

## ВАЛИДАЦИЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ ВАЛА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Иголкин А. А., Сафин А. И., Филипов А.Г., Кузнецов А.В.

<sup>1</sup>Самарский университет, г. Самара, [al.vl.kuznetsov@mail.ru](mailto:al.vl.kuznetsov@mail.ru)

*Ключевые слова:* газотурбинный двигатель, конечно-элементная модель, модальный анализ, собственные частоты и формы колебаний, сканирующий лазерный виброметр, критерий модальной достоверности, валидация, дифференциальная эволюция

Одной из актуальных задач на этапе разработки газотурбинного двигателя (ГТД) является определение собственных частот и форм колебаний. Данная задача решается как расчетным путем, так и при проведении вибропрочностных испытаний. В намеченной тенденции на широкое внедрение технологии цифровых двойников [1] особую важность приобретает валидации математических, в том числе конечно-элементных, моделей. Предполагается, что решение задачи валидации в области динамики и вибропрочности позволит уменьшить число натурных экспериментов или заменить их виртуальными испытаниями.

В докладе представлены результаты валидации конечно-элементной модели вала авиационного ГТД по результатам экспериментального исследования собственных частот и форм колебаний с помощью лазерного виброметра. Нагрузка на вал прилагалась с помощью вибропульсатора. Для имитации простой опоры вал ГТД был установлен на камеру автомобильного колеса. На рис. 1 представлены: крепление вибропульсатора со встроенным датчиком силы, экспериментальная сетка и наложение экспериментальной сетки на расчетную.

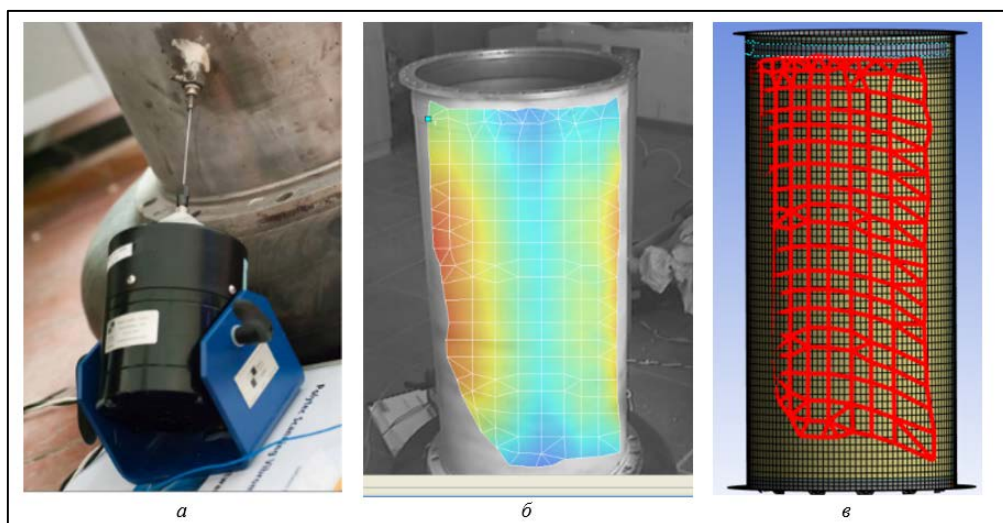


Рис 1. – Крепление вибропульсатора (а), экспериментальная сетка(б), наложение экспериментальной сетки на расчетную модель (в)

Исследование проводилось в диапазоне от 50 до 1250 Гц с шагом 0.78125 Гц. В результате экспериментальных исследований были получены следующие данные: передаточные функции скоростей к возмущающему воздействию, спектры скоростей в исследуемых точках конструкции. На основе этих данных с помощью специализированного программного обеспечения получены собственные частоты и формы колебаний.

Конечно-элементная модель вала строилась из оболочечных элементов. Число элементов подбиралось исходя из сопоставления расчетных и экспериментальных сеток таким образом, чтобы каждому узлу экспериментальной сетки мог быть сопоставлен уникальный узел расчетной сетки в пределах заданного допуска. Методом проб и ошибок установлено, что

размер допуска 0.02 м и размер расчетной сетки 0.012 м позволяет каждому узлу расчетной сетки сопоставить узел экспериментальной сетки. Размер сетки начиная с величины 0.04 м не оказывает существенного влияния на значения собственных частот. Для оценки соответствия расчета и эксперимента выбран критерий модальной достоверности (МАС – modal assurance criterion) [2]. Данный критерий находит широкое применение в задачах валидации или коррекции расчетных моделей. [3-5]. Модель и эксперимент можно считать соответствующими, если величина диагональных элементов матрицы МАС не менее 0.75[6]. Первоначальный расчет МАС приведен на рис. 2(а), из которого видно, что есть необходимость коррекции КЭМ вала. Кроме того, процесс упрощения геометрической модели, неопределенность некоторых размеров и обработка скруглений привели к тому, что масса оболочечной модели составила 34.5 кг, в то время как масса реальной конструкции составляет 39 кг.

Валидация модели представляет собой минимизацию функции ошибки  $F(X)$  параметров  $X$  между расчетными и экспериментальными данными. Варьируемые параметры КЭМ можно объединить в следующие группы параметров:

1. Толщины оболочечных элементов для геометрических частей вала, а также величины отклонения от средней плоскости оболочки для некоторых групп элементов, всего 25 параметров.

2. Параметры расположения расчетной сетки относительно экспериментальной. Данная группа параметров появляется из-за того, что нет точной координатной привязки взаимного расположения расчетной и экспериментальной сетки и первоначальный расчет МАС осуществляется при ручном, приближенном сопоставлении сеток. Поворот экспериментальной сетки относительно расчетной осуществляется последовательными поворотами относительно локальной системы координат (ЛСК), расположенной в центре экспериментальной сетки. Затем последовательным переносом относительно каждой оси этой же ЛСК, и поворотом относительно оси вала. Добавляются также углы поворота системы координат для вывода результатов решения КЭМ. Всего 10 параметров.

3. Параметры граничных условий (ГУ): жесткость шарнира в месте расположения вибропульсатора. Данное ГУ добавлено в связи с тем, что в дальнейшем необходимо проводить расчет вала на случайное воздействие, что приводит к необходимости задавать ГУ, к которому прикладывается спектральная плотность мощности действующей нагрузки. Кроме того, это также учитывает соединение, обладающее разной жесткостью по различным направлениям, с неподвижной произвольно расположенной точкой, имитирующей неподвижный источник воздействия – вибропульсатор. Также добавлена жесткость простой опоры, имитирующая автомобильную камеру, накачанную произвольным давлением. Суммарно 7 параметров.

4. Параметры свойств материала. Предполагается 10% изменение в значениях модуля упругости и коэффициента Пуассона от первоначальных значений: 210000 МПа, и 0.3 соответственно. Всего 2 параметра.

Таким образом, функция ошибки  $F(X)$  – это функция 44 параметров, которая включает в себя диагональные элементы матрицы МАС –  $MAC_{i,j}$ , расчетные и экспериментальные частоты –  $F_{i \text{ расч}}$  и  $F_{j \text{ эксп}}$ , а также добавочную функцию  $F_{доб}$ , которая зависит от  $N$  – числа совпадающих узлов и рассчитывается по формуле:

$$F(X) = \sum_{i,j=1}^n [(1 - MAC_{i,j}) + |F_{i \text{ расч}} - F_{j \text{ эксп}}|] + |m - 39| + F_{доб} \quad (1)$$

где

$$F_{доб} = \begin{cases} 0, & \leq 10 \\ 15, & 10 < N < 50 \\ 30, & 50 \leq N \end{cases}$$

Функция (1) оптимизировалась помощью метода дифференциальной эволюции, реализованного на языке программирования python. В результате были получены параметры КЭМ и соответствующий им критерий МАС представлен на рис. 2(б).

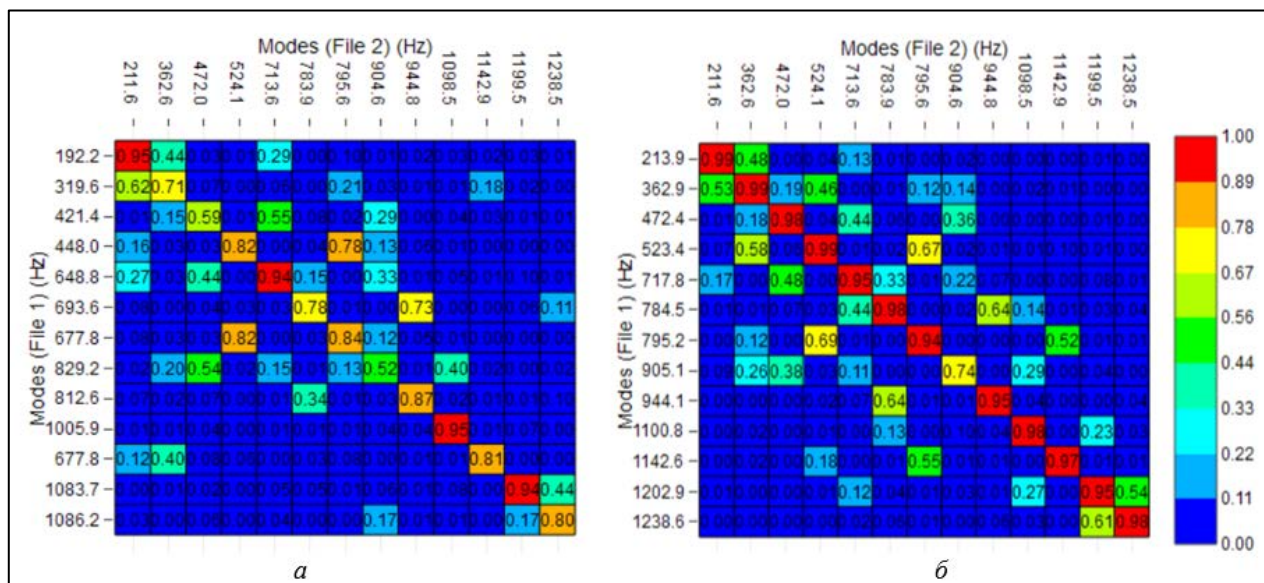


Рис 2. – Расчет МАС до (а) и после (б) валидации КЭМ.

Масса полученной модели составляет 38.1 кг (против 39 кг измеренной). Таким образом по массе и по числовым значениям собственных частот относительная ошибка не превышает 3%. Наихудшее значение критерия МАС составляет 0.74, но при этом разница в расчетных и экспериментальных значениях составляет 0.5 Гц, в то время как на остальных собственных частотах значение МАС не ниже 0.94. Данный факт говорит о том, что необходимо более подробно рассмотреть экспериментальные данные на 8 тоне, и учитывать это при дальнейшей валидации модели, которая предполагает рассмотрение свойств демпфирования при оценке расчетных амплитудно-частотных характеристик от действия возмущающего воздействия.

### Список литературы

1. Шапошников К.В., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К., Анисимов С.В. Верификация моделей роторов авиационных двигателей по результатам виртуальных статических и модальных испытаний // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 1. С. 93-108.
2. R. J. Allemang. The modal assurance criterion: twenty years of use and abuse. Sound and vibration, 37(8):14: 23, 2003.
3. Ткач В.В. Применение модального анализа в междисциплинарном исследовании ЖРД // Труды МАИ. 2010, №38.
4. Клебанов Я.М., Бруйка В.А., Вавилов М.А., Столяров Н.Н. Применение метода оценки соответствия экспериментальных и расчетных собственных частот для уточнения конечно-элементной модели изделия // Вестник Самарского государственного технического университета – Серия «Технические науки». 2013. № 1. С. 118–125.
5. Забелин А.В., Пыхалов А.А. Валидация конечно-элементных моделей и алгоритм ее реализации // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2017. – № 3. – С. 216–233.
6. Николаев С.М. Идентификация параметров моделей динамики сложнопрофильных деталей при обработке фрезерованием: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 – МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2017 г. – 187с.

### **Сведения об авторах**

Иголкин А. А., д.т.н., профессор кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева. Область научных интересов: динамика и прочность машин, вибропрочность и виброакустика, вибродиагностика, численное моделирование, звукоизоляция и звукопоглощение.

Сафин А. И., к.т.н., доцент кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева. Область научных интересов: динамика и прочность машин, вибропрочность и виброакустика, численное моделирование, вибродиагностика.

Филипов А. Г. – инженер НИИ-201 Самарского университета, к. т. н., область научных интересов: динамика и прочность машин, вибропрочность и виброакустика, численное моделирование, вибродиагностика.

Кузнецов А.В., соискатель, инженер кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева. Область научных интересов: динамика и прочность машин, вибропрочность и виброакустика, численное моделирование.

### **VALIDATION OF THE FINITE ELEMENT SHAFT MODEL OF AN AVIATION GAS TURBINE ENGINE**

Igolkin A. A.<sup>1</sup>, Safin A.I., Filipov A. G., Kuznetsov A.V.

<sup>1</sup>Samara University, Samara, Russia

*Keywords: gas turbine engine, finite element model, modal analysis, validation, modal assurance criterion finite element model, modal analysis, natural frequencies and waveforms, scanning laser vibrometer, modal assurance criterion, validation, differential evolution*

The materials of the report provide an example of validation of a finite element shaft model of an aircraft gas turbine engine based on experimental results. The experimental scheme and the parameters of the finite element model, which can change during the validation process, are described. The error function between experimental and calculated data is described. The results of validation of the finite element model are presented and it is shown that the error in mass and natural frequencies does not exceed 3%. For all waveforms in the range from 50 to 1250 Hz, the MAC is not less than 0.94, with the exception of 8 tones.