

ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЁТНОЙ МОДЕЛИ ТРАНСЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ УЧЁТА ВЛИЯНИЯ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА НА РАБОТУ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

© 2023

В. Л. Блинов кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели»;
Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург;
v.l.blinov@urfu.ru

И. С. Зубков магистрант кафедры «Турбины и двигатели»;
Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург;
lamqtada@gmail.com

Представлены результаты одного из этапов создания модели оценки и прогнозирования изменений рабочих характеристик осевого компрессора вследствие эрозионного износа, связанного с построением и верификацией численной модели трансзвуковой компрессорной ступени для обоснования возможности её применения при расчёте различных степеней эрозионного износа лопаток. Отмечены основные подходы к моделированию турбулентных течений, их области применения и основные особенности, связанные с качеством моделирования трёхмерных потоков в проточной части турбомашин. Описаны параметры и настройки расчётной модели, для которой представлено сравнение результатов расчёта с экспериментальными данными, а также с результатами других исследователей. Показана точность модели при расчёте интегральных характеристик ступени и качество моделирования локальных процессов. Отмечены возможности доработки модели с целью повышения качества результатов.

Газотурбинная установка; осевой компрессор; лопаточный аппарат; дефекты; численное моделирование; верификация

Цитирование: Блинов В.Л., Зубков И.С. Верификация расчётной модели трансзвуковой ступени для решения задач учёта влияния эрозионного износа на работу осевого компрессора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 1. С. 51-62. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) получили широкое распространение в различных отраслях промышленности и на транспорте, в связи с чем задачи по поддержанию технического состояния их узлов и элементов, а также обеспечение эффективного технического обслуживания и качественных ремонтов имеют высокий приоритет. На сегодняшний день данные задачи все чаще решаются с помощью различных цифровых систем диагностики, позволяющих со сравнительно высокой точностью оценивать техническое состояние различных элементов и прогнозировать развитие дефектов. Основой таких систем становятся, как правило, статистические данные и сведения из эксплуатации конкретных установок. С учётом развития электронно-вычислительных мощностей и численных методов ещё одним способом наполнения подобных систем становится использование CFD-методов.

Использование методов вычислительной газодинамики позволяет существенно упростить процесс получения результатов, снизить временные затраты на проведение работ, а также исследовать такие режимы работы или состояния оборудования, при которых эксплуатация ГТУ невозможна, например, при наличии различных дефектов проточной части осевого компрессора. Тогда наиболее важным этапом будет являться выбор таких параметров расчётной модели, которые обеспечат не только хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных, но и высокое качество моделирова-

ния локальных процессов. В ином случае будет невозможно установить, является ли какое-либо отклонение расчётной характеристики от номинальных значений проявлением дефекта или погрешностью модели. Дополнительно к этому совокупный анализ интегральных характеристик и локальных аэродинамических явлений позволит установить механизм проявления дефекта. В настоящей работе приведены результаты этапа исследования, связанного с построением и верификацией численной модели трансзвуковой компрессорной ступени для обоснования возможности её применения в описанном направлении.

Обзор подходов к моделированию турбулентных течений

Существует три основных подхода к проведению численных исследований течения потоков жидкости, классифицируемых по способу разрешения основных уравнений. В частности, в последние годы все большее применение находят подходы к моделированию турбулентности, базирующиеся на первых принципах аэродинамики: метод прямого численного моделирования (Direct Numerical Simulation) и метод моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation). Оба данных подхода предъявляют высокие требования к вычислительным ресурсам. Так, для расчёта турбулентности вдали от стенок число ячеек сеточной модели увеличивается с ростом числа Рейнольдса: для подхода DNS пропорционально $Re^{2,25}$, а для подхода LES – $Re^{0,4}$ в области свободных течений и $Re^{1,8}$ вблизи стенок [1]. Поэтому данные методы нашли ограниченное применение в основном в фундаментальных исследованиях, целью которых является получение детальной информации о структуре и основных закономерностях турбулентности. Третьим подходом является метод осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (Reynolds Averaged Navier-Stokes), наиболее распространённый на сегодняшний день практически во всех инженерных расчётах, что связано прежде всего с более низкими требованиями к вычислительным ресурсам.

В подходе RANS используются осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса для описания турбулентных течений: случайно изменяющиеся характеристики потока (скорость, давление, плотность) заменяются суммами осреднённых и пульсационных составляющих [2]. Особенность уравнений данного метода (по сравнению с исходными уравнениями Навье-Стокса) заключается в появлении новых неизвестных функции, характеризующих турбулентные напряжения. Система уравнений Рейнольдса содержит шесть неизвестных и оказывается незамкнутой, в связи с чем для её решения приходится привлекать дополнительную информацию. Весьма существенным при этом является то обстоятельство, что напряжения Рейнольдса являются случайными величинами, поэтому в расчётах используют статистические данные об их величине – модели турбулентности, которые получают путём анализа результатов эксперимента. Данный факт определяет главный недостаток такого подхода – отсутствие «универсальной модели турбулентности», так как каждая модель имеет свою конкретную область применения. Поэтому поиск и выбор наиболее удовлетворяющих условиям текущей задачи параметров расчётной модели и её верификация будут являться важной частью любого исследования [1; 3; 4].

На сегодняшний день существует большое количество различных полуэмпирических моделей турбулентности, классифицирующихся, как правило, по числу дифференциальных уравнений переноса так называемых Рейнольдсовых напряжений. Среди них выделяют [5]: алгебраические (например, описанные в работах [6 – 9]), модели с одним дифференциальным уравнением переноса (например, модель Секундова (v_t -92) [10] и Спаларта-Аллмараса (SA) [11]) и модели с двумя дифференциальными уравнениями переноса. В случае проведения исследований по расчёту турбомашин в последние десятилетия особый интерес представляют модели второй и третьей категорий, а имен-

но SA, BSL, k-Epsilon, k-Omega и SST. Более подробно математические формулировки данных моделей описаны в соответствующих работах, где так же представлены результаты исследований и область применения. Существуют и специальные базы данных [12], в которых рассмотрены подробные рекомендации по выбору моделей турбулентности для решения различных задач течения потока как в двумерных (течение вдоль пластин или лопаточных профилей и т.д.), так и в трёхмерных постановках (течение в турбомашине, вдоль объёмных тел), а в некоторых работах, например [1; 4], представлен обзор достоинств и недостатков данных моделей.

Целью настоящей работы являлась оценка применимости модели SST для решения задач течения потока в проточной части трансзвукового осевого компрессора. В качестве основных задач были выделены: а – исследование качества моделирования интегральных характеристик, б – исследование качества воспроизведения расчётной моделью локальных процессов и в – выявление взаимосвязи между отклонениями интегральных и локальных параметров. Течение в дозвуковых компрессорах, особенно на околономинальных режимах работы, моделируется с высокой точностью. При этом, несмотря на большое количество подобного рода работ, вопросы верификации численных моделей при исследовании нерасчётных и срывных режимов работы турбокомпрессоров, а также характера течения в транс- и сверхзвуковых ступенях остаются достаточно актуальными [3; 13; 14].

Материалы и методы

В качестве объекта исследования была выбрана модельная трансзвуковая ступень осевого компрессора NASA Stage 37 [15], для которой накоплен большой опыт решения различных задач как экспериментальными, так и численными методами. Трёхмерные модели лопаток ступени были построены при помощи разработанного ранее математического описания лопаточных профилей кривыми Безье, более подробно описанного в работе [16], и впоследствии применены для создания расчётных моделей. Сетка конечных элементов строилась исходя из необходимости обеспечения оптимального времени проведения одного расчёта и соответствия параметра $y^+ < 5$, что связано с выбором модели турбулентности. В таком случае число элементов сетки составило 450 тыс. для ротора и 340 тыс. для статора (рис. 1, а).

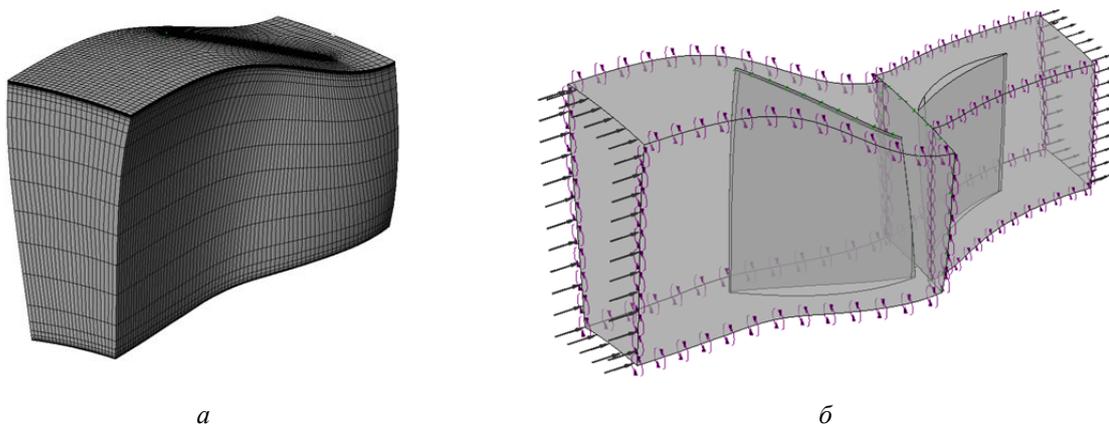


Рис. 1. Сеточная (а) и расчётная (б) модели ступени NASA Stage 37

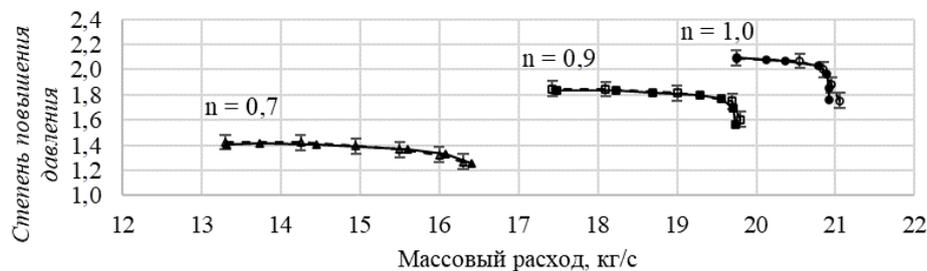
Для моделирования турбулентных течений была выбрана модель Ф.Р. Ментера SST, сочетающая в себе достоинства моделей k-Epsilon при моделировании свободных

течений и к-Omega при моделировании пристеночных течений [17]. Задача решалась в осесимметричной стационарной постановке (рис. 1, б). Граничные условия на входе были заданы по принципу «полное давление и температура». Для выходного сечения условия определялись в зависимости от положения рассчитываемой точки на изодроме: в вертикальной части задавалось статическое давление по условию радиального равновесия, а в горизонтальной – массовый расход. Способ передачи параметров между доменами ротора и статора – Stage. Уровень сходимости – 10^{-6} .

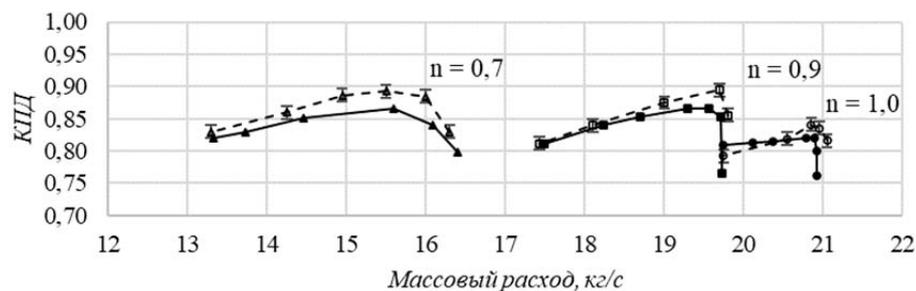
В качестве результатов расчёта были вынесены интегральные характеристики в координатах «Массовый расход – Степень повышения давления», «Массовый расход – КПД», «Массовый расход – Мощность» и распределения параметров по высоте канала в трёх сечениях проточной части: вход и выход ротора, выход статора. Выбранные данные позволяют получить представление о поведении потока в проточной части исследуемого компрессора и оценить качество моделирования аэродинамических процессов при помощи методов вычислительной газодинамики.

Результаты

По результатам моделирования было получено достаточно точное соотношение расчётных и экспериментальных данных. По степени повышения давления (рис. 2, а) наблюдается практически полное соответствие результатов расчёта и эксперимента: ошибка в определении степени повышения давления оказывается в пределах погрешности измерений, а максимальное отклонение при этом составляет 1,48% и наблюдается для режима работы при относительной частоте вращения $\bar{n} = 0,9$ в вертикальной части изодромы в точке, определяющей границу запираания ступени.



а



б

Рис. 2. Интегральные характеристики работы ступени:

а – зависимость степени повышения давления от массового расхода;

б – зависимость КПД от массового расхода.

Предел погрешности по степени повышения давления 3%, по КПД – 1% [15]

- n = 1,0 (exp)
- n = 0,9 (exp)
- △-- n = 0,7 (exp)
- n = 1,0 (CFD)
- n = 0,9 (CFD)
- ▲— n = 0,7 (CFD)

Кроме того, для всех частот вращения наблюдалось незначительное смещение границы устойчивой работы, определяемой по возникновению проблем со сходимостью расчёта, в сторону больших массовых расходов: наибольшее отклонение по расходу составило 0,6% для частоты вращения $\bar{n} = 1,0$.

При качественном сравнении характеристики «Массовый расход – КПД» (рис. 2, б) наблюдается достаточно хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных, однако при количественном анализе можно отметить значительные расхождения. Среднее отклонение для номинальной частоты вращения составляет 2,26% (абсолютных), для частоты вращения 90% от номинальной – 3,50% (абсолютных), для частоты вращения 70% – 2,33% (абсолютных). Максимальное отклонение в первых двух случаях составило 5,0% и 8,9% (абсолютных) и наблюдалось для точек, определяющих границу запираения ступени, для частоты вращения $\bar{n} = 0,7$ максимальное отклонение составило 3,2% (абсолютных). Сравнение интегральных параметров номинального режима, определяемого по значению массового расхода 20,2 кг/с, представлено в табл. 1.

Таблица 1. Сравнение интегральных параметров работы ступени на номинальном режиме

№ п/п	Наименование параметра	Значение		Отклонение, %
		Эксперимент	Расчёт	
1	Массовый расход	20,200	20,203	0,016
2	Степень повышения давления	2,050	2,057	0,322
3	Отношение температур	1,290	1,278	0,930
4	КПД	0,843	0,823	2,000

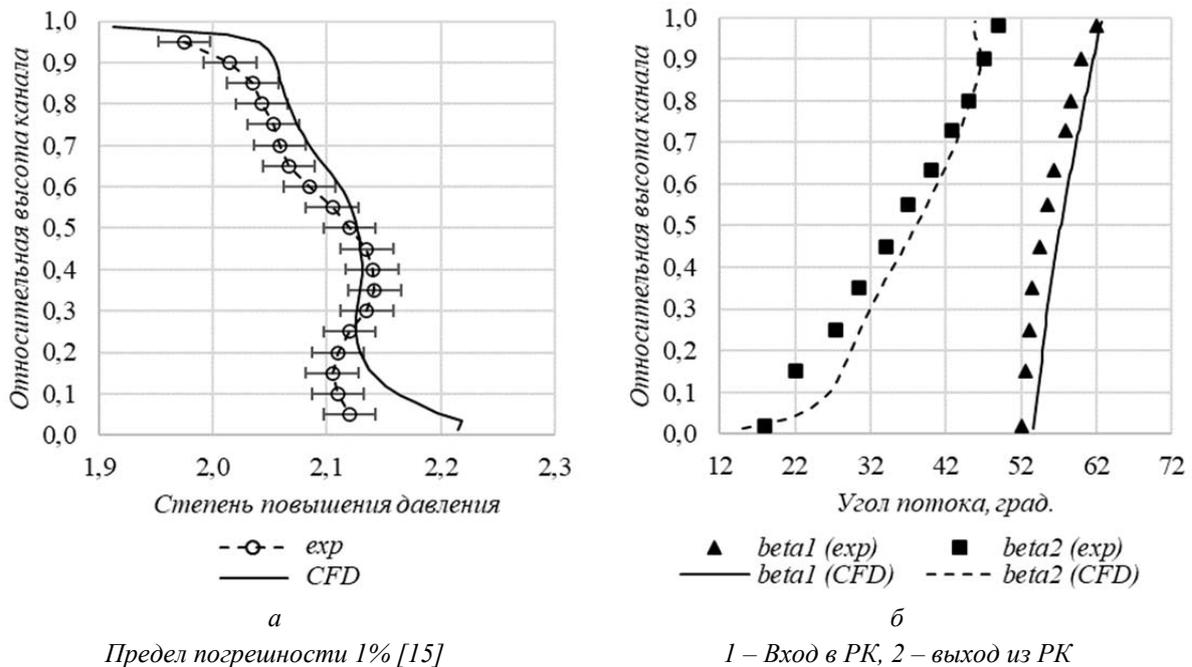


Рис. 3. Распределение степени повышения давления (а) и углов потока (б) по высоте канала для рабочего колеса

При сравнении локальных параметров течения также не наблюдается значительных отличий. На рис. 3, а представлено распределение степени повышения давления по высоте в сечении за рабочим колесом (РК). Для данного параметра практически по всей высоте расчётные значения лежат в пределах погрешности измерения, а наибольшие отклонения наблюдаются в периферийном и корневом сечениях. Среднее отклонение по результатам расчёта составило 1,27%, максимальные отклонения вблизи корневого и периферийного сечений составили 3,48% и 3,23% соответственно.

На рис. 3, б показаны распределения относительных поточных углов для рабочего колеса. Видно, что несмотря на хорошее совпадение интегральных характеристик, а также степеней повышения давления и скоростей потока по высоте канала за рабочим колесом, в определении поточных углов наблюдаются неточности. Среднее отклонение по всем точкам для угла потока на входе β_1 составляет 3,2% (приблизительно $2,0^\circ$), для угла потока на выходе β_2 – 3,1% (приблизительно $1,5^\circ$).

На рис. 4 представлено распределение чисел Маха в межлопаточном канале на относительной высоте 70%. В целом расчётные распределения с достаточной точностью соответствуют экспериментальным данным, однако наблюдается ряд отклонений. Во-первых, скачок уплотнения хоть и возникает в средней части спинки лопатки, но оказывается смещён в сторону входной кромки относительно эксперимента. Это, в свою очередь, приводит к более раннему формированию области отрыва потока со спинки лопатки. Во-вторых, неточности при моделировании отрывов в турбомашинах, вызванные особенностями CFD-пакетов, приводят к тому, что отрывная область в расчёте не присоединяется к лопатке в области выходной кромки, что, в свою очередь, вызывает изменение формы лопаточного следа [3; 13; 18].

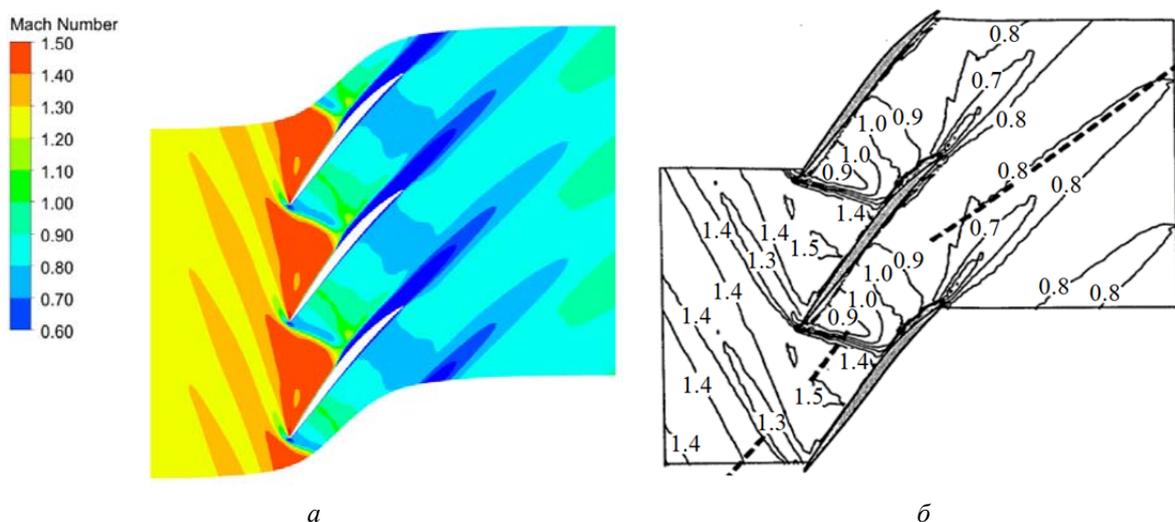


Рис. 4. Расчётное (а) и экспериментальное (б) распределение чисел Маха в канале рабочего колеса на относительной высоте 70%

Обсуждение

Несмотря на качественную проработку геометрии и рациональный выбор настроек расчётной модели, в результате расчётов были получены расхождения с экспериментальными данными, которые обусловлены прежде всего несовершенством методов вычислительной газодинамики, а также особенностями CFD-пакетов, связанных с невозможностью в полной мере предсказать определённые физические процессы, протекающие в проточной части турбомашин. Например, положение и размеры области

отрыва потока со спинки лопатки, что было получено в текущей работе: область лопаточного следа оказывается меньших размеров и более вытянутой по сравнению с экспериментом, а при приближении к области выходной кромки не присоединяется к лопатке. Схожие выводы относительно отрыва потока в турбомашинах отмечены и другими исследователями, например в работах [3; 18]. В общем случае расчётная картина распределения чисел Маха в различных сечениях в текущей постановке с удовлетворительной точностью совпадает не только с представленными экспериментальными данными [15; 19], но и результатами других численных исследований, например представленными в работе [20], в том числе и с применением иных методов расчёта (например, LES в работе [21]).

Аналогичные замечания относительно неточностей при моделировании локальных эффектов допустимо сделать при рассмотрении поточных углов. Качественное распределение углов по высоте канала с достаточной точностью совпадает с экспериментальными данными. При количественном рассмотрении, согласно полученным результатам, и входной, и выходной углы оказываются больше экспериментальных. Широко известным фактом является наличие неточностей в различных CFD-пакетах при определении углов атаки и отставания, приводящих к несовпадению поточных углов и соответствующим изменениям других параметров [3], что было получено не только в текущем исследовании, но и при моделировании низкоскоростного двухступенчатого осевого компрессора в работе [22].

При рассмотрении других локальных параметров течения, например распределения степени повышения давления по высоте канала за РК, наблюдаются схожие зависимости в изменении значения данного параметра не только вблизи корня и периферии, но и по всей высоте. В работе [20] представлены результаты «слепых» тестов ротора рассматриваемой ступени. В различных постановках наблюдается как значительное завышение (вплоть до 11% [23]), так и занижение степени повышения давления (до 4,5...5,0% [20]). В работе [24] было получено качественно практически идентичное текущему расчёту распределение степени повышения давления по высоте, однако значения оказались ниже в среднем на 2,4%.

Из представленного в табл. 1 сравнения интегральных характеристик видно, что расчётные параметры работы ступени на номинальном режиме мало отличаются от экспериментальных, а одной из причин пониженного значения КПД (как и для других режимов по массовому расходу) могут являться неточности при определении как поточных углов, так и величины температуры рабочего тела на выходе из ступени.

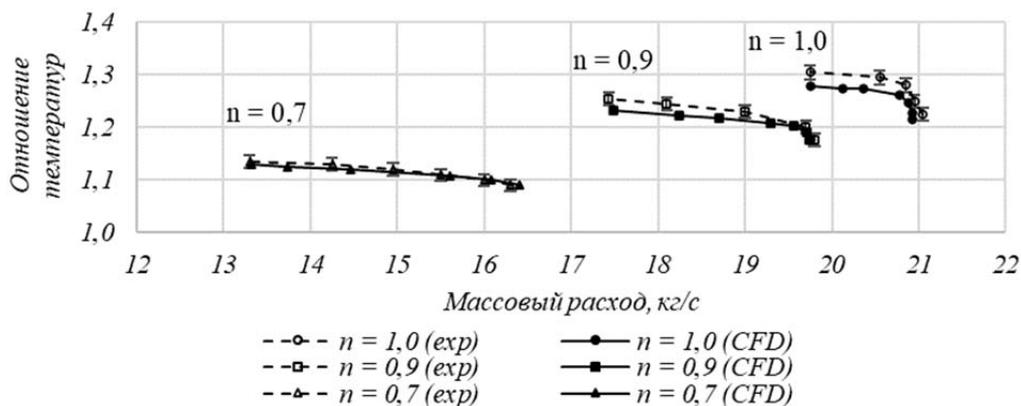


Рис. 5. Сравнение экспериментальных и расчётных соотношений температур

Для наглядности на рис. 5 представлена характеристика ступени в координатах «Отношение температур – Массовый расход», из которой видно несоответствие расчётных и экспериментальных данных. Важно отметить, что другими исследователями было получено гораздо более существенное отклонение по величине коэффициента полезного действия для данной ступени. В работе [20] максимальное среднее отклонение по КПД среди всех исследователей составило 5,1% (абсолютных) в обе стороны. В работе [25] наблюдается занижение КПД на 4% (абсолютных). В этой же работе отмечено также занижение степени повышения давления, причём наибольшая средняя разница наблюдалась для номинальной частоты вращения при постоянном массовом расходе и составила приблизительно 2,33%.

Заключение

Выбор наиболее подходящего метода расчёта турбулентных течений, настроек расчётной модели и её верификация имеют высокий приоритет при проведении исследований с помощью методов численного моделирования. Ввиду различий в математическом аппарате различных подходов и их требований к вычислительным ресурсам важно понимать суть решаемой задачи: при необходимости детального моделирования всех особенностей течения потока, рассмотрения физики процесса и различных явлений, при котором нет ограничений на объём вычислительных ресурсов и время проведения для одного расчёта, предпочтительными будут являться подходы DNS и LES. Если требуется провести большое количество вычислений в сжатые сроки (например, для формирования базы данных для статистических и прогностических моделей), то приоритетными будут RANS-методы, обеспечивающие хорошую точность результатов при сравнительно невысоких требованиях к вычислительным ресурсам. В таком случае наиболее важным будет являться выбор моделей турбулентности и оценка её применимости для решения поставленной задачи.

Выбранные параметры расчётной модели ступени Stage 37 в совокупности с оптимально заданными граничными условиями позволяют достичь достаточно точного соответствия результатов численного моделирования и экспериментальных данных, а также хорошую корреляцию с результатами других исследователей. Построенные расчётные модели хотя и обладают определёнными неточностями, связанными с фундаментальными проблемами методов CFD, широко описанных в различных литературных источниках, например в работе [3], однако в полной мере позволяют отследить различные аэродинамические эффекты.

Рассчитанные интегральные характеристики достаточно точно совпадают с экспериментальными как качественно, так и количественно, даже несмотря на определённые неточности – средние отклонения имели значения менее 1% по степени повышения давления и расходу и в пределах $\leq 3\%$ (абсолютных) по КПД. При рассмотрении локальных параметров наблюдается достаточно близкая к действительной картина распределения параметров потока в проточной части: распределение степени повышения за ротором оказывается в пределах погрешности измерений практически по всей высоте канала, а наблюдаемые отклонения, например в корневом сечении, вызваны неточностями методов CFD при моделировании концевых эффектов [3; 13; 18]. Форма и положение скачка уплотнения на спинке лопатки моделируется также достаточно близко к эксперименту. Отклонение наблюдается для отрывной области за лопаткой – она оказывается смещена в сторону входной кромки и имеет большие размеры, что связано с невозможностью методов CFD в полной мере предсказать и смоделировать отрыв потока [1; 18].

Согласно выводам и рекомендациям, представленным в работах [13; 20], точность построенной в работе модели находится на достаточно хорошем уровне и, следова-

тельно, может быть применена для оценки изменений, вносимых различными дефектами. Применительно к эрозионному износу его максимально допустимая степень, определяемая по величине износа хорды в периферийном сечении и регламентируемая в соответствии с инструкциями по эксплуатации, будет вносить существенные изменения в интегральные характеристики работы компрессора: снижение КПД возможно вплоть до 3...4% (абсолютных), степени повышения давления – до 6...7%, мощности – до 17% [26]. Согласно полученным результатам построенная расчётная модель будет чувствительна к проявлению таких изменений, а для фиксации отклонений, вносимых различными промежуточными степенями эрозии, может потребоваться дополнительное уточнение модели, например путём задания в качестве граничных условий профиля полного давления и направления потока на входе при наличии таких данных.

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда №22-79-00169, <https://rscf.ru/project/22-79-00169/>.

Библиографический список

1. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчётах сложных течений: учебное пособие. Санкт-Петербург: Изд-во Политехнического ун-та, 2012. 88 с.
2. Reynolds O. On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion // *Philosophical Transactions of the Royal Society*. 1895. P. 123-164.
3. Cumpsty N.A. Some lessons learned // *Journal of Turbomachinery*. 2010. V. 132, Iss. 4. DOI: 10.1115/1.4001222
4. Versteeg H., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. New York: Longman Scientific & Technical, 1996. 257 p.
5. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. California: Griffin Printing, 1993. 536 p.
6. Лапин Ю.В., Поспелов В.А. Турбулентный пограничный слой на плоской пластине // *Теплофизика высоких температур*. 1995. Т. 33, № 3. С. 422-429.
7. Гарбарук А.В., Лапин Ю.В., Стрелец М.Х. Простая алгебраическая модель турбулентности для расчёта турбулентного пограничного слоя с положительным перепадом давления // *Теплофизика высоких температур*. 1999. Т. 37, № 1. С. 87-91.
8. Лабусов А.Н., Лапин Ю.В. Четырёхпараметрическая двуслойная алгебраическая модель переходного пограничного слоя на плоской пластине // *Теплофизика высоких температур*. 1996. Т. 34, № 6. С. 942-948.
9. Cebeci T., Smith A.M.O. Analysis of turbulent boundary layers. N.Y.: Academic Press, 1974. 422 p.
10. Гуляев А.Н., Козлов В.Е., Секундов А.Н. К созданию универсальной однопараметрической модели для турбулентной вязкости // *Известия РАН. Механика жидкости и газа*. 1993. № 4. С. 69-81.
11. Spalart P.R., Allmaras S.R. One-equation turbulence model for aerodynamic flows // *Proceedings of the 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (January, 06-09, 1992, Reno, NV, U.S.A)*. DOI: 10.2514/6.1992-439
12. Turbulence modeling resource. NASA Langley Research Center. <https://turbmodels.larc.nasa.gov/>
13. CFD validation for propulsion system components / ed. by J. Dunham. AGARD Advisory Report 355. AGARD, 1998. 100 p.
14. Pinto R.N., Afzal A., D'Souza L.V., Ansari Z., Mohammed Samee A.D. Computational fluid dynamics in turbomachinery: a review of state of art // *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2016. V. 24, Iss. 3. P. 467-479. DOI: 10.1007/s11831-016-9175-2

15. Reid L., Moore R.D. Design and overall performance of four highly loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor. Lewis Research Center, 1978. 132 p.

16. Блинов В.Л., Зубков И.С. Разработка цифровой модели лопаточного аппарата для оценки влияния дефектов на характеристики работы осевого компрессора газотурбинной установки // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 1. С. 18-25.

17. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. 1994. V. 32, Iss. 8. P. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149

18. Taylor J.V., Miller R.J. Competing 3D mechanisms in compressor flows // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition (June, 15-19, 2015, Montreal, Quebec, Canada). V. 2A: Turbomachinery. DOI: 10.1115/GT2015-43322

19. Suder K.L., Celestina M.L. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor // Journal of Turbomachinery. 1996. V. 118, Iss. 2. P. 218-229. DOI: 10.1115/1.2836629

20. Denton J.D. Lessons from rotor 37 // Journal of Thermal Science. 1997. V. 6, Iss. 1. DOI: 10.1007/s11630-997-0010-9

21. Hah C. Large eddy simulation of transonic flow field in NASA Rotor 37 // Proceedings of the 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition (January, 05-08, 2009, Orlando, Florida). DOI: 10.2514/6.2009-1061

22. 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

23. Ameri A.A., Arnone A. Prediction of turbine blade passage heat transfer using a zero and a two-equation turbulence model // Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (June, 13-16, 1994, The Hague, Netherlands). DOI: 10.1115/94-gt-122

24. Yamada K., Furukawa M., Inoue M., Funazaki K.I. Numerical analysis of tip leakage flow field in a transonic axial compressor rotor // Proceedings of the International Gas Turbine Congress (November, 2-7, 2003, Tokyo).

25. Veres J.P. Axial and centrifugal compressor mean line flow analysis method // Proceedings of the 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition (January, 5-8, 2009, Orlando, Florida). DOI: 10.2514/6.2009-1641

26. Авиационные ГТД в наземных установках / под ред. В.В. Шашкина. М.: Машиностроение, 1984. 228 с.

VERIFICATION OF A TRANSONIC STAGE CFD MODEL FOR ASSESSING THE EROSION WEAR INFLUENCE ON THE OPERATION OF THE AXIAL COMPRESSOR

© 2023

V. L. Blinov Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Turbines and Engines;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
v.l.blinov@urfu.ru

I. S. Zubkov Student of the Department of Turbines and Engines;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
lamqtada@gmail.com

The paper presents the results of one of the stages of creating a model of assessing and forecasting the operating characteristics of a transonic compressor due to erosive wear. A numerical model of a transonic compressor stage is constructed and verified to substantiate its applicability in calculating various degrees of blade erosive wear. The article contains a review of the basic approaches for turbulence simulation, their application area and basic features connected with 3D-flow simulation in turbomachines. The parameters and settings of the numerical model are shown. The CFD-obtained results are presented and compared with the experimental data and results of other researchers. By this comparison the accuracy of the CFD-obtained overall performance and the quality of modeling local processes are determined. Possible ways of improving the model's accuracy are also specified.

Gas turbine unit; axial compressor; blade row; defects; computational fluid dynamics; verification

Citation: Blinov V.L., Zubkov I.S. Verification of a transonic stage CFD model for assessing the erosion wear influence on the operation of the axial compressor. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 1. P. 51-62. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62

References

1. Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy: uchebnoe posobie* [Modeling of turbulence in calculations of complex flows. Tutorial]. St. Petersburg: Polytechnic University Publ., 2012. 88 p.
2. Reynolds O. On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion. *Philosophical Transactions of the Royal Society*. 1895. P. 123-164.
3. Cumpsty N.A. Some lessons learned. *Journal of Turbomachinery*. 2010. V. 132, Iss. 4. DOI: 10.1115/1.4001222
4. Versteeg H., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. New York: Longman Scientific & Technical, 1996. 257 p.
5. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. California: Griffin Printing, 1993. 536 p.
6. Lapin Yu.V., Pospelov V.A. Turbulent boundary layer at a flat plate. *High Temperature*. 1995. V. 33, Iss. 3. P. 421-428.
7. Garbaruk A.V., Lapin Yu.V., Strelets M.Kh. Simple algebraic model of turbulence for the calculation of turbulent boundary layer with adverse pressure gradient. *High Temperature*. 1999. V. 37, Iss. 1. P. 82-86.
8. Labusov A.N., Lapin Yu.V. Four-parameter two-layer algebraic model of transition boundary layer on a flat plate. *High Temperature*. 1996. V. 34, Iss. 6. P. 928-934.
9. Cebeci T., Smith A.M.O. Analysis of turbulent boundary layers. N.Y.: Academic Press, 1974. 422 p.
10. Gulyaev A.N., Kozlov V.E., Secundov A.N. A universal one-equation model for turbulent viscosity. *Fluid Dynamics*. 1993. V. 28, Iss. 4. P. 485-494. DOI: 10.1007/BF01342683
11. Spalart P.R., Allmaras S.R. One-equation turbulence model for aerodynamic flows. *Proceedings of the 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (January, 06-09, 1992, Reno, NV, U.S.A)*. DOI: 10.2514/6.1992-439
12. Turbulence modeling resource. NASA Langley Research Center. Available at: <https://turbmodels.larc.nasa.gov/>
13. CFD validation for propulsion system components / ed. by J. Dunham. AGARD Advisory Report 355. AGARD, 1998. 100 p.
14. Pinto R.N., Afzal A., D'Souza L.V., Ansari Z., Mohammed Samee A.D. Computational fluid dynamics in turbomachinery: a review of state of art. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2016. V. 24, Iss. 3. P. 467-479. DOI: 10.1007/s11831-016-9175-2
15. Reid L., Moore R.D. Design and overall performance of four highly loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor. Lewis Research Center, 1978. 132 p.

16. Blinov V.L., Zubkov I.S. The developing of the digital model of blade row for assessing the defects' influence to performance of the axial compressor as a part of gas turbine unit. *Compressors and Pneumatics*. 2021. No. 1. P. 18-25. (In Russ.)

17. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994. V. 32, Iss. 8. P. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149

18. Taylor J.V., Miller R.J. Competing 3D mechanisms in compressor flows. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition (June, 15-19, 2015, Montreal, Quebec, Canada)*. V. 2A: Turbomachinery. DOI: 10.1115/GT2015-43322

19. Suder K.L., Celestina M.L. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*. 1996. V. 118, Iss. 2. P. 218-229. DOI: 10.1115/1.2836629

20. Denton J.D. Lessons from rotor 37. *Journal of Thermal Science*. 1997. V. 6, Iss. 1. DOI: 10.1007/s11630-997-0010-9

21. Hah C. Large eddy simulation of transonic flow field in NASA Rotor 37 // *Proceedings of the 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition (January, 05-08, 2009, Orlando, Florida)*. DOI: 10.2514/6.2009-1061

22. 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. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19

23. Ameri A.A., Arnone A. Prediction of turbine blade passage heat transfer using a zero and a two-equation turbulence model. *Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (June, 13-16, 1994, The Hague, Netherlands)*. DOI: 10.1115/94-gt-122

24. Yamada K., Furukawa M., Inoue M., Funazaki K.I. Numerical analysis of tip leakage flow field in a transonic axial compressor rotor. *Proceedings of the International Gas Turbine Congress (November, 2-7, 2003, Tokyo)*.

25. Veres J.P. Axial and centrifugal compressor mean line flow analysis. *Proceedings of the 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition (January, 5-8, 2009, Orlando, Florida)*. DOI: 10.2514/6.2009-1641

26. *Aviatsionnye GTD v nazemnykh ustanovkakh / pod red. V.V. Shashkina* [Aviation gas turbine engines in ground-based installations / ed. by V.V. Shashkin]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 228 p.