

УДК 621.45.026.8

А.Л. Михайлов, В.В. Воинова

ОАО «НПО «Сатурн», Россия, Рыбинск

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ANSYS ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО КОНСОЛЬНОГО ВАЛА РОТОРА ГТД ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Определение форм и критических частот вращения ротора является обязательной задачей при проектировании ГТД. Точность их расчета на этапе аванпроекта зависит от корректности построенной математической модели ротора. Предложен способ определения податливости конического короткого консольного вала ротора, использующий МКЭ программного комплекса ANSYS для оценки НДС объемной модели конического участка. Такой подход позволяет уточнить расчетную 2D модель ротора при вычислении критических частот вращения методом начальных параметров.

Ротор ГТД, критическая частота вращения, податливость, ANSYS, Dynamics R3.1

Введение

Современные газотурбинные двигатели (ГТД) представляют собой сложные механические конструкции, состоящие из статора и ротора, работающие в широком диапазоне частот вращения. Расчет форм и частот собственных колебаний вращающегося ротора ГТД с целью отстройки резонансов в области рабочих режимов является обязательной задачей при проектировании двигателя. Именно поэтому необходима высокая точность расчетов критических частот вращения на этапе аванпроекта, определяемая, в первую очередь, корректностью построения расчетной математической модели ротора.

В настоящее время для расчета критических частот вращения роторов ГТД используются, в основном, два способа:

- первый, основанный на представлении колебаний ротора как поперечных колебаний двумерного стержня переменного сечения, использующий программы, основанные на методе начальных параметров;
- второй, использующий объемную математическую модель ротора, реализуется в программных комплексах (Ansys, Nastran, Dyna и т.д.) [1-3].

1. Технология расчета

Создание трехмерной конечно-элементной модели ротора процесс достаточно трудоемкий и требует большого количества времени. А это зачастую неоправданно, особенно на этапе эскизных компоновок двигателя, когда для выбора оптимальной конструкции приходится проводить множество вариантов расчетов, связанных как

с выбором геометрии отдельных узлов ротора, так и с выбором конструкции опор.

За последние несколько лет при расчете критических частот вращения роторов ГТД широкое применение получил программный комплекс Dynamics R3.1, основанный на методе двумерного балочного моделирования. Его применение позволяет в несколько раз сократить время и упростить процесс создания расчетных моделей роторов по сравнению с 3D моделями.

Однако, для некоторых конструкций роторов, имеющих конические участки короткого консольного вала (рис. 1, 2), использование балочной 2D математической модели не всегда оправдано. Обычными балочными элементами, предлагаемыми Dynamics R3.1, имитировать с достаточной точностью подобный участок с 3D напряженно-деформированным состоянием в расчетной модели затруднительно, т.к. балочные элементы не позволяют учесть с достаточной точностью податливость этих участков вала.

Для решения этой проблемы разработана методика моделирования подобных участков роторов в двумерной среде, использующая возможности метода конечных элементов программного комплекса Ansys.

Расчетная 2D модель ротора в этом случае будет представлять две субмодели, соединенные между собой элементом программного комплекса Dynamics R3.1.

Суть методики сводится к созданию трехмерной математической модели участка ротора, имеющего сложную геометрическую форму (рис. 1, участок Б; рис. 2, участок Г), определению его

массы, радиальной, угловой податливостей, и дальнейшей интеграции этих значений в двумерную расчетную модель программного комплекса Dynamics R3.1 с помощью элемента «Связь».

Этот элемент представляет собой упруго-демпферную связь общего вида взаимодействия двух смежных двумерных субмоделей исследуемой конструкции. Он позволяет перейти при моделировании участков Б, Г вместо их 3D геометрии и свойств материала к 2D модели.

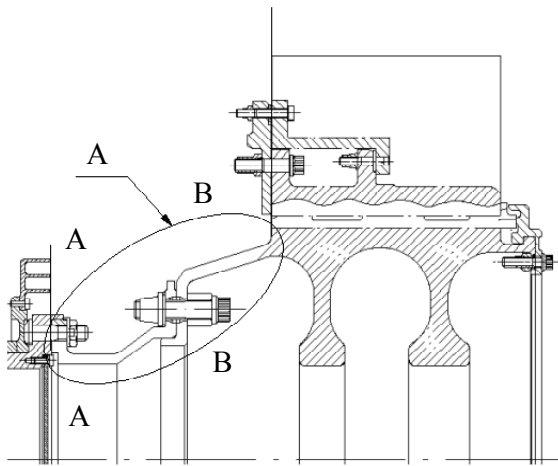


Рис. 1. Диск вентилятора

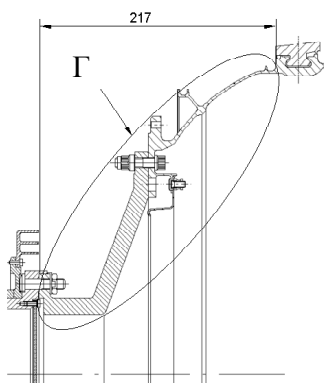


Рис. 2. Барабан бустера

2. Апробация методики

В качестве примера рассмотрим ротор установки для раскрутки диска вентилятора (рис. 3). Он состоит из двухопорного вала, расположенного в двух подшипниках качения, конического переходника к которому с помощью фланцевого болтового соединения крепится исследуемый диск вентилятора ГТД. Величина радиальных податливостей опор ротора: передней $54 \cdot 10^{-6}$ см/кг (с учетом податливости упругих элементов в опоре $49 \cdot 10^{-6}$ см/кг), задней $5 \cdot 10^{-6}$ см/кг. Материал вала

ротора и втулки переходника - сталь ЭИ 961Ш, диска вентилятора – титановый сплав ВТ 6. Рабочие температуры не выше 200°C .

В программном комплексе ANSYS была создана трехмерная твердотельная конечно-элементная модель участка Б (рис. 4). Для ее построения использовался элемент SOLID45 – основной элемент при объемном твердотельном моделировании (определяется восемью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле в трех ортогональных направлениях). Заданы необходимые механические свойства материала (модуль упругости, плотность) и граничные условия, имитирующие воздействие смежных участков рассматриваемого ротора.

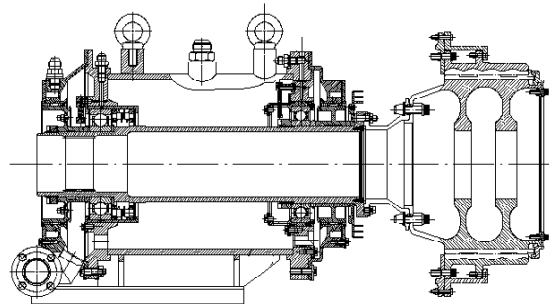


Рис. 3. Ротор установки для раскрутки диска вентилятора

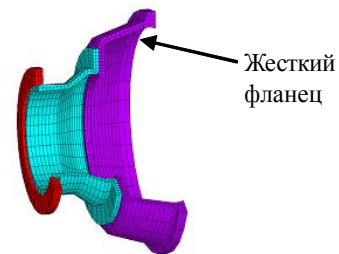


Рис. 4. Конечно-элементная модель участка Б

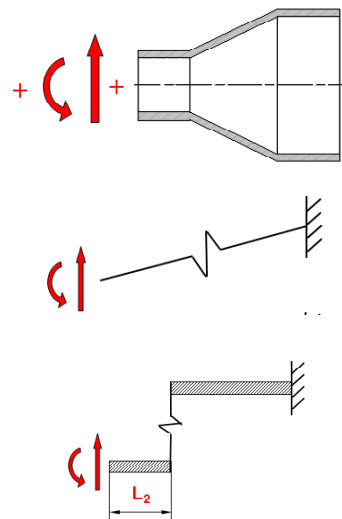


Рис. 5. Схема нагружения участка Б
Знак (+) – принятое положительное направление нагрузки и перемещений

В нашем случае узлы конечно-элементной модели сечения В-В фиксируются по всем направлениям, а к узлам сечения А-А следует приложить единичную радиальную силу, например $F_y = 1000$ кгс (равномерно распределенную по окружности), под действием которой сечение А-А совершает радиальное перемещение δ (рис. 6).

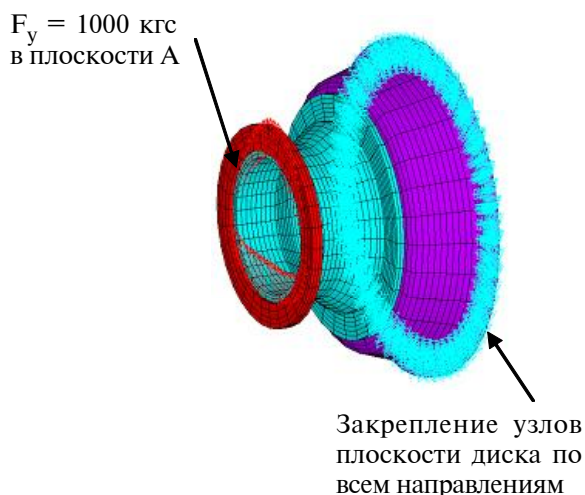


Рис. 6. Приложение нагрузок

Таким образом, радиальная податливость участка Б от действия силы F_y :

$$\delta_{\text{rad}} = \frac{\delta}{F_y} = 2.21 \cdot 10^{-9} \text{ [м/Н]}.$$

Помимо радиального перемещения, сечение А-А под действием силы F_y совершает поворот на угол Θ .

Тогда перекрестная податливость участка Б:

$$\delta_{cF_y} = \frac{\Theta}{F_y} = -1.73 \cdot 10^{-8} \text{ [1/Н]}.$$

Затем сечение А-А равномерно по окружности следует нагрузить единичным изгибающим моментом, например, $M_z = 1000$ кгс·м, и по углу Θ [рад] поворота сечения определится угловая податливость участка Б:

$$\delta_{\text{rot}} = \frac{\Theta}{M_z} = 3.39 \cdot 10^{-7} \text{ [1/Н·м]}.$$

Помимо поворота, сечение А-А под действием изгибающего момента M_z совершает радиальное перемещение δ . Тогда перекрестная податливость участка Б:

$$\delta_{cM_z} = \frac{\delta}{M_z} = -1,637 \cdot 10^{-8} \text{ [1/Н]}.$$

Для одной и той же конечно-элементной модели значения податливостей (поворот сечения от действия силы F_y и радиальное перемещение сечения от действия момента M_z) должны быть равны.

$$\delta_{cF_y} = \delta_{cM_z} = \delta_c.$$

Это необходимое условие проверки корректности построения математической модели. В нашем случае различие этих значений составляет 5,38%, что говорит о достаточной точности построенной конечно-элементной модели и об отсутствии необходимости в ее уточнении. Если разность сравниваемых значений превысит 10% то, как правило, конечно-элементная модель уточняется.

Далее в матрицу коэффициентов жесткости элемента «Связь» (рис. 7) следует ввести полученные из расчета 3D модели значения радиальной и угловой податливостей участка Б (предварительно переведенные в жесткость).



Рис. 7. Элемент «Связь»

Применение в 2D математической модели абсолютно жестких безмассовых элементов сохраняет длинные размеры ротора и дает возможность точного расположения элемента «Связь», определяемого расстоянием L_2 от плоскости фланца А (места нагружения) до плоскости В.

Учет массы участка Б натурального ротора в математической 2D модели осуществляется введением двух точечных масс по сечениям А и В, каждая из которых равна половине массы участка.

На рис. 8 показана расчетная 2D модель ротора.

Результаты расчета критических частот вращения данного ротора при моделировании участка Б различными способами приведены в табл. 1.

Следует заметить, что если различие значений критических частот вращения ротора по опорным формам не превышает ~ 3 %, то при коле-

баниях ротора по изгибной форме, эта разница составляет ~ 10%, что необходимо учитывать при выборе конструкции ротора.

Первая и вторая формы колебаний ротора приведены на рис. 9, 10.

Распределение потенциальной энергии колебаний по элементам ротора приведено в таблице 2.

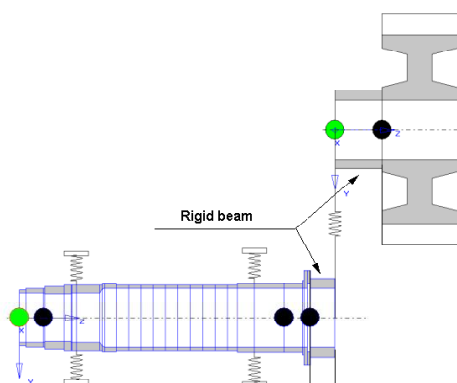


Рис. 8. Математическая модель ротора

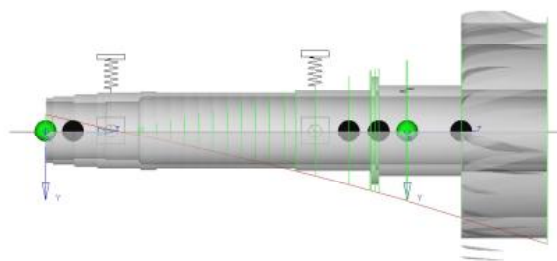


Рис. 9. Первая опорная критическая частота вращения ротора

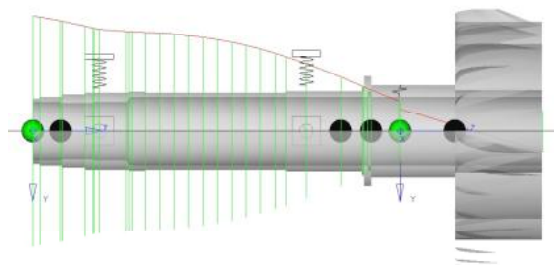


Рис. 10. Вторая форма колебаний ротора

Таблица 1

Данные по двум вариантам расчетной модели ротора ГТД

Критическая частота вращения, об/мин		Погрешность, %
По балочной схеме 2D модель	в Ansys 3D модель	
2052 (опорная)	2000 (опорная)	2,6*
34919 (опорная)	33941 (опорная)	2,9*
54328 (изгибная)	49654 (изгибная)	9,4*

*по отношению к балочной 2D модели.

Таблица 2

Распределение потенциальной энергии, %

N	Критическая частота, об/мин	2000	33941	49654
1	Связь	2.2	3.5	16.3
2	Опора 1	1.7	84.8	9.5
3	Опора 2	89.2	3.6	3.8
4	Вал	6.9	8.1	70.4

Заключение

Предложен способ учета реальных упругих характеристик сложных с трехмерным напряженно-деформированным состоянием участков роторов ГТД при вычислении их критических частот вращения на двумерных математических моделях. Моделирование участков ротора сложной геометрической формы в программном комплексе ANSYS, а затем интеграция результатов их расчета в двумерную модель ротора позволяет рассчитывать критические частоты вращения роторов ГТД с более высокой точностью, что упрощает процесс оптимизации конструкции на этапе аванпроекта.

Перечень ссылок

1. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Модальный анализ механических колебаний упругих систем. Рыбинск, РГАТА, 2001, 288 с.
2. Михайлов А.Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объемного напряженно-деформированного состояния. Рыбинск, НПО «Сатурн», РГАТА, 2005, 214 с.

3. Терешко А.Г., Леонтьев М.К. Использование МКЭ для решения задачи уточнения расчетной модели при определении критических час-

тот вращения ротора классическими методами. Вестник СГАУ №2 (10), 2006.

Поступила в редакцию 28.05.2010 г.

A. L. Mihailov, V.V. Voinova

OPTIMIZATION OF 2D MODEL OF THE SHORT CONSOLE SHAFT OF THE ROTOR BY MEANS OF ANSYS FOR CALCULATION OF THE CRITICAL FREQUENCIES BY CLASSICAL METHODS

Визначення форм і критичних частот обертання ротора є обов'язковим при проектуванні ГТД. Точність їх розрахунку на етапі аванпроекту залежить від коректності математичної моделі ротора. Запропоновано спосіб визначення податливості конічного короткого консольного вала ротора, який використовує МСЕ програмного комплексу ANSYS для оцінки НДС об'ємної моделі конічної частини. Такий підхід дозволяє уточнити розрахункову 2D модель ротора при обчисленні критичних частот обертання методом начальних параметрів.

Rotor GTD, critical frequency of rotation, flexibility, ANSYS, Dynamics R3.1

Determination of the forms and critical frequencies of the rotation of the rotor are an obligatory problem when designing the engines. Accuracy of their calculation in step of pilot project depends on correct building mathematical model of the rotor. Offered method of the determination to flexibility of the cone short console shaft of the rotor using complex ANSYS for estimation of stress to 3d model of the cone-shaped area. Such way allows to make more accurate 2D model of the rotor at calculation of the critical frequencies of the rotation by method initial parameter.

Rotor, critical frequency of rotation, flexibility, ANSYS, Dynamics R3.1