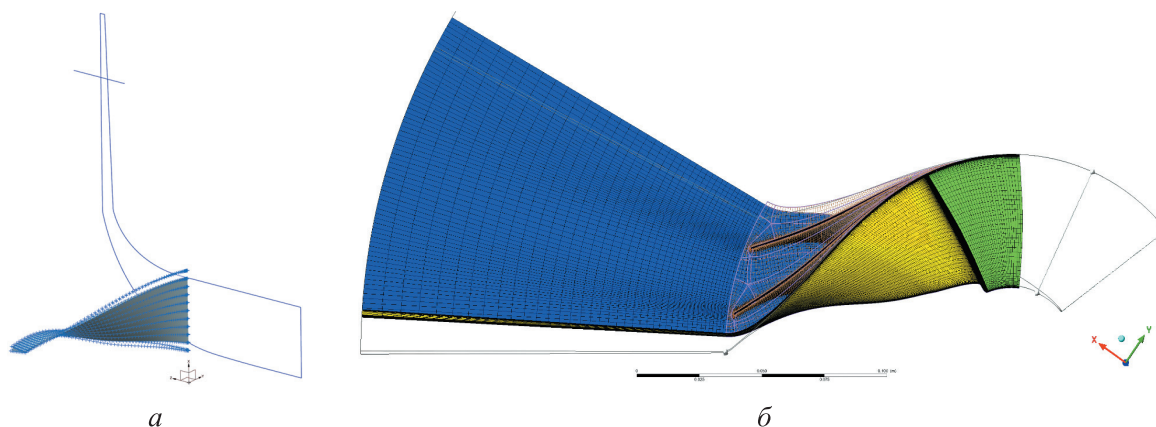


Рис. 5. Цифровая (а) и сеточная (б) модели РК SRV2

пристеночным слоем и сгущение в зазоре на периферии между рабочими лопатками и покрывным диском. Расчетная область с граничными условиями показана на рис. 6, а. Для оценки качества сеточной модели на рис. 6, б приведено распределение параметра Y^+ по поверхности рабочих лопаток.

В качестве граничных условий на входе в расчетную область выступали полное давление $p_1^* = 101\,325$ кПа и температура и $T_1^* = 288$ К, статическое давление, расход РТ на выходе и частота вращения $n = 50\,000$ мин⁻¹. РТ — идеальный газ с переменной теплоемкостью и вязкостью, модель турбулентности — $k-\varepsilon$ и SST.

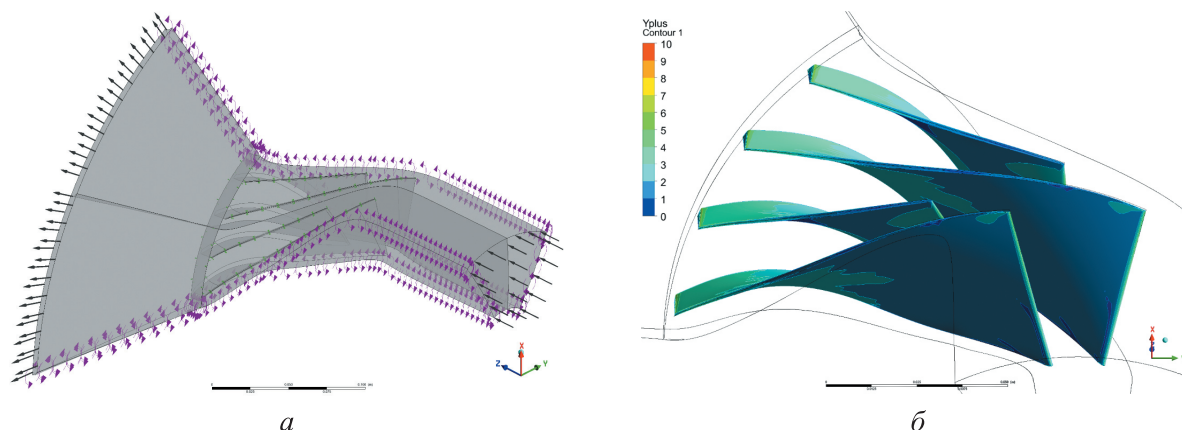


Рис. 6. Расчетная область с граничными условиями (а) и распределение параметра Y^+ по поверхности рабочих лопаток (б)

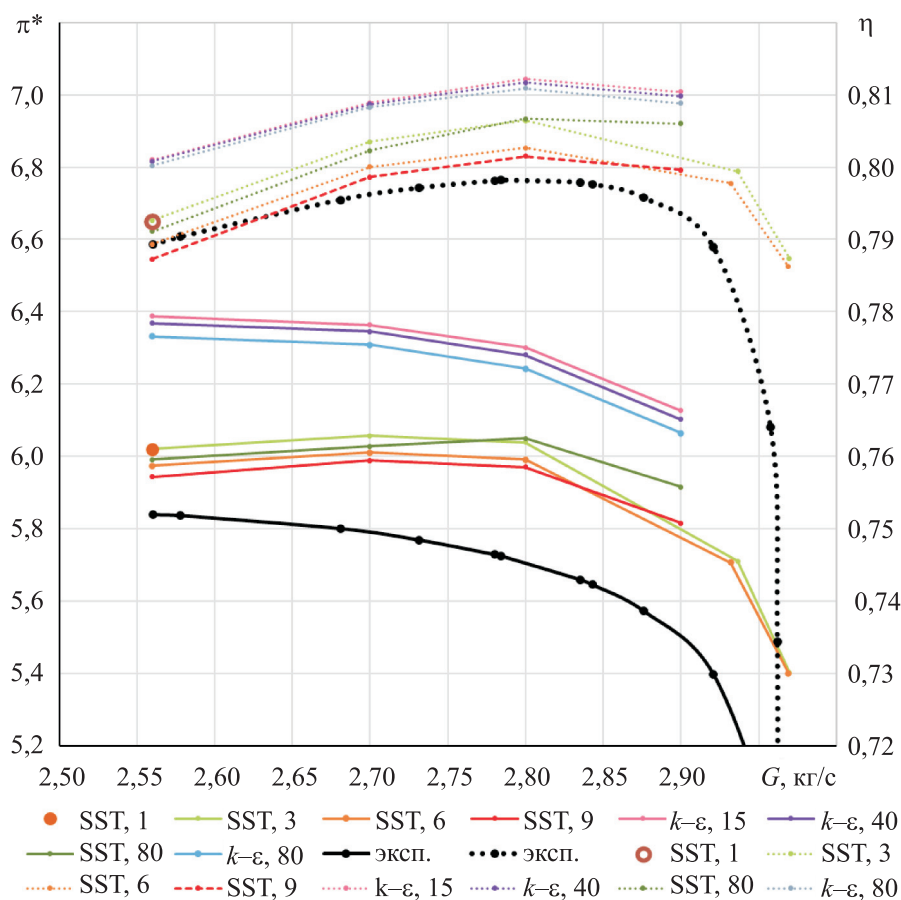


Рис. 7. Зависимости степени повышения полного давления π^* и КПД ПК SRV2 от массового расхода РТ G , полученные путем численного моделирования и экспериментального исследования

Неравномерность поля статического давления на выходе из расчетной области составила 5 %, что соответствует процессам при моделировании течения РТ в лопаточных машинах. Граничное условие на интерфейсе — frozen rotor. Принято решение исследовать модель с одним и двумя секторами, а также с двойной точностью решателя. Расчет проведен с шагом по времени 0,003 с. Условием сходимости являлся уровень дисбалансов массы и энергии менее 0,05 % [13].

Сравнение вариантов постановки CFD-расчетов. Для отработки методики исследования варианты с различными сеточными моделями. Результаты численного моделирования (цветные кривые) для моделей турбулентности SST и k - ϵ и экспериментального исследования (черные кривые) [4] приведены на рис. 7, где цифры после моделей турбулентности соответствуют параметру Y^+ . Численное моделирование выполнено для восьми сеточных моделей.

Также выполнен расчет моделей с одним и двумя секторами. Погрешность по степени повышения полного давления π^* составила 0,02 %, что пренебрежимо мало, поэтому дальнейшие расчеты проводили с одним сектором. Двойная точность не повлияла на результаты расчета, поэтому ее нецелесообразно применять.

Лучшие результаты расчета получены для модели турбулентности SST: по степени повышения полного давления π^* погрешность расчета находилась в пределах 6 %, по КПД на горизонтальном участке напорной ветки — около 1 %. Для модели турбулентности k - ϵ погрешность расчета параметра π^* составила около 10 %, а КПД — 2 %.

Видно, что качественно модель турбулентности k - ϵ лучше отражает зависимость степени повышения полного давления π^* и КПД от массового расхода РТ, но количественно модель турбулентности SST более точна при моделировании [14, 15].

Выводы

1. Выполнен поиск и анализ существующих работ по исследованию сеточной независимости.

2. Построены цифровые и сеточные модели РК по данным, приведенным в открытых источниках.

3. В качестве метода исследования использованы CFD-расчеты физических процессов, протекающих в проточной части ЦК.

4. Проведены газодинамические расчеты с целью определения сеточной чувствительности для валидации по экспериментальным данным. Построены напорные кривые, определено расхождение результатов расчета и эксперимента для наиболее точной сеточной модели. Для степени повышения полного давления отклонение расчетного значения от экспериментального в проектной точке составило 2,3 %, для КПД — 0,01 %.

5. Дальнейшие исследования будут направлены на повышение точности, достоверности и универсальности результатов расчета сверхзвуковых РК и ЦК с помощью вычислительной газодинамики, а также на разработку методики по профилированию РК ЦК при их проектировании для авиационных двигателей с целью обеспечения требуемых параметров и запаса их устойчивой работы во всем диапазоне режимов.

Литература

- [1] He X., Zheng X. Mechanisms of sweep on the performance of transonic centrifugal compressor impellers. *Appl. Sci.*, 2017, vol. 7, no. 10, art. 1081, doi: <https://doi.org/10.3390/app7101081>
- [2] Li Z., Wu Y., Lu X. Performance improvement of a highly loaded transonic centrifugal compressor with tandem impeller and freeform blade configuration. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 24, art. 9283, doi: <https://doi.org/10.3390/en15249283>
- [3] Amarel N., Daneshkhah K., Krain H. et al. Optimization of 6.2:1 pressure ratio centrifugal compressor impeller by 3D inverse design. *ASME Turbo Expo*, 2011, vol. 7, paper GT2011-46505, pp. 2167–2177, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2011-46505>
- [4] AC 6-08 description. *kbwiki.ercsoftac.org: веб-сайт*. URL: https://www.kbwiki.ercsoftac.org/w/index.php/AC_6-08_Description (дата обращения: 14.03.2024).
- [5] Eisenlohr G., Dalbert P., Krain H. et al. Analysis of the transonic flow at the inlet of a high pressure ratio centrifugal impeller. *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1998, vol. 1, paper 98-GT-024, V001T01A007, doi: <https://doi.org/10.1115/98-GT-024>

- [6] Eisenlohr G., Krain H., Richter F.A. et al. Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller. *ASME Turbo Expo*, 2002, vol. 5, paper GT2002-30394, pp. 649–657, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2002-30394>
- [7] Эккерт Б. *Осевые и центробежные компрессоры*. Москва, Машгиз, 1959. 680 с.
- [8] Rodgers C. Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors. *J. Eng. Power.*, 1964, vol. 86, no. 2, pp. 161–170, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3677568>
- [9] Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*. Москва, Машиностроение, 1986. 432 с.
- [10] Elfert M., Weber A., Wittrock D. et al. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller. *J. Turbomach.*, 2017, vol. 139, no. 10, art. 101007, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4036357>
- [11] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Москва, Ленинград, Машиностроение, 1964. 334 с.
- [12] Lohmberg A., Casey M.V., Ammann S. Transonic radial compressor inlet design. *Proc. Inst. Mech. Eng. A*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 367–374, doi: <https://doi.org/10.1243/095765003322315423>
- [13] Rusch D., Casey M.V. The design space boundaries for high flow capacity centrifugal compressors. *J. Turbomach.*, 2013, vol. 135, no. 3, art. 031035, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007548>
- [14] How to manage uncertainty in CFD: the grid convergence index. *cfu.university: веб-сайт*. URL: <https://cfu.university/blog/how-to-manage-uncertainty-in-cfd-the-grid-convergence-index> (дата обращения: 25.08.2024).
- [15] 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 Conf.*, 2017, vol. 143, art. 02073, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>

References

- [1] He X., Zheng X. Mechanisms of sweep on the performance of transonic centrifugal compressor impellers. *Appl. Sci.*, 2017, vol. 7, no. 10, art. 1081, doi: <https://doi.org/10.3390/app7101081>
- [2] Li Z., Wu Y., Lu X. Performance improvement of a highly loaded transonic centrifugal compressor with tandem impeller and freeform blade configuration. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 24, art. 9283, doi: <https://doi.org/10.3390/en15249283>
- [3] Amarel N., Daneshkhah K., Krain H. et al. Optimization of 6.2:1 pressure ratio centrifugal compressor impeller by 3D inverse design. *ASME Turbo Expo*, 2011, vol. 7, paper GT2011-46505, pp. 2167–2177, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2011-46505>
- [4] AC 6-08 description. *kbwiki.ercraftac.org: website*. URL: https://www.kbwiki.ercraftac.org/w/index.php/AC_6-08_Description (дата обращения: 14.03.2024).
- [5] Eisenlohr G., Dalbert P., Krain H. et al. Analysis of the transonic flow at the inlet of a high pressure ratio centrifugal impeller. *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1998, vol. 1, paper 98-GT-024, V001T01A007, doi: <https://doi.org/10.1115/98-GT-024>
- [6] Eisenlohr G., Krain H., Richter F.A. et al. Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller. *ASME Turbo Expo*, 2002, vol. 5, paper GT2002-30394, pp. 649–657, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2002-30394>
- [7] Eckert B., Schnell E. *Axial- und radialkompressoren*. Springer, 1961. 528 p. (Russ. ed.: *Osevyie i tsentrobezhnye kompressory*. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 680 p.)
- [8] Rodgers C. Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors. *J. Eng. Power.*, 1964, vol. 86, no. 2, pp. 161–170, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3677568>
- [9] Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 432 p. (In Russ.).
- [10] Elfert M., Weber A., Wittrock D. et al. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller. *J. Turbomach.*, 2017, vol. 139, no. 10, art. 101007, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4036357>

- [11] Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1964. 334 p. (In Russ.).
- [12] Lohmberg A., Casey M.V., Ammann S. Transonic radial compressor inlet design. *Proc. Inst. Mech. Eng. A*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 367–374, doi: <https://doi.org/10.1243/095765003322315423>
- [13] Rusch D., Casey M.V. The design space boundaries for high flow capacity centrifugal compressors. *J. Turbomach.*, 2013, vol. 135, no. 3, art. 031035, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007548>
- [14] How to manage uncertainty in CFD: the grid convergence index. *cfu.university: website*. URL: <https://cfu.university/blog/how-to-manage-uncertainty-in-cfd-the-grid-convergence-index> (accessed: 25.08.2024)
- [15] 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 Conf.*, 2017, vol. 143, art. 02073, doi: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>

Статья поступила в редакцию 22.09.2025

Информация об авторах

ЗАГВОЗДКИН Роман Игоревич — аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: zagvozdkin.1997@mail.ru).

ДРОЗДОВ Александр Александрович — доктор технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

МАРЕНИНА Любовь Николаевна — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: marenina_ln@spbstu.ru).

Information about the authors

ZAGVOZDKIN Roman Igorevich — Postgraduate, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: zagvozdkin.1997@mail.ru).

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

MARENINA Lyubov Nikolaevna — Candidate of Science (Eng.), Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: marenina_ln@spbstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Загвоздкин Р.И., Дроздов А.А., Маренина Л.Н. Методика расчета сверхзвуковых центробежных рабочих колес и рекомендации по их проектированию численными методами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 5, с. 112–121.

Please cite this article in English as:

Zagvozdkin R.I., Drozdov A.A., Marenina L.N. Methods for calculating supersonic centrifugal impellers and recommendations for their design by numerical methods. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 5, pp. 112–121.