

ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ДЕФЕКТНЫМИ ЛОПАТКАМИ

© 2021

В. Л. Блинов кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели»;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
v.l.blinov@urfu.ru

И. С. Зубков магистрант;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
lamqtada@gmail.com

Е. Ю. Искорцев студент;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
iskor083eg1996@mail.ru

О. В. Беляев студент;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
belyaev_oleg09@mail.ru

П. И. Плишкин студент;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
pplishkin@bk.ru

Представлены результаты одного из этапов разработки модели по оценке влияния различных дефектов на работу осевого компрессора. Предложены рекомендации по настройке расчётных моделей для проведения газодинамических и прочностных исследований ступеней и лопаток компрессора с учётом различных дефектов: для представленных моделей была проведена верификация. На основании результатов верификационных расчётов рассмотрены некоторые особенности проведения CFD-моделирования, а также обозначены требования к исследуемым дефектам. Представлена классификация дефектов, исследование которых возможно с применением специально разработанного математического описания геометрии лопаточных профилей и лопаток, а также с учётом всех рекомендаций по настройке расчётной модели.

Газотурбинная установка; газотурбинный двигатель; осевой компрессор; лопаточный аппарат; дефекты лопаток; вычислительная газовая динамика

Цитирование: Блинов В.Л., Зубков И.С., Искорцев Е.Ю., Беляев О.В., Плишкин П.И. Особенности численного моделирования двухступенчатого осевого компрессора с дефектными лопатками // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 7-19.
DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) нашли широкое применение в различных отраслях промышленности: авиация, судовой и наземный транспорт, газо- и нефтехимия, большая и малая энергетика. Независимо от отрасли поддержание их технического состояния на требуемом уровне является одной из важнейших задач. В процессе эксплуатации техническое состояние узлов и элементов ГТУ непрерывно деградирует, что приводит к различным нарушениям в работе, аварийным остановам и снижению энергетических показателей оборудования [1]. Одним из наиболее важных и чувствительных к изменению условий эксплуатации узлов ГТУ является осевой компрессор (ОК), что во многом обусловлено сложностью аэродинамических процессов, протекающих в его проточной части [2]. Недостаточная очистка воздуха, попадание посторонних

предметов (например, кристаллов льда при обледенении элементов проточной части на входе или птиц) и другие особенности эксплуатации конкретного оборудования могут привести к возникновению различных дефектов лопаточного аппарата ОК, что негативно сказывается на надёжности и эффективности ГТУ. Актуальной задачей является создание статистической математической модели, позволяющей с достаточной точностью предсказывать влияние того или иного геометрического отклонения или конкретного дефекта на характеристики ОК и ГТУ [3]. Помимо сбора и анализа информации о дефектах, проявляющихся на работающих агрегатах или получаемых по итогам ремонтных работ [4], для наполнения такой модели могут применяться данные, полученные при численном моделировании газодинамики и прочности. Методы вычислительной газодинамики (CFD) активно применяются для количественной оценки интегральных и локальных характеристик работы ОК [2; 5; 6]. Такой подход обеспечивает приемлемую точность прогнозирования различных процессов в проточной части ОК, позволяет проследить динамику их развития и оценить влияние различных изменений без существенных экономических и временных затрат в сравнении со стендовыми испытаниями.

Представленное в статье исследование направлено на применение численных методов при исследовании различных дефектов лопаток осевых компрессоров.

Построение расчётных моделей

В качестве объекта исследования выбран низкоскоростной двухступенчатый осевой компрессор, для которого в открытом доступе представлены сведения о геометрии проточной части, интегральные характеристики, а также экспериментальные распределения скоростей, углов и напоров по сечениям проточной части [7; 8]. Трёхмерные модели лопаток были построены с использованием разработанного математического описания топологии лопаточных профилей [3; 9], на основе которых затем была сформирована расчётная модель (рис. 1, а).

При выполнении работы параметры численной модели варьировались для обеспечения наилучшего совпадения с экспериментальными данными. В окончательных расчётах для моделирования турбулентных течений выбрана модель Ментера SST [5; 10]. Для приближения результатов расчёта к экспериментальным данным изменялся коэффициент, отвечающий за ограничение вихревой вязкости [11; 12]. С учётом опыта решения различных задач газодинамики [13 – 16] сеточная модель для указанных параметров расчётной модели выбиралась из условия соответствия параметра y^+ диапазону значений 1...3. В качестве граничных условий были заданы величины составляющих скорости по высоте канала, температура на входе и статическое давление на выходе. Для рабочих (РК) и направляющих (НА) лопаток задан радиальный зазор 1,4% от их высоты. Под НА первой ступени задано вращение втулки с частотой, равной частоте вращения ротора, для соответствия условиям эксперимента. Сходимость расчёта доводилась до уровня 10^{-6} . В качестве рабочего тела использовался Air Ideal Gas. Интерфейсы между доменами – Stage. Результатами расчётов являлись коэффициенты расхода и напора ОК, а также распределения параметров по высоте канала во входном и выходном сечениях всех лопаточных венцов, а именно относительные и абсолютные углы потока для рабочих колёс (β_1 и β_2) и для направляющих аппаратов (α_2 и α_3) соответственно, осевые составляющие абсолютной скорости, а также полный напор в сечении за венцом. Выбранные данные позволяют получить представление о поведении потока в проточной части исследуемого компрессора и оценить качество моделирования течения при помощи методов вычислительной газодинамики, сформировать реко-

мендации по дальнейшему CFD-моделированию работы компрессора с учётом различных лопаточных дефектов.

Наличие дефектов на лопатках ОК негативно сказывается на их прочности и вибронадёжности, поэтому помимо моделирования течения важной является оценка прочностных характеристик дефектных лопаток. В зависимости от типа дефекта, его расположения и геометрических размеров он будет оказывать различное влияние на прочностные и вибрационные характеристики лопаток. В настоящей работе при расчёте статической прочности учитывались центробежные и газодинамические силы, действующие на лопатку (рис. 1, б).

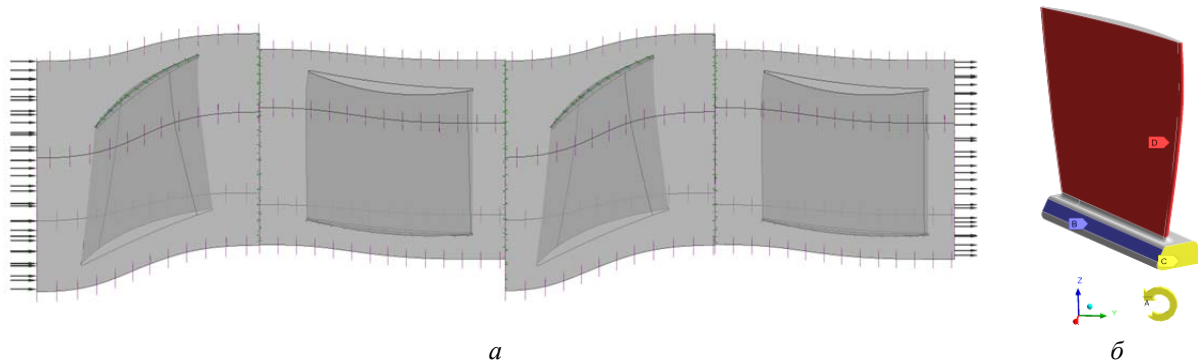


Рис. 1. Расчётные модели ОК для моделирования газодинамики (а) и прочности (б)

Газодинамические силы во всех расчётах принимались постоянными в соответствии с газодинамическим расчётом на номинальном режиме работы ОК. Граничные условия показаны на рис. 1, б. Частота вращения принята номинальной 2400 об/мин [7]. Расчёты проводились без учёта диска. Для имитации положения лопатки в пазах диска фиксирующая опора Fixed Support задана на гранях хвостовика, контактирующих с диском и воспринимающих основную нагрузку. Ограничение смещений Displacement задано относительно собственной системы координат, привязанной к торцевой поверхности хвостовика, и ограничивает движение модели в осевом направлении. Распределение давления по перу лопатки импортировано из ранее описанной численной модели ОК. В качестве материала лопатки и хвостовика была принята сталь ЭИ268 (X17H2), что отличается от экспериментального компрессора по причине отсутствия данных о материале (данный факт стоит учитывать при анализе результатов расчётов). Для построения сеточной модели был использован метод Hex Dominant. Оптимальные параметры сетки определялись на основании анализа сеточной сходимости. На входной и выходной кромках, а также в области галтели проводилось уточнение сетки. Конечное число элементов составило 133 тыс. ячеек. Для оценки собственных частот колебаний лопаток проводился модальный анализ.

В исследовании принимались следующие упрощения численных моделей: течение стационарное; моделирование течения осуществлялось в осесимметричной постановке; густота расчётной сетки определялась из приемлемого соотношения точности и времени расчётов; структура материала лопатки однородная; для определения частот собственных колебаний лопаток на переменных режимах работы газодинамическая сила принималась равной номинальной; в качестве дефектов рассматриваются только те, которые можно представить в симметричной постановке, то есть дефект одной лопатки будет аналогичен дефекту во всём венце. Описанные допущения значительно ограничивают возможность оценки дефектов лопаточного аппарата ОК. На данном этапе исследования с учётом описанных допущений рассмотрены дефекты: утонение входной

кромки в разных местах по высоте лопатки, загибы кромок, деформации лопаток вследствие задеваний ротора о статор, эрозионный износ пера лопатки.

Результаты оценки газодинамических и прочностных характеристик исходной и деформированной геометрии лопаток

На рис. 2, 3 представлены результаты сравнения рассчитанных интегральных и локальных параметров потока в ОК с экспериментальными данными. Для примера на рис. 2 показаны локальные параметры потока для первой ступени ОК на режиме работы при коэффициенте расхода $\varphi = 0,500$. Из рисунка видно хорошее качественное совпадение распределений среднemasовых параметров по высоте канала во всех венцах. Однако отличия наблюдаются при количественном сравнении результатов моделирования и эксперимента. Несмотря на то, что составляющие абсолютной скорости на входе, а следовательно и угол потока, заданы в качестве граничных условий, при моделировании возникают ошибки в определении относительного угла входа потока на рабочую решётку первой ступени (рис. 2, а); по результатам моделирования он оказывается больше исходного в среднем на $0,71^\circ$. Несовпадение углов входа потока оказывает влияние на распределение параметров потока далее по проточной части. Относительный угол потока на выходе превышает экспериментальные значения в среднем на $1,61^\circ$ (рис. 2, а). Осевая составляющая скорости потока за РК выше экспериментальной в среднем на 4,22% (рис. 2, в). Накопление ошибок в распределении параметров по высоте канала продолжается и в последующих венцах. Для НА первой ступени наблюдается совпадение формы кривых, но количественно абсолютный угол входа потока имеет значения меньше в среднем на $4,59^\circ$ по сравнению с экспериментом (рис. 2, б).

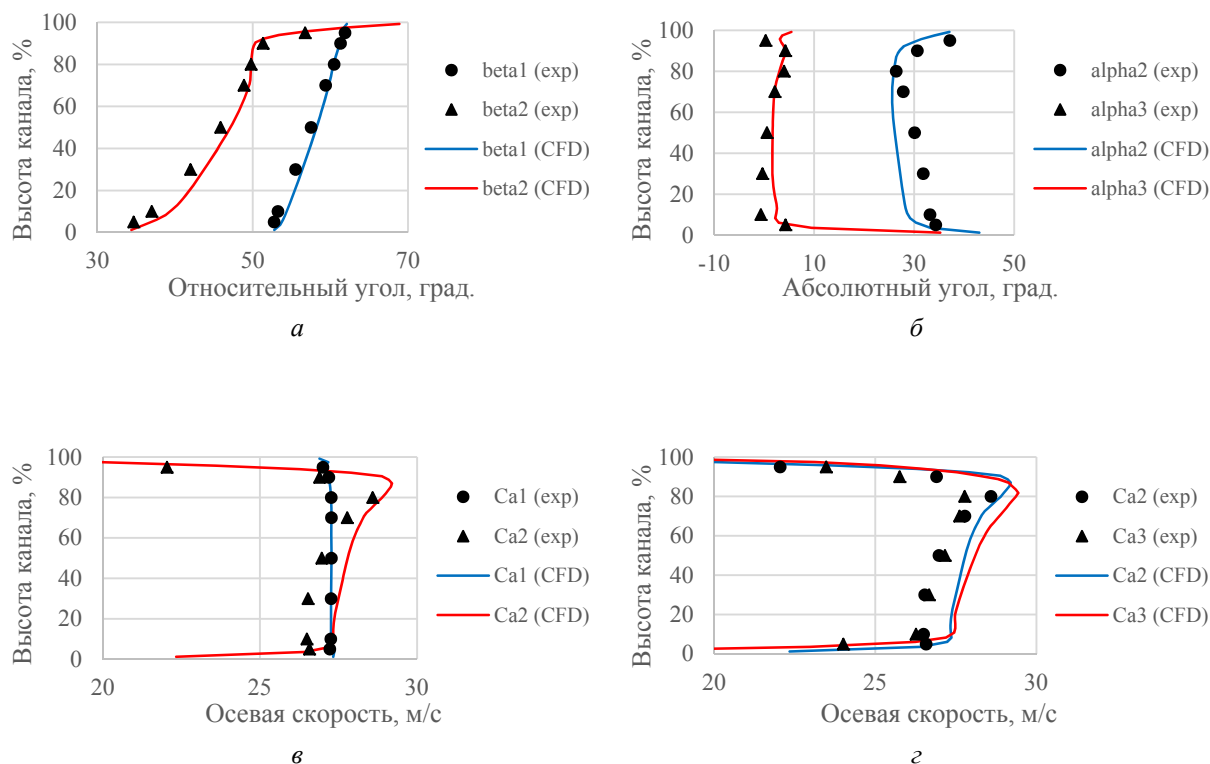


Рис. 2. Распределение по высоте канала относительных (а) и абсолютных (б) поточных углов для РК и НА, осевой скорости на входе и выходе в РК (в) и НА (г) первой ступени ОК

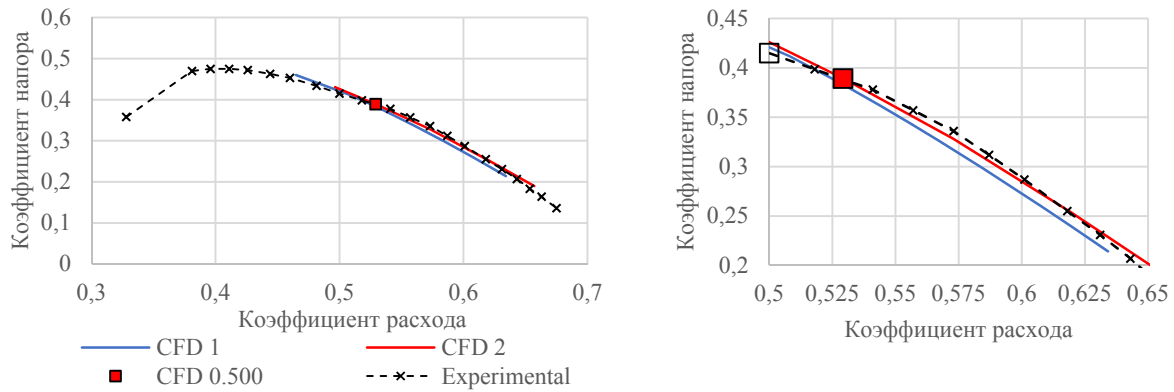


Рис. 3. Расходно-напорная характеристика исследуемого компрессора

Для выходного поточного угла значения оказались выше экспериментальных, при этом среднее отклонение составляет $1,45^\circ$. При этом все расчётные углы имели положительное значение, тогда как вблизи корневого сечения в эксперименте наблюдались отрицательные значения. Несовпадение поточных углов обуславливает изменение напора за венцами, что приводит к повышению осевой скорости потока на входе и выходе НА в среднем на 4,22 и 6,12% соответственно (рис. 2, з).

Выводы по результатам расчётов параметров в лопаточных венцах второй ступени аналогичные. Относительные углы потока на входе в РК отличаются в среднем на $0,95^\circ$, при этом выходные углы оказываются выше экспериментального значения в среднем на $2,31^\circ$. Углы потока на входе в НА оказываются ниже экспериментального значения при среднем отклонении $5,11^\circ$, а на выходе – выше экспериментального значения на $2,25^\circ$. Значения осевой составляющей скорости потока на выходе из венцов РК и НА завышены в среднем на 4,21 и 6,86% соответственно.

Несмотря на отклонения в локальных параметрах, интегральные характеристики моделируются достаточно точно (рис. 3). С целью оценки влияния граничных условий на точность построения характеристики было проведено два исследования: в первом граничные условия на входе задавались в виде полного давления (CFD 1), во втором – в виде распределения скоростей (CFD 2). В обоих случаях на выходе задавалось статическое давление. В области коэффициентов расхода от 0,50 до 0,63 наблюдается смещение расчётной характеристики влево от экспериментальной, а до 0,50 – вправо. При этом из рис. 3 видно, что задание скоростей на входе позволяет повысить точность определения интегральных параметров вблизи режимов с коэффициентом расхода от 0,50 до 0,63, при этом положение рабочей точки совпадает в обоих расчётах. В среднем для режима $\varphi = 0,500$ отклонение по расходу составляет 5,51% в большую сторону, а по нагрузке 6,20% – в меньшую. Среднее отклонение всей расчётной характеристики в указанном диапазоне режимов составляет 0,69 и 4,61% для CFD 1 по расходу и напору соответственно. Для CFD 2 среднее отклонение по расходу составляет 0,74%, по напору 2,50%. При коэффициенте расхода менее 0,46 точность моделирования существенно падает, что связано с приближением рабочей точки к границе устойчивой работы ОК, численная модель при этом завышает напор.

Точность расчётной модели, точность описания лопаток расчётной сеткой, а также точность описания геометрии лопаток при построении дефектов оказывают влияние на допустимость численного исследования дефектов разной глубины. В качестве примера на рис. 4 показаны три дефекта, внесённые с применением разработанного алгоритма профилирования [3]: утонение входной кромки, деформация и загибы лопатки

при задевании и эрозионный износ поверхности пера лопатки. На основании результатов моделирования утонения кромок отмечено, что его влияние (при малой величине или внесении дефекта только на одном радиусе лопатки) находится в пределах погрешности модели. Моделирование загибов кромок и деформаций пера лопаток при задевании ротора о статор в первую очередь сказывается на углах входа и выхода потока, которые при незначительной величине дефекта также находятся в пределах погрешности определения параметров потока. Более существенное влияние, превышающее погрешность модели, проявляется при исследовании эрозионного износа и существенных деформаций пера лопаток и, в первую очередь, проявляется в падении напора и эффективности работы ОК. При этом влияние некоторых дефектов на прочностные характеристики лопаток может быть не только отрицательным, но и положительным.

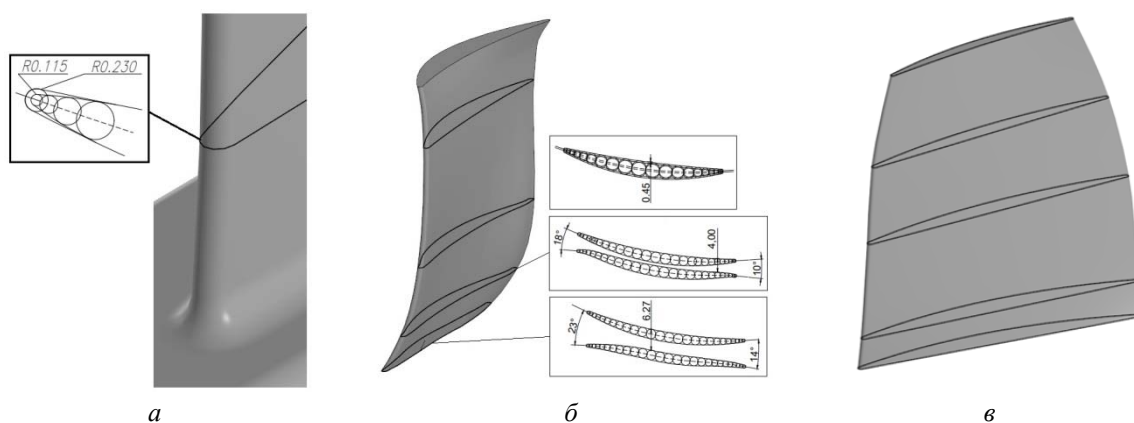


Рис. 4. Геометрия пера РК с дефектами: утонение входной кромки (а), загибы (б), эрозия (в)

Для примера на рис. 5 показаны результаты прочностных расчётов лопаток РК второй ступени ОК с эрозионным износом. При помощи математической модели [3; 9] эрозия задавалась двух степеней: износ хорды периферии на 25% (при этом на высоте лопатки 75% задаётся износ хорды на 5%); износ хорды периферийного сечения на 50% (при этом на высоте 75% задаётся износ хорды на 15%). Непосредственно расчёта самого процесса эрозионного износа не производилось, для оценки степени эрозии использовались данные открытых источников. На сегодняшний день существует достаточно большое количество работ на тему анализа эрозии лопаток, формирования законов эрозионного износа при различных атмосферных условиях и оценки его влияния на работоспособность компрессора [17 – 19].

Для каждого варианта (без дефекта, дефект 1-й степени, дефект 2-й степени) проводились газодинамический и прочностной расчёты в составе исследуемого ОК. На основании результатов расчётов установлено, что максимальные напряжения составили 12,2; 11,3; 10,6 МПа для бездефектной лопатки и лопатки с разной степенью эрозии соответственно (рис. 5, а). Можно заметить, что при увеличении степени износа пера лопатки значения максимальных напряжений уменьшаются, что вызвано уменьшением действия центробежных сил (вследствие уноса материала лопатки) и газодинамических сил (т.к. площадь взаимодействия с потоком становится меньше, а перетечки через радиальный зазор возрастают). В процессе изменения формы пера меняется и вибрационная характеристика лопатки, частоты собственных колебаний возрастают для всех рассмотренных форм при росте степени эрозионного износа (рис. 5, б). Аналогичные результаты получены разными исследователями, например в работе [17]. По результатам расчётов наиболее опасной для рабочей лопатки второй ступени ОК является первая изгибная форма.

Именно с ней возможно пересечение линий кратностей, вызывающих резонанс на определённой частоте вращения. Рост частот собственных колебаний лопатки смещает точку пересечения первой моды и линий кратности вправо на частотной диаграмме, тем самым уводя её от границ рабочих режимов.

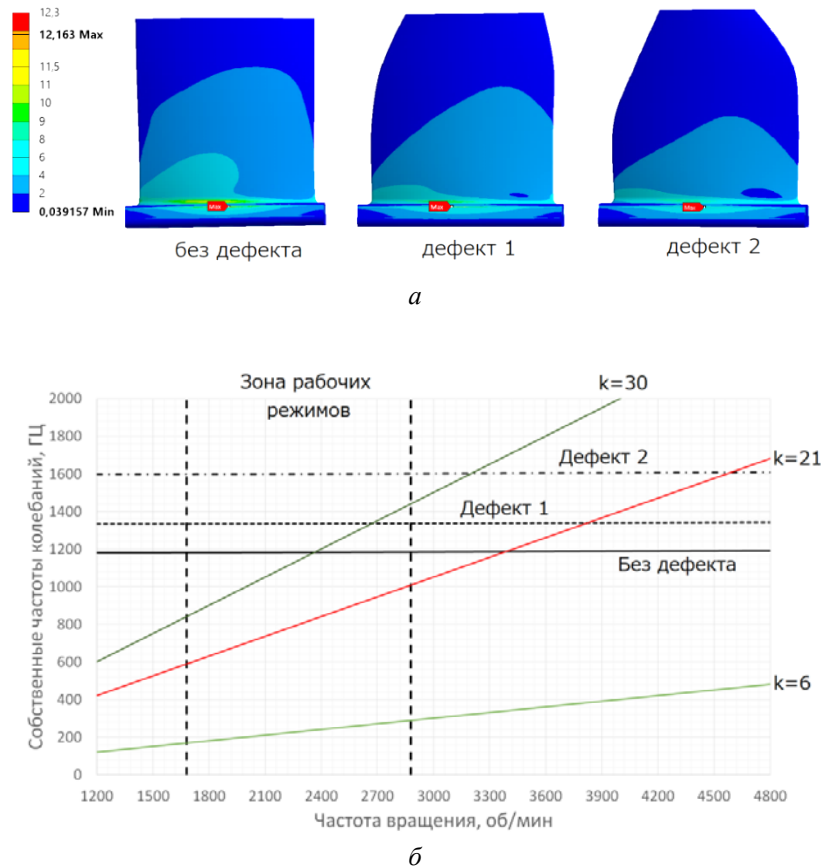


Рис. 5. Распределения напряжений по лопатке (а) и диаграмма Кэмпбелла (б)

Основные выводы по результатам расчётов

На основании анализа результатов численного моделирования течения и сравнения их с экспериментальными данными выявлено местами значительное расхождение по локальным параметрам потока при достаточном совпадении интегральных характеристик ОК. Это подтверждает сложность моделирования пространственных эффектов, присущих потоку в проточной части компрессора [20]. Исследование ОК с дефектными лопатками имеет смысл при значительном их влиянии на интегральные характеристики, поскольку при относительно малом изменении характеристик судить об эффекте только по изменению локальных параметров может быть ошибочным.

Неточность в определении поточных углов при моделировании рассматриваемого ОК привела к изменению нагрузки ступеней и расчётной кинематики потока, что, в частности, видно по завышенной расходной составляющей скорости потока: напорность ступеней и ОК в целом снизилась, а расход увеличился, что определило смещение рабочей точки вниз и влево по характеристике компрессора. Стоит отметить, что в случае фиксации в качестве граничных условий массового расхода рабочая точка на характеристике сместится вертикально вниз, напор также упадёт, а при фиксации давлений на входной и выходной границах компрессора рабочая точка уйдёт в область по-

ниженного расхода. То есть фактический моделируемый режим зависит от выбранных граничных условий. Данный факт подчёркивает важность правильной идентификации моделируемого режима работы ОК, особенно при сравнении с экспериментальными данными. Кроме того, точность моделирования снижается при приближении к неустойчивым режимам работы ОК, характеризующимся существенно нерасчётным характером обтекания лопаток. Похожие проблемы могут проявляться и при моделировании некоторых дефектов, значительно влияющих на пространственную структуру потока, что также необходимо учитывать.

Таким образом, описанная в настоящей работе численная модель может применяться только при моделировании таких дефектов, которые будут оказывать значительное влияние как на локальные, так и на интегральные параметры работы компрессора, а также для которых возможно проведение численных расчётов в осесимметричной постановке. Например, к таким дефектам с определёнными допущениями можно отнести эрозию, коррозию, загрязнение проточной части и т.п. (табл.). Стоит отметить, что данные дефекты могут оперативно вноситься в модель с использованием разработанного профилировщика [3], файлы с геометрией лопаток из которого напрямую передаются в описанные численные модели.

Использование описания лопатки по профилям в разработанном профилировщике позволяет создавать геометрию как бездефектных лопаток, так и лопаток с имеющимися поверхностными дефектами. Данный факт значительно облегчает проведение прочностных и газодинамических расчётов, а также позволяет учитывать влияние одного вида расчёта на другой (примером служит перенос газодинамической нагрузки на перо для прочностного расчёта из результатов газодинамического расчёта). Однако унифицированность подхода к описанию лопаток снижает точность задания некоторых дефектов или делает построение таких лопаток невозможным без применения сторонних программ.

Таблица. Дефекты, рассматриваемые в описанных численных моделях

№ п/п	Дефект	Геометрическая характеристика	Описание	Влияние на работу ОК
1	Эрозия	Радиусы кромок; высота лопатки; радиальный зазор; шероховатость; толщина профиля	При недостаточной степени очистки воздуха имеет место попадание в ОК механических частиц различного размера (например, пыль, капли воды), вызывающих разрушение поверхностного слоя материала лопатки. Разрушение оказывает тем существеннее, чем больше размер частиц [17]	Повышение уровня вторичных потерь; уменьшение диапазона устойчивой работы; ухудшение/улучшение вибронадёжности венца; повышение вероятности срыва потока у кромок
2	Коррозия	Радиусы кромок; шероховатость	Возникновение коррозионных язв имеет место, например, при работе ГТУ в морских условиях: содержащиеся в воздухе соли взаимодействуют с материалом лопаток, вызывая повреждения преимущественно в области кромок лопатки [21]	Уменьшение диапазона устойчивой работы; ухудшение вибронадёжности венца; повышение вероятности срыва потока у кромок
3	Наслаивание	Толщина профиля	Некоторые частицы (например, масло, сажа, пепел) могут задерживаться на поверхности лопатки, образуя слой определённой толщины, влияющий на условия течения потока [22]	Увеличение потерь на трение; изменение углов атаки и отставания

Настоящее исследование показывает, что численные модели могут использоваться для исследования дефектов лопаток и наполнения статистической модели по их влиянию на характеристики ОК и ГТУ. При этом стоит иметь в виду, что влияние дефектов может по-разному сказываться на параметрах работы ОК и прочностных характеристиках лопаток. Этот факт усложняет создание статистической модели в части оценки одно-временного влияния разных дефектов или одинаковых дефектов, но в разных венцах и на разных режимах работы компрессора.

Такие дефекты, как забоины, вмятины, выемки, канавки, задиры, трещины, надрезы и обрыв пера лопаток носят несимметричный характер в проточной части ОК, поэтому для их оценки необходимо дорабатывать численные модели. Однако исследование таких дефектов правильнее проводить по реальным случаям в эксплуатации, т.е. для конкретных типов компрессоров.

На основании проведённого исследования сделан вывод о необходимости классификации дефектов по степени влияния на параметры работы ОК и ГТУ: сильная, средняя и слабая. Для дефектов первого типа можно найти большое количество данных в открытых источниках. Такие дефекты исследуются чаще других, поскольку их влияние на надёжность и эффективность работы оборудования оказывается наибольшим. При наличии экспериментальных данных допустимо проводить верификацию численных моделей, содержащих дефектные лопатки. Дефекты второго типа реже встречаются в открытых источниках, их влияние изучено не полно. После верификации численных моделей допустимо сосредоточиться на исследовании данной группы: предлагаемая статистическая модель может наполняться результатами численного моделирования таких дефектов. К третьему типу относятся дефекты, оказывающие незначительное влияние на интегральные характеристики работы оборудования. Их исследование имеет наименьший приоритет и при этом требует построения более сложных и точных численных моделей, что вызовет увеличение затрат вычислительных и временных ресурсов.

Заключение

На основании результатов настоящей работы, а именно верификации выбранных настроек расчётных моделей, сформированы рекомендации по проведению CFD-моделирования и прочностного анализа.

Настройки газодинамического расчёта позволяют получить достаточно близкое к эксперименту качественное распределение локальных параметров по высоте канала для каждого венца, однако при количественном их сравнении наблюдаются существенные различия (до 7%) при хорошем совпадении интегральных характеристик. Такая зависимость накладывает определённые ограничения на проведение дальнейших исследований с учётом дефектов: требуется выбрать такие геометрические отклонения, которые будут оказывать существенное влияние на смещение рабочей точки по расходно-напорной характеристике, в ином случае влияние будет попадать в погрешность модели. Проведение прочностного анализа требует хорошей проработки геометрической и сеточной моделей с целью исключения различных ошибок (например, точки сингулярности) при проведении расчёта. В таком случае моделирование поведения лопатки под нагрузкой будет иметь характер, близкий к действительному, а предсказание влияния дефектов будет иметь высокую точность.

Для проведения последующих исследований с учётом всех рекомендаций и особенностей CFD-расчётов и прочностного анализа с применением метода конечных элементов требуется провести классификацию дефектов по степени их влияния. В таком случае наиболее предпочтительными будут отклонения, сильно изменяющие положение рабочей точки на расходно-напорной характеристике исследуемого компрессора, а также моделирование которых возможно в осесимметричной постановке.

Следующий этап представленной работы заключается в выборе определённого объекта исследования – компрессора, находящегося в эксплуатации и применении всех разработанных инструментов и рекомендаций для формирования базы данных о дефектах и вызываемых ими отклонениях в работе компрессора и ГТУ в целом с применением методов численного моделирования. Полученные данные станут основой при разработке прогностической модели для оценки влияния дефектов на работу оборудования или для прогнозирования развития дефектов по отклонению рабочих параметров от номинального режима.

Библиографический список

1. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Skorochodov A.V. Parametrical diagnostics of gas turbine performance on site at gas pumping plants based on standard measurements // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 3B. DOI: 10.1115/GT2014-25392
2. Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Скороходов А.В., Прокопец А.О. Опыт разработки и реализации мер по аэродинамическому совершенствованию осевого компрессора стационарной ГТУ // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2014. № 5-6. С. 101-111.
3. Blinov V.L., Zubkov I.S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. V. 1683, Iss. 4. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049
4. Aust J., Pons D. Taxonomy of gas turbine blade defects // *Aerospace*. 2019. V. 6, Iss. 5. DOI: 10.3390/AEROSPACE6050058
5. Cornelius C., Biesinger T., Galpin P., Braune A. Experimental and computational analysis of a multistage axial compressor including stall prediction by steady and transient CFD methods // *Journal of Turbomachinery*. 2014. V. 136, Iss. 6. DOI: 10.1115/1.4025583
6. Yi W., Li J., Ji L. Investigation on the aerodynamic performance of the compressor cascade using blended blade and end wall // *International Journal of Turbo and Jet Engines*. 2021. V. 38, Iss. 1. P. 59-71. DOI: 10.1515/tjj-2017-0054
7. Hathaway M.D., Okiishi T.H. Aerodynamic design and performance of a two-stage axial-flow compressor (baseline). Technical Report. Iowa State Univeristy, 1983. 190 p.
8. Tweedt D.L., Okiishi T.H. Stator blade row geometry modification influence on two-stage, axial-flow compressor aerodynamic performance. Technical Report. Iowa State University, 1983. 263 p.
9. Блинов В.Л., Бродов Ю.М., Седунин В.А., Комаров О.В. Параметрическое профилирование плоских компрессорных решёток при решении задач многокритериальной оптимизации // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2015. № 3-4. С. 86-95.
10. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // *Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. 2003. P. 625-632.
11. Ansys Product Help, CFX 2020 R2. Ansys Inc., 2020.
12. Бродов Ю.М., Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Серков С.А. Особенности верификации CFD-модели осевого компрессора. Часть 1. Моделирование локальных эффектов и подбор параметров для совпадения с экспериментальными данными // *Компрессорная техника и пневматика*. 2018. № 3. С. 29-36.
13. Kamin M., Mathew J. Prediction of transitional and separated boundary layers in a compressor cascade // *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2B. DOI: 10.1115/GT2014-26892

14. Zhang L., Chen W., Chen J., Zhou C. Verification and validation of CFD uncertainty analysis based on SST k- ω model // Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2020. V. 8.
15. Arnone A., Carnevale E., Marconcini M. Grid dependency study for the NASA Rotor 37 compressor blade // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 1997. V. 1. DOI: 10.1115/97-GT-384
16. Dufour G., Carbonneau X., Arbez P., Cazalbou J.-B., Chassaing P. Mesh-generation parameters influence on centrifugal compressor simulation for design optimization // Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference. 2004. V. 2A. P. 609-617. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56314
17. Двирник Я.В., Павленко Д.В. Оценка предельного состояния лопаток компрессора вертолётных ГТД по частоте собственных колебаний // Авиационно-космическая техника и технология. 2016. № 7 (134). С. 79-83.
18. Гумеров А.В., Акмалетдинов Р.Г. Моделирование эрозийного износа лопатки компрессора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3 (27), ч. 2. С. 233-239. DOI: 10.18287/2541-7533-2011-0-3-2(27)-233-239
19. Scala S.M., Konrad M., Mason R.B., Skelton D. Predicting the performance of a gas turbine engine undergoing compressor blade erosion // Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2003. DOI: 10.2514/6.2003-5259
20. Cumpsty N.A. Some lessons learned // Journal of Turbomachinery. 2010. V. 132, Iss. 4. DOI: 10.1115/1.4001222
21. Syverud E., Brekke O., Bakken L.E. Axial compressor deterioration caused by saltwater ingestion // Journal of Turbomachinery. 2007. V. 129, Iss. 1. P. 119-126. DOI: 10.1115/1.2219763
22. Ночовная Н.А., Никитин Я.Ю. Современное состояние вопроса в области очистки проточной части компрессора ГТД от эксплуатационных загрязнений (обзор) // Труды ВИАМ. 2017. № 3 (51). С. 45-54. DOI: 10.18577/2307-6046-2017-0-3-5-5

SPECIAL ASPECTS OF NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-STAGE AXIAL-FLOW COMPRESSOR WITH DEFECTIVE BLADES

© 2021

- V. L. Blinov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor ;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
v.l.blinov@urfu.ru
- I. S. Zubkov** Graduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
lamqtada@gmail.com
- E. Yu. Iskortsev** Undergraduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
iskor083eg1996@mail.ru
- O. V. Belyaev** Undergraduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
belyaev_oleg09@mail.ru
- P. I. Plishkin** Undergraduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
pplishkin@bk.ru

The paper presents the results of a stage of development of an analytical model for assessing the impact of various defects on the operation of an axial-flow compressor. Some recommendations on setting the numerical models for carrying out gas dynamic and strength analysis of compressor stages and blades with account for various defects are proposed. Verification was carried out for the models presented: the results are also presented in the paper. On the basis of the verification results some special aspects of CFD-modeling are discussed. The requirements for the defects under investigation are defined. A classification of the defects that can be analyzed with the use of the developed mathematical description of the geometry of airfoils and blades with account of all proposed recommendations for the setting of the numerical model is presented.

Gas turbine; gas turbine engine; axial-flow compressor; blade row; blade defects; computational fluid dynamics

Citation: Blinov V.L., Zubkov I.S., Iskortsev E.Yu., Belyaev O.V., Plishkin P.I. Special aspects of numerical simulation of a two-stage axial-flow compressor with defective blades. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 7-19. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19

References

1. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Skorochodov A.V. Parametrical diagnostics of gas turbine performance on site at gas pumping plants based on standard measurements. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 3B. DOI: 10.1115/GT2014-25392.
2. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Skorokhodov A.V., Prokopets A.O. An experience in development and implementation of measures for the axial compressor aerodynamic improve at the gas turbine unit for mechanical drive. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2014. No. 5-6. P. 101-111. (In Russ.)
3. Blinov V.L., Zubkov I.S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. V. 1683, Iss. 4. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049
4. Aust J., Pons D. Taxonomy of gas turbine blade defects // *Aerospace*. 2019. V. 6, Iss. 5. DOI: 10.3390/AEROSPACE6050058
5. Cornelius C., Biesinger T., Galpin P., Braune A. Experimental and computational analysis of a multistage axial compressor including stall prediction by steady and transient CFD methods. *Journal of Turbomachinery*. 2014. V. 136, Iss. 6. DOI: 10.1115/1.4025583
6. Yi W., Li J., Ji L. Investigation on the aerodynamic performance of the compressor cascade using blended blade and end wall. *International Journal of Turbo and Jet Engines*. 2021. V. 38, Iss. 1. P. 59-71. DOI: 10.1515/tjj-2017-0054
7. Hathaway M.D., Okiishi T.H. Aerodynamic design and performance of a two-stage axial-flow compressor (baseline). Technical Report. Iowa State Univeristy, 1983. 190 p.
8. Tweedt D.L., Okiishi T.H. Stator blade row geometry modification influence on two-stage, axial-flow compressor aerodynamic performance. Technical Report. Iowa State University, 1983. 263 p.
9. Blinov V.L., Brodov Yu.M., Sedunin V.A., Komarov O.V. Parametric profiling of 2D compressor rows for multicriteria optimisation task // *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2015. No. 3-4. P. 86-95. (In Russ.)
10. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. 2003. P. 625-632.
11. Ansys Product Help, CFX 2020 R2. Ansys Inc., 2020.
12. Brodov J., Komarov O., Sedunin V., Blinov V., Serkov S. Critical aspects of CFD-model verification for axial compressor. Part I. Modelling of local flow features. *Kompressornaya Tekhnika i Pnevmatika*. 2018. No. 3. P. 29-36. (In Russ.)

13. Kamin M., Mathew J. Prediction of transitional and separated boundary layers in a compressor cascade. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2B. DOI: 10.1115/GT2014-26892
14. Zhang L., Chen W., Chen J., Zhou C. Verification and validation of CFD uncertainty analysis based on SST k- ω model. *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. 2020. V. 8.
15. Arnone A., Carnevale E., Marconcini M. Grid dependency study for the NASA Rotor 37 compressor blade. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 1997. V. 1. DOI: 10.1115/97-GT-384
16. Dufour G., Carbonneau X., Arbez P., Cazalbou J.-B., Chassaing P. Mesh-generation parameters influence on centrifugal compressor simulation for design optimization. *Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference*. 2004. V. 2A. P. 609-617. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56314
17. Dvirnik Ya.V., Pavlenko D.V. Evaluation of compressor blades limit state of helicopter gas turbine engines depended on natural vibration frequencies. *Aerospace Technic and Technology*. 2016. No. 7 (134). P. 79-83. (In Russ.)
18. Gumerov A.V., Akmaletdinov R.G. Compressor blade erosion modeling. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3 (27), part 2. P. 233-239. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2011-0-3-2(27)-233-239
19. Scala S.M., Konrad M., Mason R.B., Skelton D. Predicting the performance of a gas turbine engine undergoing compressor blade erosion. *Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 2003. DOI: 10.2514/6.2003-5259
20. Cumpsty N.A. Some lessons learned. *Journal of Turbomachinery*. 2010. V. 132, Iss. 4. DOI: 10.1115/1.4001222
21. Syverud E., Brekke O., Bakken L.E. Axial compressor deterioration caused by saltwater ingestion. *Journal of Turbomachinery*. 2007. V. 129, Iss. 1. P. 119-126. DOI: 10.1115/1.2219763
22. Nochovnaya N.A., Nikitin Ya.Yu. The current state of the question in the field of cleaning of the compressor GTE from operational pollution (review). *Proceedings of VIAM*. 2017. No. 3 (51). P. 45-54. (In Russ.). DOI: 10.18577/2307-6046-2017-0-3-5-5