

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ДЕФЕКТНЫХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ

И.С. Зубков, В.Л. Блинов

ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»,
Екатеринбург, Россия.

lamqtada@gmail.com

v.l.blinov@urfu.ru

Аннотация: В работе рассмотрены некоторые ключевые этапы процесса разработки цифровой модели учета влияния различных геометрических отклонений и дефектов лопаточного аппарата осевого компрессора ГТУ на эксплуатационные показатели установки. Рассмотрены ключевые особенности постановки исследований с применением вычислительной газодинамики и методов конечно-элементного анализа при расчете прочности. Разработаны рекомендации по настройке расчетной модели, представлена классификация дефектов, исследование которых возможно с применением представленного метода, обозначены дальнейшие направления работы.

Ключевые слова: газотурбинная установка, осевой компрессор, турбина, лопатка, дефекты, геометрические отклонения, численное моделирование, математическое описание

ANALYSIS OF AXIAL-FLOW COMPRESSOR DEFECTIVE BLADE'S INFLUENCE TO THE GAS-DYNAMIC AND STRENGTH WITH NUMERICAL METHODS

Zubkov I.S., Blinov V.L.

Yeltsin UrFU, Yekaterinburg, Russia

Abstract. The study presents some key stages of developing of the numerical model for assessing axial-flow compressor blade's defects influence to the gas-turbine unit performance. Some CFD and FEM numerical simulations features were shown. Recommendations for numerical model were given, the classification of the defects, which could be simulated with developed methods, was created.

Keywords. gas-turbine unit, axial-flow compressor, turbine, blade, defects, geometrical deviation, numerical simulation, mathematical description

Широкое распространение газотурбинных установок (ГТУ) в различных отраслях промышленности, в том числе и в энергетике (самостоятельно или в составе ПГУ на электростанциях), и важность поддержания безаварийного

процесса генерации электроэнергии предъявляют повышенные требования к техническому состоянию установок, которое, в свою очередь, зависит от состояния лопаточного аппарата осевого компрессора как наиболее нагруженного узла ГТУ. Так, например, недостаточная очистка воздуха способна привести к возникновению различных дефектов лопаток, что негативно скажется на надежности и эффективности всей ГТУ.

Актуальной задачей является создание статистической математической модели, позволяющей с достаточной точностью предсказывать влияние дефекта на характеристики ОК и ГТУ. Помимо сбора и анализа информации о дефектах, проявляющихся на работающих агрегатах или получаемых по итогам ремонтных работ [1], еще одной частью модели могут выступать данные, полученные при численном моделировании газодинамики (CFD) и прочности, дающие представление об интегральных и локальных характеристиках работы ОК [2 и др.]. Такой подход прежде всего позволяет проследить динамику развития процессов в проточной части и оценить влияние различных изменений без существенных затрат по сравнению с натурным экспериментом.

Алгоритм построения рассматриваемой математической модели более подробно рассмотрен в работе [3]. В работе так же представлены результаты верификации математического описания профилей при помощи кривых Безье, необходимого для упрощения и ускорения процесса построения моделей при проведении расчетов [4]. В качестве объекта исследования был выбран низкоскоростной двухступенчатый осевой компрессор [5], при чем в рамках работы рассматривались как интегральные параметры (расходно-напорная характеристика), так и локальные (распределения скоростей, углов и напоров по высоте канала за венцами). При выполнении работы было рассмотрено несколько вариантов расчетной модели для поиска наиболее оптимальной конфигурации. В окончательных расчетах для моделирования турбулентных течений выбрана низкорейнольдсовая модель Ментера SST с учетом коэффициента A_1 , отвечающего за ограничение вихревой вязкости. Сеточная модель строилась из условия соответствия параметра y^+ диапазону значений 1...3: общее число элементов для всей модели составило 2.4 млн. ячеек. В качестве граничных условий были заданы значения скорости по высоте канала и 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, под НА второй ступени вращение отсутствовало. Интерфейсы между доменами – Stage. Результатами расчетов являлись коэффициенты расхода и напора ОК, а также распределения следующих параметров по высоте канала за венцами: относительные и абсолютные углы потока для РК (β_1 и β_2) и

для НА (α_2 и α_3) соответственно, осевые составляющие абсолютной скорости, а также полный напор в сечении за венцом, что позволяет получить представление о физике потока и оценить качество моделирования течения при помощи методов CFD, сформировать рекомендации по дальнейшему проведению работы с учетом различных лопаточных дефектов.

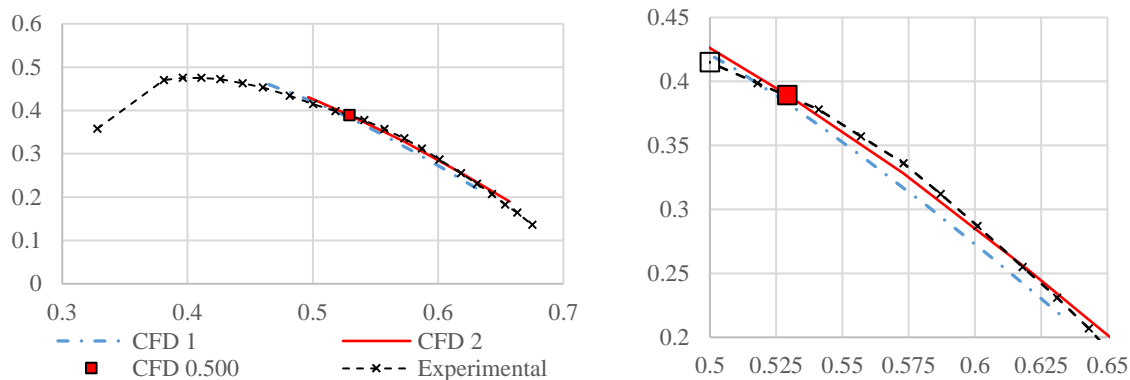


Рисунок 1 – Расходно-напорная характеристика исследуемого ОК

На рисунке 1 представлено сравнение экспериментальной и двух расчетных изодром компрессора: в случае CFD 1 граничные условия на входе были заданы в виде полного давления, а в случае CFD 2 – в виде распределения составляющих скорости по высоте. В области коэффициентов расхода от 0.50 до 0.63 наблюдается смещение расчетных изодром влево от экспериментальной, а до 0.50 – вправо. Из рисунка видно, что наличие сведений о скорости потока на входе позволяет получить характеристику, лежащую значительно ближе к эксперименту вблизи режимов с коэффициентом расхода от 0.50 до 0.63. Среднее отклонение всей расчетной 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 снижается, что вызвано приближением рабочей точки к границе устойчивой работы ОК, а численная модель при этом завышает напор.

Важно понимать, что ввиду определенных особенностей, расчетные модули в трехмерной постановке не могут в полной мере предсказать некоторые явления, протекающие в проточной части, например, отрыв потока [6] и перетечки через радиальные зазоры [7] или достоверно определить углы атаки или отставания [8]. При этом совпадение определенных интегральных характеристик не может гарантировать совпадение среднемассовых параметров потока (скоростей, углов и др.) и их распределений по каналу: совпадение одного параметра с экспериментом может быть вызвано ошибками в определении другого [9]. Из рисунка 1 видно, что при удовлетворительной точности моделирования интегральных параметров, наблюдается смещение рабочей

точки в сторону границы запираания (точка CFD 0.500): разница по напору составляет 6.20%. Связать такой эффект можно с тем, что, несмотря на задание поточного угла на входе в РК через компоненты скорости, решателем неверно было предсказано его распределение: угол оказывался в среднем меньше на 0.71° (рисунок 2-а) при совпадении формы кривых с экспериментом.

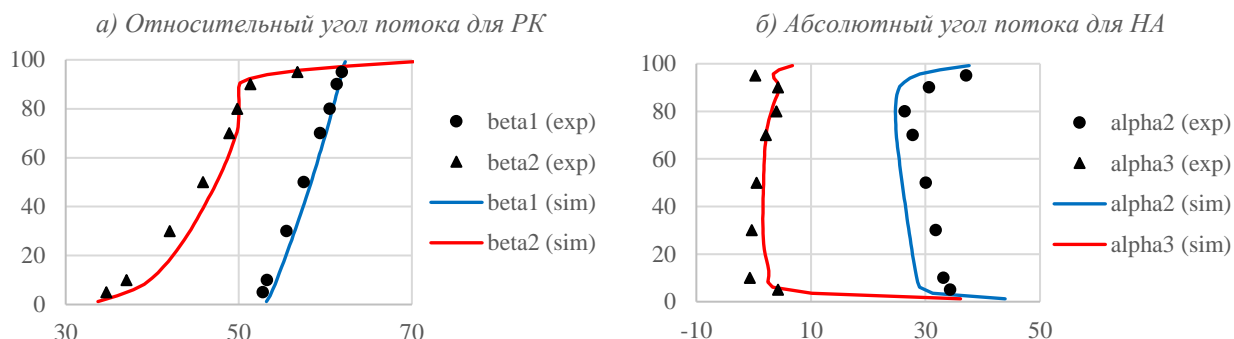


Рисунок 2 – Поточные углы первой ступени компрессора

Накопление ошибок происходило и в последующих венцах. Относительный угол потока на выходе превышает экспериментальные значения в среднем на 1.61° (рис. 2-а). Для НА первой ступени абсолютный угол входа потока имеет значения меньше в среднем на 4.59° по сравнению с экспериментом (рис. 2-б). А для абсолютного поточного угла на выходе значения оказались выше экспериментальных, при этом среднее отклонение составляет 1.45° , при этом все расчетные углы имели положительное значение, тогда как вблизи корня в эксперименте наблюдались отрицательные значения.

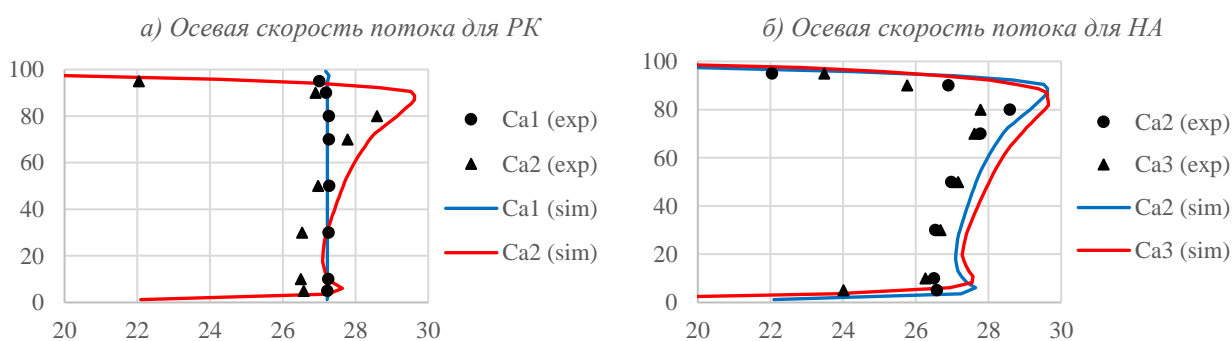


Рисунок 3 – Осевая скорость потока для первой ступени компрессора

Несовпадение поточных углов приводит к изменению напора за венцами, что в свою очередь оказывает влияние на значения осевой скорости (рисунок 3). Осевая составляющая скорости потока на входе в РК совпадает с экспериментом, поскольку была задана в качестве граничных условий, при этом за РК она оказывается выше экспериментальной в среднем на 4.22% (рисунок 3-а), а на выходе из НА – выше в среднем на 6.12% (рис. 3-б). Выводы по результатам расчетов в венцах второй ступени аналогичны первой ступени.

В качестве примера были исследованы три дефекта, внесенные с применением разработанного алгоритма профилирования: утонение входной кромки, деформация и загибы лопатки при задевании, а также эрозионный износ поверхности пера лопатки. На основании результатов расчетов отмечено, что при малой величине утонения кромок, их загибов и деформаций пера при задеваниях, их влияние находится в пределах погрешности определения параметров потока. Более существенным влияние оказывается при исследовании эрозионного износа и существенных деформаций пера лопаток, и в первую очередь проявляется в падении напора и КПД ОК. При этом в случае эрозии влияние некоторых дефектов на прочностные характеристики лопаток может быть не только отрицательным, но и в определенной степени положительным.

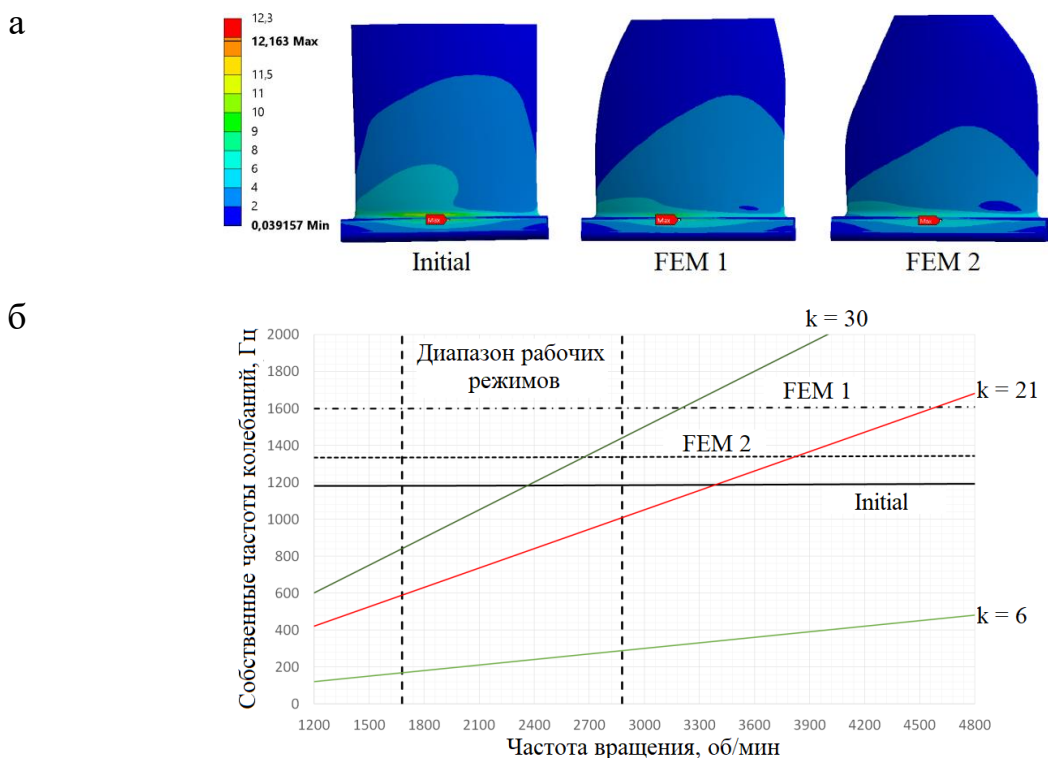


Рисунок 4 – Результаты прочностного и модального анализа РК

На рисунке 4 представлены результаты прочностных расчетов лопаток РК с эрозионным износом. Непосредственно эрозионный износ не моделировался, в соответствие с данными из открытых источников задавалась конфигурация профилей, соответствующая 25% (FEM 1) и 50% (FEM 2) эрозионному износу периферийной части лопатки. Для каждого варианта проводились газодинамический и прочностной расчеты, по результатам которых было установлено, что максимальные напряжения имели значения 12.2, 11.3, 10.6 МПа для степеней износа 0%, 25% и 50% соответственно (рис. 4-а): при увеличении степени эрозии пера лопатки значения максимальных напряжений уменьшаются, что вызвано уменьшением действия центробежных сил вследствие уноса

материала лопатки и газодинамических сил за счет уменьшения площади взаимодействия с потоком и возрастания перетечек через радиальный зазор. В процессе изменения формы пера меняется и вибрационная характеристика лопатки: частоты собственных колебаний возрастают для всех рассмотренных форм при росте степени эрозионного износа (рис. 4-б). Аналогичные результаты получены и другими исследователями, например, в работе [10].

Таблица 1. Дефекты, возможные для рассмотрения

| № 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 поверхности лопатки тем существеннее, чем больше размер частиц. | – повышение уровня вторичных потерь; – уменьшение диапазона устойчивой работы; – ухудшение/улучшение виброненадежности венца; – повышение вероятности срыва вблизи 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 в области кромок лопатки. | – уменьшение диапазона устойчивой работы; – ухудшение виброненадежности венца; – повышение вероятности срыва потока вблизи кромок. |
| 3 | Наслаивание | – толщина профиля; | Некоторые частицы (например, масло, сажа, пепел) могут задерживаться на | – увеличение потерь на трение; – изменение углов атаки и отставания. |

| | | | | |
|--|--|--|---|--|
| | | | поверхности лопатки, образуя слой определенной толщины, влияющий на условия течения потока. | |
|--|--|--|---|--|

С учетом особенностей CFD-моделирования и других допущений, например, точности описания геометрии лопаток при построении дефектов и точности описания лопаток сеткой конечных элементов можно сформировать определенные ограничения на тип и глубину исследуемых отклонений, а также сделать вывод о необходимости классификации дефектов по степени их влияния на работу ОК и ГТУ:

1. Сильная. Дефекты данного типа наиболее часто подвергаются исследованиям, поскольку оказывают наибольшее влияние на работу оборудования. При помощи таких дефектов можно проводить верификацию численных моделей в рамках разрабатываемого подхода.

2. Средняя. Подобные дефекты встречаются реже, в связи с чем их влияние изучено в меньшей степени, поэтому они являются наиболее перспективными к исследованию в рамках разрабатываемой модели.

3. Слабая. К данному типу относятся дефекты, оказывающие незначительное влияние на работу установки, а их исследование требует построение более сложных и точных численных моделей.

На основании подобной классификации был отобран ряд дефектов лопаток ОК, исследование которых возможно с учетом всех представленных в работе особенностей. Примеры таких дефектов представлены в таблице 1.

Таким образом можно сформировать главные рекомендации по проведению дальнейшей работы:

1. С учетом всех особенностей решателя требуется выбрать такие дефекты, влияние которых будет вызывать смещение рабочей точки на расходно-напорной характеристике, в ином случае влияние может находиться в пределах погрешности модели.

2. Для прочностного анализа требуется хорошая проработка геометрической и сеточной моделей с целью исключения различных расчетных ошибок. В таком случае моделирование поведения лопатки под нагрузкой будет иметь характер, близкий к действительному, а предсказание влияния дефектов будет иметь высокую точность, что и было получено в ходе текущей работы.

3. Для проведения последующих исследований с учетом всех рекомендаций и особенностей CFD-расчетов и прочностного анализа с

применением МКЭ требуется провести классификацию дефектов по степени их влияния. В таком случае наиболее предпочтительными будут отклонения, изменяющие положение рабочей точки на расходно-напорной характеристике, а также моделирование которых возможно в осесимметричной постановке.

Следующий этап представленной работы заключается в выборе определенного 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 данного 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. Aust, J. Taxonomy of Gas Turbine Blade Defects / J. Aust, D. Pons // *Aerospace*. – 2019. – 6. – 58 p.
2. Cornelius, C. A. Experimental and computational analysis of a multistage axial compressor including stall prediction by steady and transient CFD methods / C.A. Cornelius, T. Biesinger, P. Galpin, A. Braune // *Journal of Turbomachinery*. – 2014. – 136(6). – 061013.
3. Zubkov I.S. Mathematical model of the axial compressor blade in system assessing technical condition of the industrial gas turbine / V.L. Blinov, I.S. Zubkov // *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. – 2021. – 1089(1). – 012004.
4. Zubkov I.S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance / V.L. Blinov, I.S. Zubkov // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2020. – 1683(4). – 042049.
5. Hathaway, M.D. Aerodynamic design and performance of a two-stage axial-flow compressor (baseline). Technical Report / M.D. Hathaway, T.H. Okiishi. – Iowa State Univeristy. 1983. - 190 p.
6. Taylor, J.V. Competing 3D mechanisms in compressor flows / J. V. Taylor, R.J. Miller // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. – 2015. – Vol. 2A: Turbomachinery. – GT2015-43322.
7. Shabbir, A. The effect of hub leakage on two high speed axial flow compressor rotors / A. Shabbir, J.J. Adamczyk, A.J. Strazisar, M.L. Celestina // *Proceedings of the ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. – 1997. – Vol. 1: Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery. – 97-GT-346.

8. Bianchini, A. A computational procedure to define the incidence angle on airfoils rotating around an axis orthogonal to flow direction / A. Bianchini, F. Balduzzi, G. Ferrara, L. Ferrari // *Energy Conversion and Management*. – 126. – pp. 790-798.
9. Cumpsty, N.A. Some lessons learned / N.A. Cumpsty // *Journal of Turbomachinery*. – 2010. – 132. – 041018-1.
10. Двирник, Я.В. Оценка предельного состояния лопаток компрессора вертолетных ГТД по частоте собственных колебаний / Д.В. Павленко, Я. В. Двирник. – *Авиационно-Космическая Техника и Технология* – 2016. – 7(134). – с. 79 – 83.