

УДК 621.45.043

## **Применение модального анализа в многодисциплинарном исследовании ЖРД**

В.В. Ткач

### **Аннотация**

Представлена методика многодисциплинарного исследования элементов конструкции ЖРД на примере рабочего колеса турбины (РКТ). Дано описание математических моделей, используемых при исследовании, а также последовательность применения процедур экспериментального модального анализа фирмы LMS, позволяющая скорректировать математическую модель РКТ. Показано, что применение изложенной в статье методики позволяет повысить точность расчётных оценок динамических напряжений, возникающих в рабочем колесе турбины, и запасов многоциклового усталости.

### **Ключевые слова**

Модальный анализ; ЖРД; многоцикловая усталость; ресурс; модифицированная диаграмма Гудмана.

### **Введение**

Одной из актуальных задач при разработке и доводочных испытаниях современных высокоэнергетических жидкостных ракетных двигателей является оценка динамических напряжений, возникающих в элементах конструкции, и

остаточного ресурса работы агрегатов. Особенно возрастает их значимость при разработке двигателей многоразового использования, хотя и двигатели одноразового использования должны демонстрировать запас продолжительности работы от трёх до пяти полноразмерных полётных циклов.

Однако, решение этих задач путем прямых измерений – тензоизмерений, или косвенных измерений – вибраций в ходе натурных испытаний двигателя в настоящее время крайне затруднительно.

Высокая энергонапряженность, высокий уровень температур и давлений, сложный доступ к наиболее нагруженным элементам конструкции ЖРД не позволяют провести прямые измерения. В этой связи для решения данных задач в последнее время все более широко применяются расчетные методы с использованием математических моделей как отдельных узлов, так и агрегатов двигателя в целом, что стало возможным благодаря интенсивному развитию вычислительной техники.

Одним из наиболее динамически нагруженных элементов конструкции ЖРД является РКТ.

В данной статье изложена методика многодисциплинарного исследования РКТ ЖРД, позволяющая повысить точность расчетных оценок возникающих в нём динамических напряжений при применении модального анализа для коррекции конечно-элементной модели РКТ.

При разработке математических моделей агрегатов ЖРД возникают трудности, которые обусловлены:

- отличием справочных данных по механическим свойствам, полученным в лабораторных условиях, от реальных механических свойств используемых материалов;

- влиянием на механические свойства материалов и геометрию деталей термической и механической обработок в процессе производства;
- наличием в конструкции агрегатов различных видов соединения деталей (например: болтовое соединение; посадка с натягом; сварка);
- конкретно реализовавшейся в процессе производства комбинацией допусков отдельных элементов конструкции.

Всё это может приводить к значительным отличиям динамических характеристик реальных агрегатов от идеальных моделей, построенных на базе конструкторской документации, что в свою очередь влечет за собой ощутимые ошибки в оценках динамических напряжений и, соответственно, ресурса агрегата. Также для оценки динамических нагрузок крайне необходимо знать реальные демпфирующие свойства конструкции, которые в настоящее время определяются только экспериментальным путем.

На примере РКТ описаны процедуры и результаты экспериментального модального анализа, показана коррекция математической модели и дана оценка амплитудных напряжений на частотах возмущающей нагрузки и ресурса.

### ***Расчётный и экспериментальный модальный анализ рабочего колеса турбины***

Исследуемое РКТ диаметром 340мм, массой 21кг, имеет 29 лопаток высотой 40мм, изготовленных монолитно с диском. Лопатки по периферии связаны бандажом. Материал РКТ – никелевый сплав. Модуль упругости материала  $19300\text{кгс}/\text{мм}^2$ , плотность  $8.35\text{г}/\text{см}^3$ . РКТ крепится к валу турбонасосного агрегата с помощью болтов; при этом крутящий момент передается на вал через шлицевое соединение.

Из предварительно выполненного анализа нагрузок [2], действующих на рабочее колесо турбины, известно, что максимальные нестационарные нагрузки действуют на лопатки РКТ в диапазоне частот до 10кГц. Поэтому модальные характеристики следует определять в этом диапазоне частот.

Расчётным путём модальный анализ проведён на конечно-элементной модели, состоящей из 170тыс. узлов и 150тыс. восьмиузловых объёмных конечных элементов (рис. 1), по программе ANSYS в диапазоне частот до 15кГц. Граничные условия задавались согласно условиям закрепления рабочего колеса турбины.

При экспериментальном определении модальных характеристик РКТ использовался ударно-импульсный способ возбуждения колебаний. Такой способ был выбран в силу того, что исследуемое РКТ имеет небольшие габариты и низкие коэффициенты демпфирования на собственных частотах колебаний.

При проведении исследований РКТ закреплялось по штатной схеме на валу.

Исследования выполнялись с использованием аппаратно-вычислительного комплекса фирмы LMS, в состав которого входит:

- LMS SCADAS III, 40 каналов;
- LMS Test.Lab;

При исследовании использовался динамометрический молоток модели 086C03 массой 0.16 кг с металлическим наконечником. Во избежание искажения динамических характеристик были использованы однокомпонентные малогабаритные ИСР-акселерометры типа 352C23 массой 0.2г, которые прикреплялись к РКТ с помощью воско-канифольной смеси.

Ударно-импульсное воздействие производилось последовательно в 187-ми точках, с измерением вибраций в шести точках. Измерения вибраций выполнялись одновременно по бти точкам.

Выполнение полного объема исследований потребовало проведения 187 регистраций (каждая по пять усреднений).

В результате экспериментального анализа модальных характеристик двух экземпляров рабочего колеса турбины с помощью утилиты LMS Test.Lab PolyMAX в заданном диапазоне частот было выявлено свыше 20-ти собственных форм и частот колебаний. Отличие частот колебаний между экземплярами составило в среднем 0.5%.

Корреляция экспериментальных и расчётных форм колебаний проведена с помощью утилиты LMS Virtual.Lab Correlation (MAC - modal assurance criterion). MAC-коэффициент определяется по следующей формуле:

$$MAC_{ij} = \frac{|\{\psi_i^{test}\} \{\psi_j^{FE}\}^*|^2}{(\{\psi_i^{test}\} \{\psi_i^{test}\}^*) (\{\psi_j^{FE}\} \{\psi_j^{FE}\}^*)}$$

где:  $\psi_i^{test}$  – вектор форм, полученных по результатам экспериментального модального анализа;  $\psi_j^{FE}$  - вектор форм, полученных по результатам расчётного модального анализа.

Полученная гистограмма MAC-коэффициентов показала следующее:

– значение большей части MAC-коэффициентов  $>0.5$  , что говорит о хорошей корреляции;

– расчётные частоты лежат ниже экспериментальных частот и отличаются от них в среднем на 8%, (таблица, столбец 5).

На рис. 1 приведена одна из расчетных и экспериментальных собственных форм колебаний форма с двумя узловыми диаметрами.

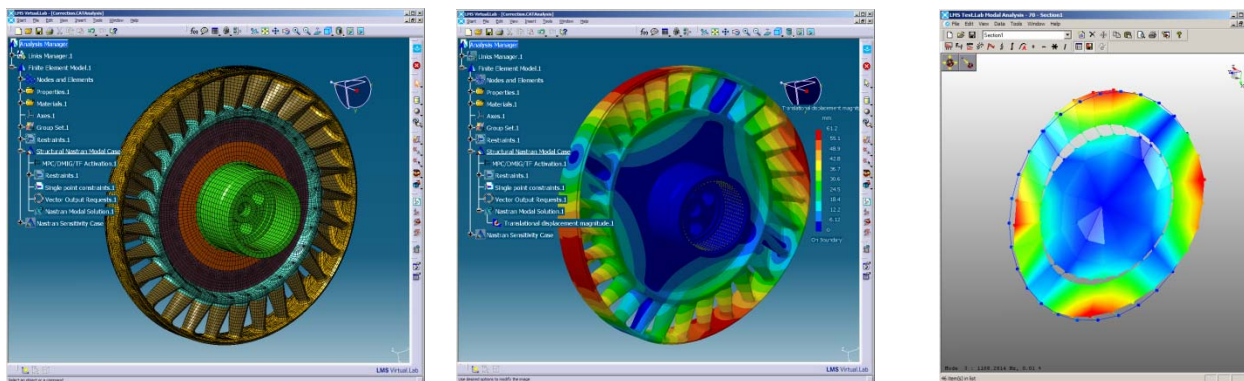


Рис. 1. КЭМ РКТ, расчетная (в центре) и экспериментальная (справа) форма колебаний.

### *Коррекция математической модели рабочего колеса турбины*

Коррекция математической модели по собственным формам и частотам колебаний проводилась с помощью утилиты LMS Virtual.Lab Optimization и решателя MSC.Nastran Sol200. Предварительно был проведен анализ чувствительности собственных частот колебаний к механическим характеристикам материала РКТ (таким как модуль Юнга и плотность) шести кольцевых областей математической модели (бандаж, лопатки, четыре секции диска). Анализа показал, что наибольшее влияние на собственные частоты колебаний оказывает плотность (т.е. масса) периферийной части РКТ – бандаж; лопатки; обод диска.

При коррекции математической модели выходными параметрами коррекции задавались частоты 15-ти мод (таблица, столбец 4). При этом пределы коррекции плотности материала и модуля Юнга кольцевых областей задавались диапазоном  $\pm 5\%$ .

В результате проведённой коррекции отличие расчётных и экспериментальных значений собственных частот составило в среднем 2% (таблица, столбцы 7 и 8). Изменение плотности и модуля Юнга кольцевых областей в процессе коррекции составило 4% и 3% соответственно.

Таблица

1	2	3	4	5	6	7	8	9
№	форма	Эксп.	Расчет		МАС	Коррекция		С нагрузками, Гц
		Гц	Гц	[3] к [4]		Гц	[3] к [7]	
1	1 у.д.*	922	899	2.6	0.79	954	-3.3	979
2	2 у.д.	1168	1115	4.8	0.82	1191	-1.9	1184
4	3 у.д..	2242	2067	8.4	0.60	2226	0.7	2144
5	4 у.д.	3728	3416	9.1	0.55	3692	1.0	3530
7	5 у.д.	5450	4986	9.3	0.44	5400	0.9	5152
9	6 у.д.	7323	6696	9.4	0.61	7147	2.5	6926
12	7 у.д.	9260	8473	9.3	0.30	9098	1.8	8769

\* – узловой диаметр

***Расчёт динамических напряжений в рабочем колесе турбины. Диаграмма Кемпбелла. Оценка ресурса.***

Ввиду того, что на РКТ действуют силовые и температурные нагрузки, а из-за градиента температуры механические свойства материала в нём различны по всему объёму, собственные частоты колебаний нагруженного РКТ будут отличаться от ненагруженного состояния. Для построения диаграммы

Кемпбелла для РКТ в рабочих условиях был проведён расчёт собственных частот и форм колебаний РКТ с учетом рабочей температуры и силовых нагрузок [2]. Полученные собственные частоты колебаний приведены в таблице (столбец 9). Запас по частотам возмущения 8E, 16E и 32E (E – excitation, число оборотов РКТ в сек<sup>-1</sup>), определён по диаграмме Кемпбелла (рис. 2), и составил менее 5%, для скорости вращения ротора 283сек<sup>-1</sup>.

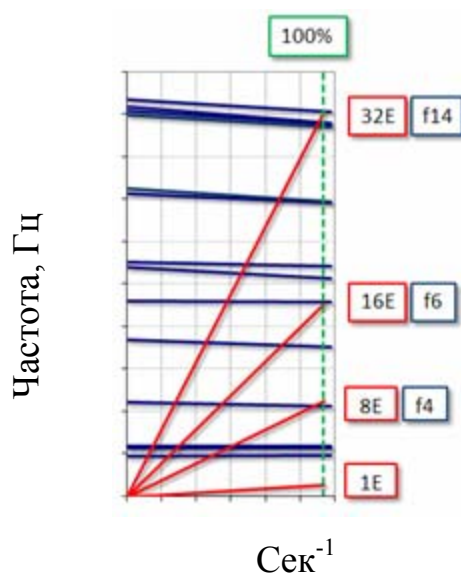


Рис. 2. Диаграмма Кемпбелла

Амплитуды динамических напряжений на частотах возмущающей нагрузки определены с помощью гармонического анализа по программе ANSYS методом Mode Superposition. При этом амплитуда пульсаций давления на частотах возмущающей нагрузки 8E, 16E и 32E задавалась по результатам газодинамического расчёта с использованием программы ANSYS CFX [2].

Полученные амплитуды динамических напряжений и известные значения средних напряжений в критических точках РКТ наносились на диаграмму Гудмана [1].



На рис. 3 приведена модифицированная диаграмма Гудмана для наиболее нагруженной точки РКТ – периферии выходной кромки лопатки. Диаграмма построена по характеристикам многоциклового усталости образцов, имеющих похожие геометрические размеры (толщина) и характеристики покрытия, на базе испытаний  $N_b=10^7$  циклов.

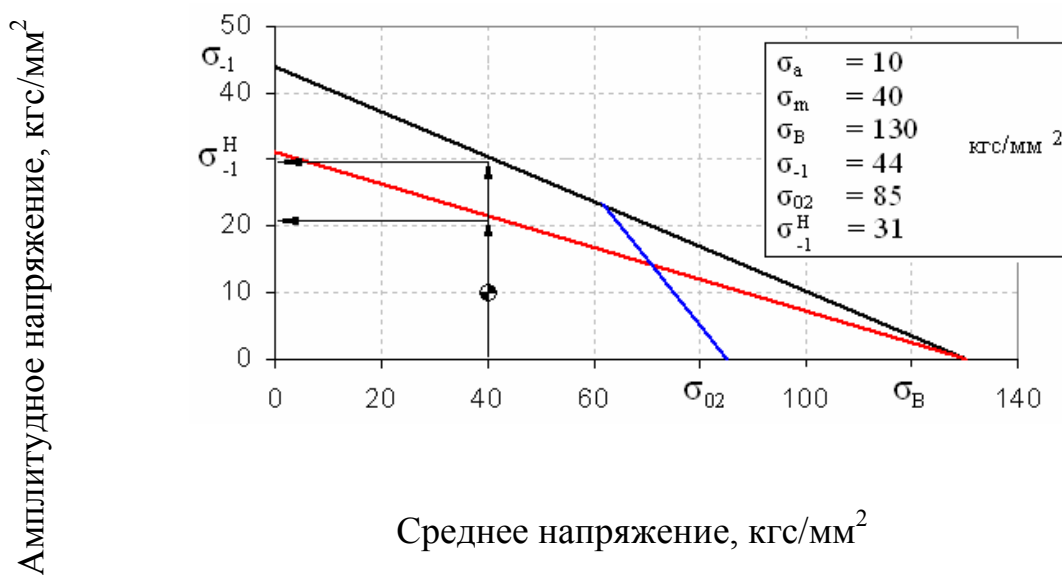


Рис. 3. Модифицированная диаграмма Гудмана

Из диаграммы видно, что для наиболее нагруженной точки РКТ существуют достаточные запасы по многоциклового усталости как при отсутствии, так и при наличии концентратора напряжений, дающие десятикратный ресурс.

### Заключение

Разработана методика многодисциплинарного исследования рабочего колеса турбины ЖРД, включающая следующие процедуры:

- проведение экспериментального модального анализа рабочего колеса турбины, включающего определение и идентификацию собственных частот и форм колебаний в диапазоне частот возмущающих нагрузок с помощью аппаратного и программного комплекса фирмы LMS;
- разработку с помощью программы ANSYS конечно-элементной математической модели рабочего колеса турбины и проведение её расчётного модального анализа;
- проведение коррекции конечно-элементной математической модели рабочего колеса турбины по результатам экспериментального модального анализа;
- определение запасов по вибрациям для частот возмущения с учётом силовых и температурных нагрузок;
- проведение расчёта динамических напряжений, возникающих в рабочем колесе турбины, по программе ANSYS. Это позволило установить, что для наиболее нагруженной точки рабочего колеса турбины имеется достаточный запас по многоцикловой усталости на частотах возмущающих нагрузок.

### **Библиографический список**

[1] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М., Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. М.: машиностроение. 1975. 488с.

[2] Чванов В.К., Ткач В.В. и др., Многодисциплинарное исследование одноступенчатой околосзвуковой турбины ЖРД (часть 1 и 2) // Труды НПО Энергомаш. М., 2006. №24. С. 4–68.

### **Сведения об авторе**

Ткач Владимир Владимирович, начальник сектора, к.т.н. ОАО “НПО Энергомаш им. акад. В.П.Глушко”

141407, М.О., г. Химки, ул.Панфилова д.10, кв. 126, тел. 89055897794, [tka400@mail.ru](mailto:tka400@mail.ru)