

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ 3D-СКАНИРОВАНИЯ И CFD-РАСЧЕТОВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ МНГОВАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ПРОВЕДЕНИЯ ОПТИМИЗАЦИИ

Е. В. Филимонов¹, Л. Н. Маренина², А. А. Дроздов², Н. И. Садовский²

¹ ООО «ВЭЛТЕКС»,

Россия, 350080, г. Краснодар, ул. Уральская, д. 222

² Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

В работе представлен анализ полуоткрытых центробежных рабочих колес трехступенчатого многовального компрессора. Проведено 3D-сканирование геометрии рабочих колес, произведен CFD-расчет на проектном режиме работы компрессора, проведен анализ полученных результатов. Выявлены проблемы с рабочим колесом второй ступени. Далее геометрия всех трех колес оптимизирована при помощи модуля Design Exploration программного комплекса Ansys CFX, получено повышение КПД и улучшение картины течения.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, вычислительная газовая динамика, КПД, оптимизация, коэффициент потерь.

Введение

Современные исследования характеристик рабочих колес (РК) центробежных компрессоров (ЦК) направлены на оптимизацию работы этих устройств с целью повышения их энергоэффективности и снижения затрат на эксплуатацию.

Одним из ключевых направлений является изучение влияния геометрических размеров рабочего колеса на характеристики компрессора. С помощью численного моделирования можно определить оптимальные параметры рабочего колеса, обеспечивающие максимальную эффективность и производительность компрессора. Экспериментальные исследования позволяют подтвердить результаты моделирования и оценить влияние различных факторов на работу компрессора. Таким образом, исследование характеристик рабочих колес центробежных компрессоров является актуальной задачей, решение которой позволит улучшить работу этих устройств и сделать их более эффективными и экономичными.

Задачи, стоящие перед эксплуатирующими организациями, в условиях санкций в отношении РФ, сводятся как к продлению ресурса имеющегося парка центробежных компрессоров, так и к оптимизации расходов, связанных с их эксплуатацией. Для решения этих задач возможно применение методов численного моделирования. Обычно в структуре затрат эксплуатации центробежного компрессора с приводом от электродвигателя около 80–85 % занимает стоимость электроэнергии. Соответственно, повышение эффективности компрессора путем увеличения КПД позволяет снизить общую стоимость электроэнергии в процессе его эксплуатации.

Зачастую оптимизация рабочего колеса с точки зрения эксплуатации является относительно недорогим способом решения сопутствующих проблем, таких как изменение потребления газа со време-

нем, изменение характеристик газа на входе в ЦК (давление, температура, плотность), повышение вибрации вследствие износа РК.

Целью данной работы является анализ течения газа в рабочих колесах многовального центробежного компрессора. Компрессорная установка находится в эксплуатации, но существуют сведения о нестабильной работе данной установки. В частности, наблюдаются повышенный шум и срабатывание антипомпажной защиты. При этом компрессор проходил капитальный ремонт с заменой всех рабочих колес, уплотнений и подшипников. Вал-шестерня с рабочим колесом каждой из ступеней проходила необходимую балансировку перед установкой, монтаж и запуск осуществлялся квалифицированными специалистами.

Для решения поставленной задачи необходимо получить в качестве входных данных помимо рабочих характеристик компрессора также и геометрические параметры РК, т.к. конструкторская документация по установке отсутствует. В настоящее время широкое распространение получили методы трехмерного сканирования с получением достаточно высоких результатов с низкой погрешностью измерений.

Для более точного получения результатов исследования необходимо, чтобы общие допуски соответствовали значениям не ниже ГОСТ 30893.1: H14, h14, ±IT14/2. На рынке присутствует достаточно большое количество производителей сканирующего оборудования, среди них можно выделить следующих производителей: AICON, RangeVision, GOM, ScanTech, Creaform, Leica, FARO и другие.

Для более точного результата наилучшим решением являются оптические 3D-сканеры, закрепленные стационарно на специальном столе, они предназначены для анализа формы предмета с дальнейшим созданием его трехмерной модели или для контроля качества геометрии. Все сканеры уком-

Таблица 1. Технические характеристики 3D-сканера ATOS COMPACT SCAN
Table 1. Technical characteristics of the 3D-scanner ATOS COMPACT SCAN

Наименование	8M	12M
Количество точек за скан	8 000 000	12 000 000
Измерительные объемы [мм]	45 – 1200	
Размеры сенсора [мм]	360×150×240	
Длина кабеля [м]	до 10	
Позиционирование объекта	Ручное или на поворотном столе	
Компьютер	Ноутбук либо рабочая станция	
Программное обеспечение	Gom Scan, ATOS Professional	
Рабочие температуры	+ 5 °С до + 40 °С, (без конденсации влаги)	
Эл. питание	220 В	

плектованы ПК, позволяющим работать как с большинством промышленных форматов, так и универсальных, например, stp (step).

Характеристики выбранного устройства ATOS Compact Scan 8M 300 приведены в табл. 1.

Для большинства размеров РК различных типов многовальных ЦК подойдет сканер с рабочей областью 600×500×420 мм, при этом допустимая погрешность лежит в области ±0,01 мм для линейных размеров и ±0,03 мм для окружности, что соответствует 3–7 качеству для различных диаметров РК и является допустимой точностью изготовления для большинства обрабатывающих центров, на которых, как правило, производят детали ЦК, требующие высокого качества изготовления. Процесс обработки осерадиального РК представлен на рис. 1.

Таким образом, применив современные технологии 3D-сканирования, возможно получить готовую модель РК в универсальном формате, с высокой степенью достоверности геометрических размеров для дальнейшего экспорта в ПК и численного моделирования.

Для расчета и проектирования центробежных компрессоров и компрессорных ступеней применяются различные методики: одномерные и двумерные инженерные модели [1–5], квазитрехмерные расчеты [6–8], CFD-методы. Опыт из применения CFD-методов [9–11] показывает, что результаты расчетов во многом зависят от выбора модели турбулентности, граничных условий и т.д. Во многих случаях достичь хорошего совпадения расчетных и экспериментальных данных не получается.

В Политехнической научной школе компрессоростроения занимаются всеми из указанных выше направлений [12–16]. Для получения корректных результатов CFD-расчетов элементов проточной части центробежных компрессоров необходимо произвести предварительную верификацию. Верификации CFD-расчетов посвящен ряд зарубежных работ. В работе [9] показан расчет малорасходной двухвальной компрессорной ступени с расчетным условным коэффициентом расхода 0,025, расчетным коэффициентом теоретического напора 0,6. Расчет производился в программе ANSYS CFX 16.2, расчетная область состояла из входного патрубка с входным направляющим аппаратом (ВНА), рабочего колеса и безлопаточного диффузора (БЛД) (рис. 1).

С целью уменьшения затрат времени на расчет сетка строилась для двух межлопаточных каналов рабочего колеса.

В работе проводилось сопоставление не только рассчитанных и экспериментальных данных, но и численное сравнение РК со сплиттерными лопатками (двухъярусные РК) и РК без подрезки лопаток. Полученные газодинамические характеристики ступени представлены на рис. 2.

Рассчитанный КПД превышает измеренный примерно на 11 % практически на всех режимах работы ступени. В качестве одной из возможных причин такого большого различия может являться тот факт, что рассчитанный КПД является гидравлическим, т.е. не проводилось моделирование течения в зазорах «колесо – корпус», в то время как КПД, полученный в результате обработки эксперимента, учитывает потери протечек в уплотнениях и потери трения дисков. Аналогичным образом коэффици-

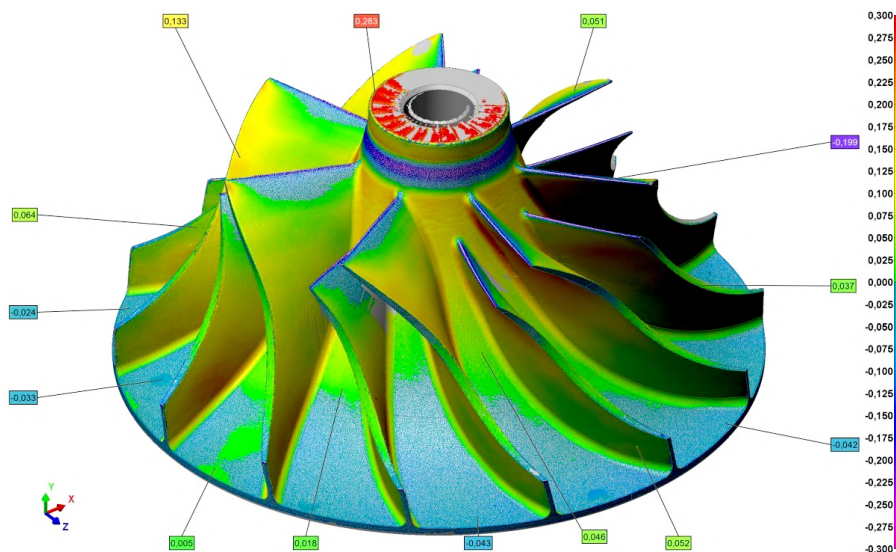


Рис. 1. Пример РК в процессе обработки отсканированного изображения
Fig. 1. Example of impeller in the process of processing a scanned image

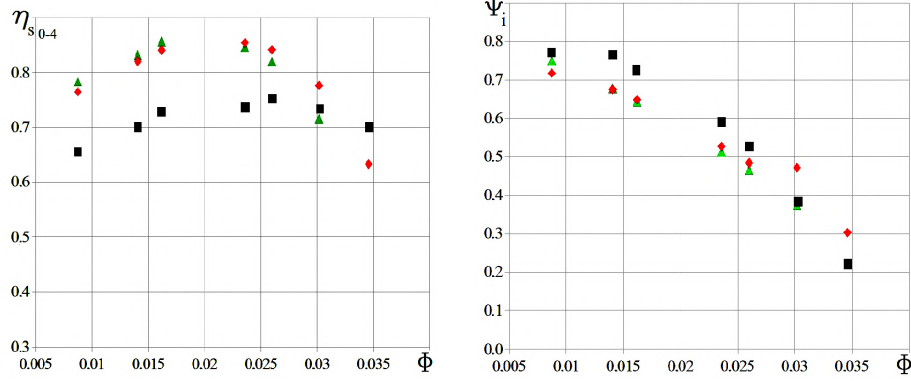


Рис. 2. Рассчитанные и измеренные газодинамические характеристики ступени.

Квадраты — эксперимент, треугольник — расчет, ромбы — расчет со сплиттерными лопатками [9]

Fig. 2. Calculated and measured gas-dynamic characteristics of the stage.

Squares — experiment, triangle — calculation, diamonds — calculation with splitter blades [9]

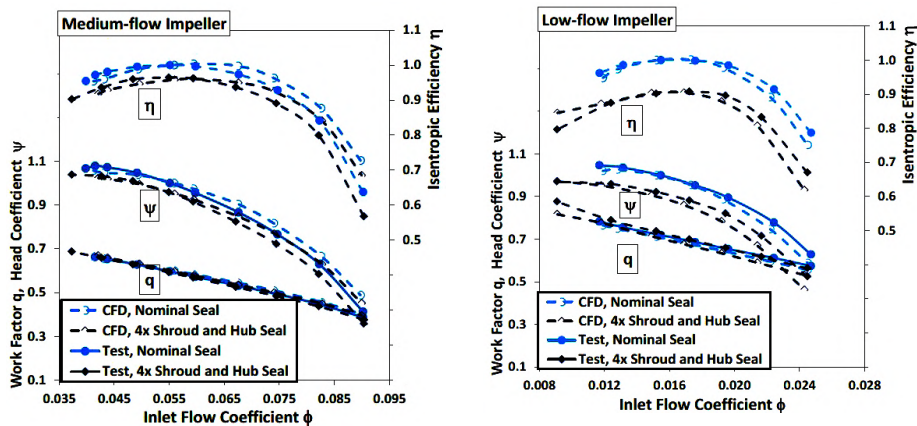


Рис. 3. Сравнение рассчитанных и измеренных газодинамических характеристик ступени [17]

Fig. 3. Comparison of calculated and measured gas-dynamic characteristics of the stage [17]

ент внутреннего напора по результатам испытаний превышает рассчитанный на 8–14 %.

В работе [17] представлено сравнение расчетных и экспериментальных данных для двух модельных ступеней (с мало- и среднерасходными рабочими колесами). Проводился анализ точности CFD-расчетов течения в лабиринтных уплотнениях основного и покрывающего диска, для чего рассматривались зазоры различного размера. Использовалась программа ANSYS CFX, модель турбулентности SST, расчетная сетка состояла из 2,45 млн ячеек.

Рассчитанные и измеренные газодинамические характеристики представлены на рис. 3.

Для обеих ступеней хорошо моделируется максимальный КПД; рассчитанные характеристики незначительно смещены в сторону меньших расходов по сравнению с измеренными; граница помпажа по расчету несколько ближе к расчетному режиму, чем по эксперименту.

Сравнение результатов моделирования центробежной компрессорной ступени в программах ANSYS CFX и NUMECA Fine/Turbo представлено в работе [18]. Объектами исследования являлись модельные ступени фирмы Howden CKD Compressors s.r.o [19]. После их разработки и изготовления они были испытаны на стенде, а результаты испытаний применены для анализа возможностей применения

CFD-расчетов к расчету центробежных компрессоров и для выбора настроек решателя, модели турбулентности, качества расчетной сетки и т.д. соответствующих CFD-программ. Расчеты производились для ступеней промежуточного типа в составе радиального рабочего колеса (РРК), БАД или лопаточного диффузора (ЛД), обратно-направляющего аппарата (ОНА) (рис. 4 и 5). Были проведены расчеты как с учетом лабиринтных уплотнений, так и без них.

Размер расчетной сетки ступени с БАД для ANSYS CFX составил 1,6 и 2,7 млн ячеек для расчетов без лабиринтных уплотнений и с ними соответственно, для программы NUMECA Fine/Turbo эти значения 3,0 и 6,1 соответственно. Для выбора модели турбулентности рассматривались варианты k-w и EARSM для NUMECA Fine/Turbo, в программе ANSYS CFX применялась только модель k-w.

Наилучшие результаты дали расчеты в программе NUMECA Fine/Turbo с учетом зазоров при использовании модели турбулентности EARSM (рис. 4), точность моделирования максимального КПД порядка 1 %, зона работы ступени так же моделируется без существенных проблем.

Выбор модели турбулентности для программы показал существенное влияние на результаты расчетов, различия порядка 2 % для расчетного режима и режимов с большими расходами.

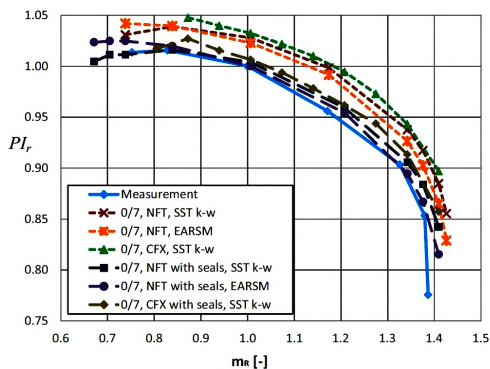


Рис. 4. Рассчитанные и измеренные газодинамические характеристики ступени с БД [18]
 Fig. 4. Calculated and measured gas-dynamic characteristics of a stage with a VLD [18]

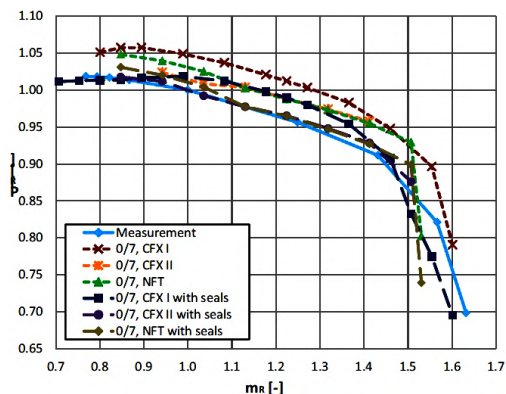
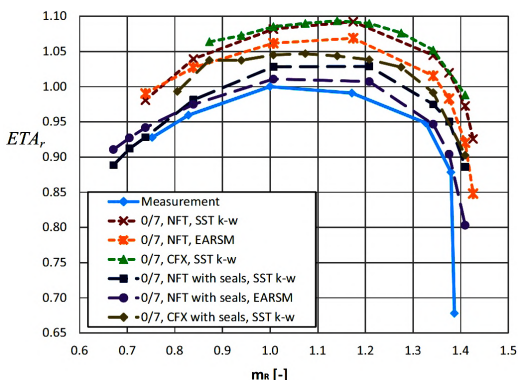
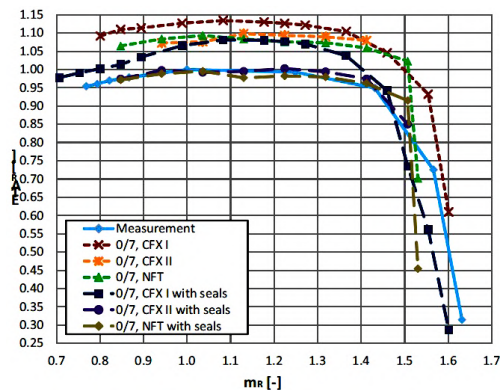


Рис. 5. Рассчитанные и измеренные газодинамические характеристики ступени с ЛД [18]
 Fig. 5. Calculated and measured gas-dynamic characteristics of a stage with an LD [18]



Для ступени с ЛД были проведены расчеты на сеточную независимость, для этого производились расчеты в программе ANSYS CFX на сетках 0,9 и 1,1 млн ячеек для ступени без лабиринтных уплотнений, аналогичные расчеты были проведены для ступеней с лабиринтными уплотнениями.

Результаты показали, что увеличение густоты сетки на 20 % привело к более точному расчету КПД, причем особенно сильно улучшение наблюдалось для расчета с зазорами (улучшение порядка 8 % для максимального КПД ступени) (рис. 5).

Расчеты с зазорами в ANSYS CFX с густой сеткой и в NUMECA Fine/Turbo с моделью турбулентности EARSМ показали практически одинаковые результаты, хорошо совпадающие с экспериментом как количественно, так и качественно. Исключение составляет прогнозирование режима запыряния ступени. Расчеты занижают его примерно на 7 %, чего не наблюдалось для ступени с БД.

Результаты показывают возможность применения CFD-программ для расчета центробежных компрессорных ступеней. При этом значительное отличие результатов расчетов в разных программах, при разных стеках и разных моделях турбулентности указывает на необходимость предварительной серьезной идентификации перед проведением CFD-расчетов.

Для проводимого исследования применялся программный комплекс ANSYS 2019 R3. В качестве исходных данных использовалась геометрия существующих РК, полученная в результате сканирования, и рабочие параметры ЦК по ступеням из данных с места эксплуатации компрессора.

Исходя из общей теории подобия и для удобства анализа, получения более точных результатов чис-

ленное моделирование проведено с использованием в качестве рабочей среды воздуха с параметрами идеального газа. Соответственно, необходимо было произвести перерасчет входных параметров на каждой ступени на нормальные условия. При этом входные давление и температура задавались одинаковыми для каждой ступени. Давление на входе в каждую ступень дано в абсолютных значениях. Массовый расход одинаков для каждой ступени, но требует пересчета в процессе приведения к нормальным условиям. Также из условий газодинамического подобия пересчитано число оборотов для каждого РК.

По результатам 3Д-сканирования были получены твердотельные модели рабочих колес. Для проведения газодинамических расчетов необходимо выделить из трехмерной модели только проточную часть. Построение геометрической модели проточной части РК сводится к построению рабочей области лопатки, где происходит процесс перемещения газа из области входа (Inlet) в область выхода (Outlet), которая ограничена снизу втулкой (Hub) и сверху внешней частью проточной части ЦК (Shroud), а также самой лопаткой.

Построение входных и выходных областей необходимо делать на достаточном удалении от лопаточной решетки. Выходную область рекомендуется делать на расстоянии $D_{\text{вых}} = 1,25 \cdot D_2$, а для входной области длина участка перед РК должна быть не меньше $L_{\text{вх}} = 0,125 \cdot D_2$. Однако стоит отметить, что в рассматриваемой настоящим исследованием задаче РК имеет в составе конусообразную гайку, что необходимо учитывать при построении модели, так как это может оказывать влияние на геометрию и направление входного потока газа на РК. Соот-

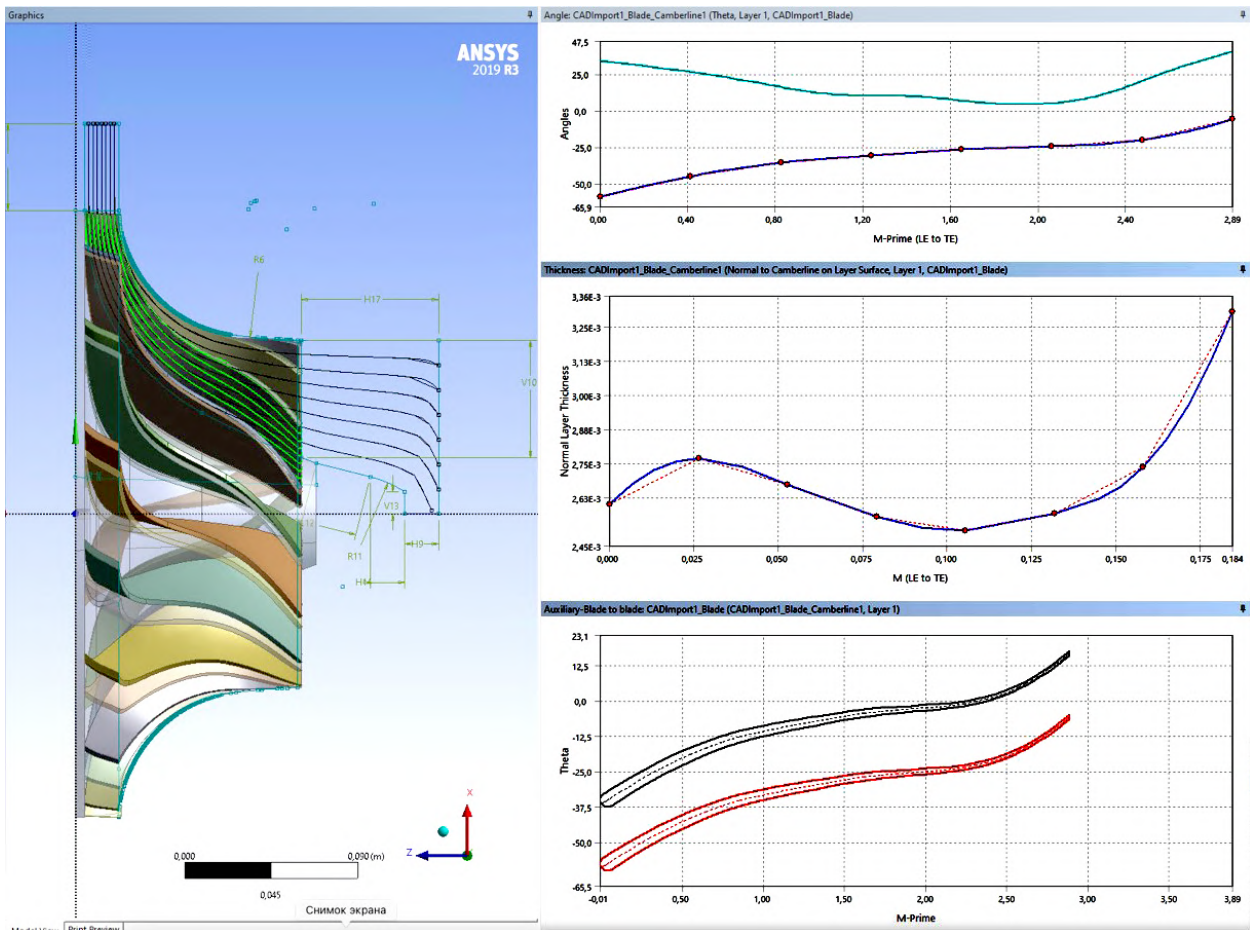


Рис. 6. Кривые угла охвата лопатки θ (сверху) и толщины лопатки (снизу) в зависимости от общей протяженности лопатки
 Fig. 6. Blade angle θ (top) and thickness curves (bottom) as a function of blade total length

ответственно, необходимо продлить область втулки по размерам гайки, а непосредственно входную область отодвинуть от крайней части гайки на рекомендуемое расстояние.

Одной из задач, которые необходимо выполнить, является оптимизация РК. Для автоматизации перебора различных вариантов исполнения необходимо построить параметризованную модель лопатки с возможностью её перестроения с различными лопаточными углами. В программе DesignModeler есть соответствующий набор инструментов, позволяющий создавать твердотельную модель лопаток РК на основе графиков зависимости лопаточных углов и толщины от общей протяженности лопатки. После построения лопатки был проведен анализ и сравнение её с экспортированной моделью РК. Линии, изображенные на теле лопатки на рис. 6, отображают экспортируемые слои построения лопатки.

При анализе геометрии и построении вычислительной сетки также необходимо учитывать зазор между лопаткой и стенкой корпуса в проточной части ЦК. Обычно этот зазор указан в документации на компрессор либо его необходимо измерить самостоятельно. Данный зазор оказывает существенное влияние при моделировании течения в РК, так как его величина прямо влияет на КПД и осевые усилия, а также на процесс сходимости задачи.

В качестве входных данных использовались скорость вращения и массовый расход газа, при этом в качестве констант будут использованы температура газа на входе, характеристики газа — Air Ideal

Gas, референтное давление 0 атм., давление на входе 1 атм. Для расчетов выбрана модель течения газа Shear Stress Transport. В этом случае полученный результат даст большую сходимость с экспериментальными данными.

В качестве выходных данных используются следующие характеристики РК: мощность, затраченная на сжатие газа, отношение давлений, КПД политропный, КПД адиабатный.

После проведения расчетов с разными значениями массовых расходов можно определить границы рабочих характеристик РК. Для этого полученные данные сводятся в электронные таблицы и строятся графики по каждой из ступеней. Предварительно при этом производится отсев точек с заведомой несходимостью в расчете.

В результате анализа графических зависимостей, полученных для РК 1-й, 2-й и 3-й ступеней произведено определение граничных значений по расходу и установлено, что границы диапазона составляют для РК 1 ст. 2,2–3,65 кг/с, для РК 2 ст. 2–2,216 кг/с, для РК 3 ст. 1–1,3 кг/с.

Для дальнейшего анализа и оптимизации РК ступеней ЦК необходимо рассмотреть характер течения газа в области лопатки. Ключевым элементом для анализа будет являться ударное обтекание входных кромок лопаток, срывы потоков газа.

Обсуждение результатов

Анализ структуры потока по ступеням, а также значения отношения давлений свидетельствуют, что

Таблица 2. Параметры оптимизации для РК ЦК
Table 2. Optimization parameters for centrifugal compressor impellers

Наименование	Ед. изм.	РК 1-й ступени	РК 2-й ступени	РК 3-й ступени
Массовый расход газа	кг/сек	3,550	2,216	1,280
Число оборотов	об/мин	21 742	25 516	28 120
Кол-во итераций		200	200	200
Угол β_A Hub	°	34,31	60,67	30,70
Угол β_A Shroud	°	58,00	33,40	52,49
Диапазон изменения β_A Hub	°	28 – 42	50 – 76	22 – 38
Диапазон изменения β_A Shroud	°	50 – 64	24 – 50	44 – 60

РК 2-й и 3-й ступени работают не на корректных режимах. В особенности это касается РК 2-й ступени, оптимальные параметры работы которого лежат за пределами расчетной зоны. Об этом свидетельствует небольшой запас по помпажу рабочих характеристик в 10 %, по сравнению с РК 1-й ступени, запас по помпажу которой составляет 40 %. Ударное обтекание лопаток также свидетельствует о необходимости изменения входного угла лопатки на втулке для РК 2.

Для оптимизации РК в составе ПК ANSYS использовался модуль Design Optimization, работа которого основана на прямых методах поиска оптимума без построения поверхностей отклика. Порядок проведения оптимизации следующий:

- выбор целевых функций из списка заранее созданных в модуле постобработки выходных переменных;
- выбор геометрических параметров, которые будут варьироваться для достижения оптимального значения целевой функции и указание пределов изменения, а также, при необходимости, шаг изменения этих параметров;
- выбор метода оптимизации и настройка количества рассчитанных вариантов, указание числа итераций и выбор критериев сходимости;
- запуск итерационного процесса оптимизации;
- анализ результатов и выбор окончательного варианта из нескольких наиболее эффективных.

После того как процесс оптимизации завершен, программа предлагает три наилучших кандидата из всех рассчитанных вариантов геометрии на основании оптимальных значений целевых функций.

В настоящем исследовании в качестве целевой функции выбрана максимизация политропного

КПД на расчетной точке. Одним из условий задан предел КПД = 1, для того чтобы исключить из перечня расчетных данных заведомо некорректные. Также в качестве параметра эффективности выбрано отношение полных давлений на выходе из РК.

В качестве варьируемых геометрических параметров выбраны входные углы лопатки на втулке (β_A Hub) и периферии (β_A Shroud). При этом толщина лопатки не меняется, т.к. это может повлиять на прочностные характеристики. В случае необходимости настройки углов профиль лопаток корректируется вручную, но желательно этого избегать, сохранив предварительные наборы точек для толщины и углов лопатки. Далее указываются пределы изменения входных параметров для оптимизации. Кроме этого, есть возможность выбрать шаг изменения для экономии машинного времени. Впоследствии параметры оптимизации могут быть изменены и запущен новый цикл расчетов с теми же условиями, но более узким диапазоном входных данных и меньшим шагом изменения. Это позволяет достигнуть наиболее эффективного поиска оптимального решения.

В модуле Direct Optimization реализованы несколько видов прямых методов оптимизации. По опыту авторов наиболее подходящим для данной задачи является генетический алгоритм MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) [14]. При настройках по умолчанию модуль Direct Optimization предполагает создание около 33 расчетных точек. Перед тем как приступить к процессу оптимизации, рекомендуется с помощью модуля Solver Monitor определить минимальное количество итераций для расчета, при котором гарантированно достигается устойчивое решение. В дальнейшем, при пересчете данных, полученных после оптимизации геометрии РК, потребуется обновить вычисления на выбранных ранее расчетных точках, но уже с первоначальным количеством итераций в диапазоне 1200 – 1500. Сведем исходные параметры для оптимизации всех РК в одну табл. 2.

Рассмотрим полученные результаты оптимизации по РК ступеней ЦК. В процессе оптимизации РК 1-й ступени встроенный алгоритм программы нашел несколько наилучших точек, удовлетворяющих целевым функциям (рис. 7).

В качестве основного решения задачи оптимизации выбираем точку-кандидата № 1 с углами β_A Hub 28 градусов и β_A Shroud 52 градуса, так как при этом достигается максимальное значение КПД и отношений давлений. Для отображения структуры потока необходимо произвести повторный расчет в данной точке и сохранить результат в формате *.res.

На рис. 8 отражены характер течения газа в среднем слое РК до и после оптимизации. Течение газа стало более равномерным, обтекание входной кромки безударное, исчез ярко выраженный пик

Table of Schematic D2: Optimization , Candidate Points									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Reference	Name	P17 - Beta_str1 (degree)	P18 - Beta_str9 (degree)	P5 - Power (W)	P9 - PressRatio	P10 - effPTT		P11 - effTT
2							Parameter Value	Variation from Reference	
3	●	Candidate Point 1 DP 15	28	52	1,1419E+05	1,9479	★ ★ 0,89481	0,00%	0,885
4	●	Candidate Point 2 DP 8	32	50	1,1194E+05	1,9222	★ ★ 0,8936	-0,14%	0,88387
5	●	Candidate Point 3 DP 16	34	50	1,1107E+05	1,9085	★ ★ 0,89044	-0,49%	0,88054

Рис. 7. Перечень точек — кандидатов для РК 1-й ступени
Fig. 7. List of points — candidates for 1st stage impeller

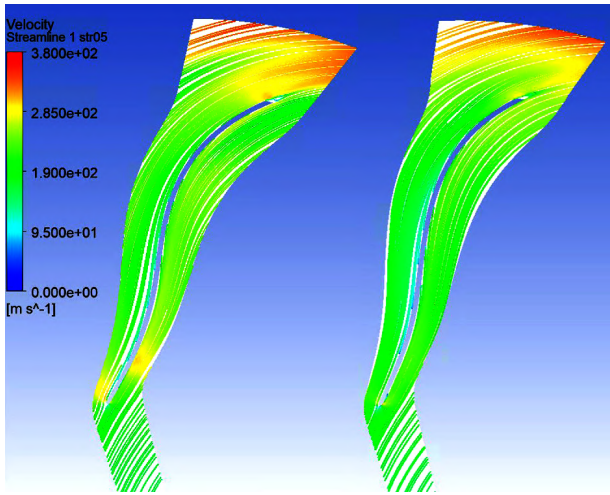


Рис. 8. Течение газа на средней линии тока РК 1-й ступени до оптимизации (слева) и после (справа)
 Fig. 8. Middle layer of 1st stage impeller before optimization (left) and after (right)

Таблица 3. Результаты оптимизации РК 1-й ступени
 Table 3. Optimization results of the 1st stage impeller

Наименование	Ед. изм.	До оптимизации	После оптимизации
Массовый расход	кг/сек	3,55	3,55
Обороты РК	об/мин	21 643	21 643
Политропный КПД		0,880	0,898
Адиабатный КПД		0,870	0,888
Мощность	Вт	104 213	113 420
Отношение давлений		1,870	1,944
Угол β_A Hub	°	34,31	28,00
Угол β_A Shroud	°	58,00	50,00

Schematic D2: Optimization , Candidate Points								
A	B	C	D	E	F	G		I
Reference	Name	P12 - BetaL1hub (degree)	P13 - BetaL1shr (degree)	P4 - Power (W)	P5 - PressRatio	P6 - effPTT		P7 - effPTT
						Parameter Value	Variation from Reference	
●	Candidate Point 1 DP 5	62	50	1,3511E+05	1,7512	★★ 0,81792	-0,36%	0,80475
●	Candidate Point 2 DP 6	68	48	1,3387E+05	1,7429	★★ 0,81647	-0,54%	0,80337
●	Candidate Point 3 DP 7	66	50	1,3405E+05	1,7469	★★ 0,82091	0,00%	0,80804

Рис. 9. Перечень точек — кандидатов для РК 2-й ступени
 Fig. 9. List of points — candidates for 2nd stage impeller

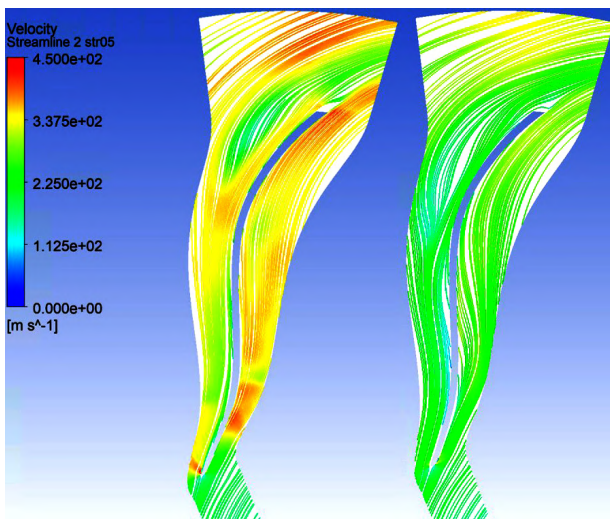


Рис. 10. Течение газа на средней линии тока РК 2-й ступени до оптимизации (слева) и после (справа)
 Fig. 10. Middle layer of 2nd stage impeller before optimization (left) and after (right)

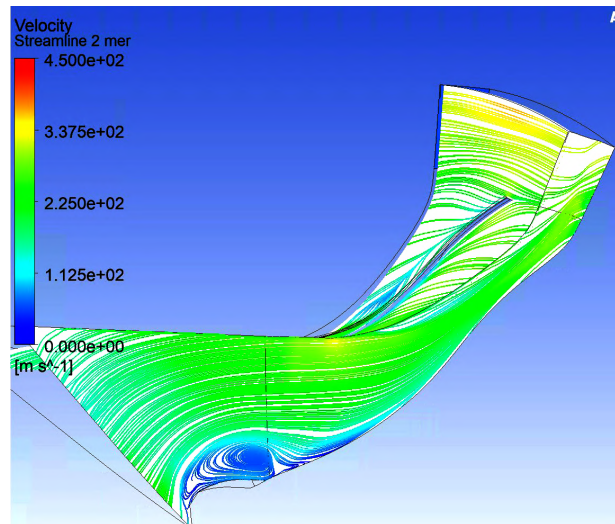


Рис. 11. Меридиональный вид РК 2-й ступени после оптимизации
 Fig. 11. Meridional view of 2nd stage impeller after optimization

скорости на входе в лопаточный аппарат. Все это приводит к повышению КПД и повышению отношения давлений РК 1-й ступени.

Результаты оптимизации представлены в табл. 3.

На рис. 9 отображены результаты оптимизации для РК 2-й ступени.

Для дальнейшего анализа выберем точку-кандидата № 1 с углами β_A Hub 62 град и β_A Shroud 50 град. и наибольшим значением отношения полных

давлений. Произведем повторный расчет в данной точке с большим количеством итераций.

На рис. 10 показан характер течения газа на средней линии тока РК исходного и усовершенствованного вариантов. В результате оптимизации получили безударное обтекание входной кромки лопатки. Результат оптимизации существенно улучшил характеристики РК 2-й ступени — значение политропного КПД РК 2-й ступени увеличилось на 38,5 %

Table of Schematic D2: Optimization , Candidate Points									
A	B	C	D	E	F	G	H	I	
1	Reference	Name	P15 - Beta_hub (degree)	P16 - Beta_shr (degree)	P6 - Power (W)	P7 - PressRatio	P8 - effPTT		P9 - effTT
2							Parameter Value	Variation from Reference	
3	●	Candidate Point 1	28	44	-59158	1,6173	★★ 0,86042	0,00%	0,85113
4	○	Candidate Point 2	24	48	-59246	1,6138	★★ 0,85575	-0,54%	0,84617
5	○	Candidate Point 3	32	44	-59185	1,6124	★★ 0,85558	-0,56%	0,846
*		New Custom Candidate Point	30	52					

Рис. 12. Перечень точек — кандидатов для РК 3-й ступени
Fig. 12. List of points — candidates for 3rd stage impeller

Таблица 4. Результат оптимизации РК 2-й ступени
Table 4. Optimization results of the 2nd stage impeller

Наименование	Ед. изм.	До оптимизации	После оптимизации
Массовый расход	кг/сек	2,216	2,216
Обороты РК	об/мин	25 516	25 516
Политропный КПД		0,590	0,817
Адиабатный КПД		0,570	0,804
Мощность	Вт	98 061	135 150
Отношение давлений		1,295	1,753
Угол β_A Hub	°	60,67	62,00
Угол β_A Shroud	°	33,40	50,00

Таблица 5. Результат оптимизации РК 3-й ступени
Table 5. Optimization results of the 3rd stage impeller

Наименование	Ед. изм.	До оптимизации	После оптимизации
Массовый расход	кг/сек	1,28	1,28
Обороты РК	об/мин	28 120	28 120
Политропный КПД		0,820	0,860
Адиабатный КПД		0,810	0,851
Мощность	Вт	57 395	59 158
Отношение давлений		1,561	1,617
Угол β_A Hub	°	30,70	28,00
Угол β_A Shroud	°	52,49	44,00

в относительном выражении по сравнению с исходным значением и отношение давлений на 35,4 %.

Однако ряда существенных проблем избежать не удалось, таких как образование вихря на входе РК (рис. 11). Структура потока свидетельствует о необходимости внесения существенных конструктивных изменений в РК, таких как изменение размеров и формы прижимной гайки.

Результаты оптимизации представлены в табл. 4.

В процессе оптимизации РК 3-й ступени были получены оптимальные варианты расчетных точек, представленные на рис. 12.

Для дальнейшего анализа выберем вариант № 1 с максимальным КПД и наибольшим отношением давлений, у которого углы β_A Hub и β_A Shroud равны 28 град. и 44 град. соответственно. Произведем повторный расчет в данной точке.

Полученные результаты представлены в табл. 5.

После оптимизации наблюдается безударное обтекание входной кромки лопаток. При этом на задней кромке лопатки отсутствует область отрыва потока. Все это приводит к повышению КПД РК 3-й ступени на 4,8 % и повышению отношения давлений на 3,6 % по сравнению с исходными значениями.

Заключение

В результате данного исследования проведен анализ течения газа в рабочих колесах по ступеням многовального центробежного компрессора. Установлено, что РК 1-й ступени на расчетном режиме работает удовлетворительно, присутствует небольшой отрицательный угол атаки. Отношение давлений, полученное в результате моделирования, превышает заявленные реальные характеристики (1,87 вместо 1,598 по экспериментальным данным), однако в данном расчете не учитывается снижение полного давления в неподвижных элементах на выходе

ступени, а также потери в зазоре между основным диском и корпусом. При проведении оптимизации удалось добиться безударного обтекания входных кромок лопаток.

После анализа течения и оптимизации РК 2-й ступени хорошо видно, что режим работы данного РК не соответствует расчетному режиму. Геометрия РК не соответствует необходимым требованиям, так как изменение углов на входной кромке после оптимизации приводит к существенному приросту КПД и значения отношения давлений почти в 1,5 раза. Ударный характер обтекания входной кромки, отрыв потока и образование вихря в области входа лопатки требует изменения конструкции ступени, применение другого типа гайки и изменения профиля лопатки. Возможно, более плавный наплыв гайки способен решить возникшую проблему, но очевидно, что 2-я ступень данного ЦК требует существенной модернизации.

После анализа структуры потока в РК 3-й ступени можно сделать вывод, что РК в целом удовлетворительно работает на расчетном режиме. Обтекание входной кромки осерадиального рабочего колеса до и после оптимизации безударное, но отношение давлений, полученное в результате моделирования, не соответствует заявленному (1,561 вместо 1,807 по экспериментальным данным). Причина данной проблемы, возможно, заключается в недостаточно корректном моделировании выходной кромки лопатки, однако характер течения в результате расчета позволяет сделать вывод о том, что РК 3-й ступени в целом не является возможным источником вибраций и шума компрессора. Анализ работы, выполненной по методике настоящего исследования, свидетельствует о том, что проведение оптимизации существующих РК и последующая модернизация целесообразна, так как позволит сократить эксплуатационные расходы на электроэнергию данного центробежного компрессора.

Благодарности

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200/>.

Список источников

1. Лунев А. Т. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2001. № 10. С. 4–7.
2. Aungier R. H. Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. New York, USA: ASME Press, 2000. 330 p. ISBN 0-7918-0093-8.
3. Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system // JSME Fluid Engineering Conference. OSAKA, September 19–20, 2003. P. 19–20.
4. Japikse D., Bittery J. Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors // 11th International symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, February 26 – March 02. Honolulu, 2006. Vol. 2. P. 511–520.
5. Japikse D., Dubitsky O. Vaneless diffuser advanced model // ASME Turbo Expo Conference, June 6–9. Reno-Tahoe, 2005.
6. Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs 1998 and a decade beyond // JANNAF Conference, July 15–17. Cleveland, Ohio, 1998. P. 263–275.
7. Поташев А. В., Поташев Е. В. Расчет течения газа в проточной части турбомашин по квазитрехмерной модели // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. P. 26–31. EDN: TSUBRZ.
8. Поташев А. В., Поташев Е. В., Хисамеев И. Г. Методы и программы аэродинамического расчета и проектирования рабочих элементов турбомашин // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 2. P. 23–33. EDN: EWKGZY.
9. Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. 2016. Vol. 131. P. 41–53.
10. Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z. [et al.]. Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7. Stockholm, Sweden, 2017. DOI: 10.29008/ETC2017-171.
11. 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.
12. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Санкт-Петербург: Изд-во КХТ, 2010. 650 с.
13. Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Семеновский В. Б. Статистическая модель характеристики коэффициента напора колеса центробежного компрессора. Компрессорная техника и пневматика. 2023. № 1. С. 2–7. EDN: PIPEKN.
14. Маренина Л. Н., Галеркин Ю. Б. Оптимизация обратных направляющих аппаратов высокорасходных центробежных компрессорных ступеней CFD-методами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 10. С. 49–64. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-10-49-64. EDN: BSUPZQ.
15. Соловьёва О. А., Солдатова К. В., Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф. Первичное проектирование безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней Методом универсального моделирования // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 3 (732). С. 39–52. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-3-39-52. EDN: SYPIIG.

16. Маренина Л. Н., Соловьёва О. А., Галеркин Ю. Б., Попова Е. Ю., Каминский В. Н. Разработка параметризованной модели и расчет осевого компрессора энергетической установки // Материаловедение. Энергетика. 2020. Т. 26, № 4. С. 100–111. DOI: 10.18721/JEST.26408. EDN: WMUUQX.

17. Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15–19. Montréal, Canada, 2015. DOI: 10.1115/GT2015-43778.

18. Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades // EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics. 2017. Vol. 143. 02073. DOI: 10.1051/epjconf/201714302073.

19. Hazby H. R., Xu L., Schleer M. Study of the Flow in a Vaneless Diffuser at Part Speed Operating Conditions // Journal of Turbomachinery. 2014. Vol. 136 (3). P. 031011–031011-9. DOI: 10.1115/1.4024693.

ФИЛИМОНОВ Евгений Викторович, коммерческий директор ООО «ВЭЛТЕКС», г. Краснодар.

Адрес для переписки: efilimonov@skwel.ru

МАРЕНИНА Любовь Николаевна, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5842-1771

AuthorID (РИНЦ): 791131

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Адрес для переписки: marenina_ln@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович, доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Адрес для переписки: A_drozdi@mail.ru

САДОВСКИЙ Николай Иванович, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2568-1299

AuthorID (РИНЦ): 120322

ORCID: 0000-0003-3494-5769

AuthorID (SCOPUS): 57221745249

ResearcherID: AAG-5818-2019

Адрес для переписки: sadovsky2k10@mail.ru

Для цитирования

Филимонов Е. В., Маренина Л. Н., Дроздов А. А., Садовский Н. И. Опыт применения 3Д-сканирования и CFD-расчетов для исследования течения в рабочем колесе многолопастного центробежного компрессора и проведения оптимизации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 69–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-69-79.

Статья поступила в редакцию 27.06.2024 г.

© Е. В. Филимонов, Л. Н. Маренина, А. А. Дроздов, Н. И. Садовский

EXPERIENCE OF APPLYING 3D-SCANNING AND CFD CALCULATIONS TO STUDY AND OPTIMIZATION THE FLOW IN THE IMPELLER OF A MULTI-SHAFT CENTRIFUGAL COMPRESSOR

E. V. Filimonov¹, L. N. Marenina², A. A. Drozdov², N. I. Sadovsky²

¹LLC «VELTEX», Russia, Krasnodar, Uralskaya St., 222, 350080

²Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, Saint Petersburg, Politechnicheskaya str., 29, 195251

The paper presents an analysis of semi-open centrifugal impellers of a three-stage multi-shaft compressor. A 3D-scanning of the geometry of the impellers is carried out, a CFD calculation is carried out at the design operating mode of the compressor, and the results obtained are analyzed. Problems have been identified with the second stage impeller. Next, the geometry of all three impellers is optimized using Ansys CFX software, an improvement in efficiency and an improvement in the flow pattern are obtained. **Keywords:** centrifugal compressor, impeller, computational gas dynamics, efficiency, optimization, loss coefficient.

Acknowledgments

The research is performed by a grant of Russian Science Foundation (project № 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200/>).

References

1. Lunev A. T. Struktura metoda proyektirovaniya i ispytaniya protochnoy chasti nagnetateley dlya perekachivaniya prirodnogo gaza [Structure of the method for designing and testing the flow part of superchargers for pumping natural gas] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2001. No. 10. P. 4–7. (In Russ.).
2. Aungier R. H. Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. New York, USA: ASME Press, 2000. 330 p. ISBN 0-7918-0093-8. (In Engl.).
3. Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system // JSME Fluid Engineering Conference. OSAKA, September 19–20, 2003. P. 19–20. (In Engl.).
4. Japikse D., Bittery J. Effective two-zone modeling of diffusers and return channel systems for radial and mixed-flow pumps and compressors // 11th International symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, February 26 – March 02. Honolulu, 2006. Vol. 2. P. 511–520. (In Engl.).
5. Japikse D., Dubitsky O. Vaneless diffuser advanced model // ASME Turbo Expo Conference, June 6–9. Reno-Tahoe, 2005. (In Engl.).
6. Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs 1998 and a decade beyond // JANNAF Conference, July 15–17. Cleveland, Ohio, 1998. P. 263–275. (In Engl.).
7. Potashev A. V., Potashev E. V. Raschet techeniya gaza v protochnoy chasti turbomashin po kvazitrekhnernoy modeli [Calculation of the gas flow in the flow path of turbomachines using a quasi-three-dimensional model] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2020. No. 3. P. 26–31. EDN: TSUBRZ. (In Russ.).
8. Potashev A. V., Potashev E. V., Khisameyev I. G. Metody i programmy aerodinamicheskogo rascheta i proyektirovaniya rabochikh elementov turbomashin [Methods and programs for

aerodynamic analysis and design of the working elements of turbomachines] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2018. No. 2. P. 23–33. EDN: EWKGZY. (In Russ.).

9. Kabalyk K., Kryłłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*. 2016. Vol. 131. P. 41–53. (In Engl.).

10. Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z. [et al.]. Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7. Stockholm, Sweden, 2017. DOI: 10.29008/ETC2017-171. (In Engl.).

11. Melnikov V., Prokusov A. Ispol'zovaniye programmnoy kompleksa FlowVision pri raschete elementov protochnoy chasti turbokompressorov v OAO «SKBT» [Using the FlowVision software package when calculating the elements of the flow part of turbocompressors at OJSC SKBT] // *SAPR i grafika. CAD and Graphics*. 2005. No. 4. P. 92–96. (In Russ.).

12. Galerkin Yu. B. Turbokompressory [Turbochargers]. Saint Petersburg, 2010. 650 p. (In Russ.).

13. Galerkin Yu. B., Rekestin A. F., Semenovskiy V. B. Statisticheskaya model' kharakteristiki koeffitsiyenta napora koleasa tsentrobezhnogo kompressora [Statistical model of centrifugal compressor impeller loading factor characteristic] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2023. No. 1. P. 2–7. EDN: PIPEKN. (In Russ.).

14. Marenina L. N., Galerkin Yu. B. Optimizatsiya obratnykh napravlyayushchikh apparatov vysokorashodnykh tsentrobezhnnykh kompressornykh stupeney CFD-metodami [Optimization of return channels of high flow centrifugal compressor stages by CFD-methods] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 2021. No. 10. P. 49–64. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-10-49-64. EDN: BSUPZQ. (In Russ.).

15. Solovyeva O. A., Soldatova K. V., Galerkin Yu. B., Rekestin A. F. Pervichnoye proyektirovaniye bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnnykh kompressornykh stupeney Metodod universal'nogo modeler [Primary design of vaneless diffusers of centrifugal compressor stages by the universal modeling method] //

Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 2021. No. 3 (732). P. 39–52. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-3-39-52. EDN: SYIIG. (In Russ.).

16. Marenina L. N., Solovyeva O. A., Galerkin Yu. B., Popova E. Yu., Kaminskiy V. N. Razrabotka parametrizovannoy modeli i raschet oseвого kompressora energeticheskoy ustanovki [Development of a parametrized model and calculation of a power unit axial compressor] // *Materialovedeniye. Energetika. Materials Science. Energy*. 2020. Vol. 26, no. 4. P. 100–111. DOI: 10.18721/JEST.26408. EDN: WMUUQX. (In Russ.).

17. Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015*, June 15–19. Montréal, Canada, 2015. DOI: 10.1115/GT2015-43778. (In Engl.).

18. Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades // *EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 143. 02073. DOI: 10.1051/epjconf/201714302073. (In Engl.).

19. Hazby H. R., Xu L., Schleer M. Study of the Flow in a Vaneless Diffuser at Part Speed Operating Conditions // *Journal of Turbomachinery*. 2014. Vol. 136 (3). P. 031011–031011-9. DOI: 10.1115/1.4024693. (In Engl.).

FILIMONOV Evgeniy Victorovich, Commercial Director of LLC «VELTEX», Krasnodar.

Correspondence address: efilimonov@skwel.ru

MARENINA Lyubov Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg.

SPIN-code: 5842-1771

AuthorID (RSCI): 791131

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Correspondence address: marenina_ln@mail.ru

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Correspondence address: A_drozdi@mail.ru

SADOVSKY Nikolay Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 2568-1299

AuthorID (RSCI): 120322

ORCID: 0000-0003-3494-5769

AuthorID (SCOPUS): 57221745249

ResearcherID: AAG-5818-2019

Correspondence address: sadovsky2k10@mail.ru

For citations

Filimonov E. V., Marenina L. N., Drozdov A. A., Sadovsky N. I. Experience of applying 3D-scanning and CFD calculations to study and optimization the flow in the impeller of a multi-shaft centrifugal compressor // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 69–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-69-79.

Received June 27, 2024.

© E. V. Filimonov, L. N. Marenina,

A. A. Drozdov, N. I. Sadovsky