

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МКЭ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

© 2006 А.Г. Терешко¹, М.К. Леонтьев²

¹ОАО «НПО «Сатурн» филиал НТЦ им. А.Львочки, Москва

²Московский Авиационный Институт (Технический Университет)

В представленной работе описано применение метода МКЭ в определении податливости статорных элементов, который позволяет значительно уточнить расчетную модель, используемую при расчете критических частот вращения методом начальных параметров

Современные авиационные газотурбинные двигатели (ГТД) представляют собой связанные многовальные конструкции, работающие в широком диапазоне частот вращения. Расчет критических частот вращения роторов ГТД является обязательной задачей при проектировании двигателя. Наиболее простым и распространенным является расчет критических частот вращения роторов осуществляемый с использованием программ, основанных на методе начальных параметров. Применение этого метода позволяет в короткие сроки с достаточной точностью выполнить расчет как отдельно взятого ротора, так и многовальной конструкции всего ГТД. Однако моделирование роторов методом начальных параметров не всегда позволяет учесть особенности конструкции статорных элементов двигателя. Отдельные элементы статора, обладающие различной жесткостью, могут существенно изменить картину собственных частот связанного с ними ротора и, как следствие значение его критических частот вращения.

Рассмотрим ротор, представляющий собой осевой компрессор авиационного ГТД. Компрессор трехступенчатый, двухпорный с консольным расположением второго и третьего рабочих колес. Конструкция компрессора представлена на рис. 1.

Рабочие частоты вращения компрессора «п» лежат в диапазоне 5000...18000 об/мин. Для расчета критических частот вращения компрессора была использована программа DYNAMICS R3.1 основанная на методе начальных параметров. Расчетная модель представлена на рис. 2, данные по модели сведены в таблицу 1.

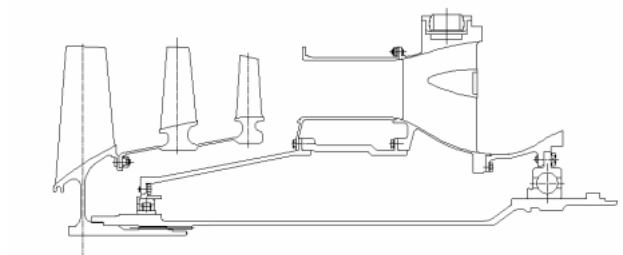


Рис.1. Ротор компрессора

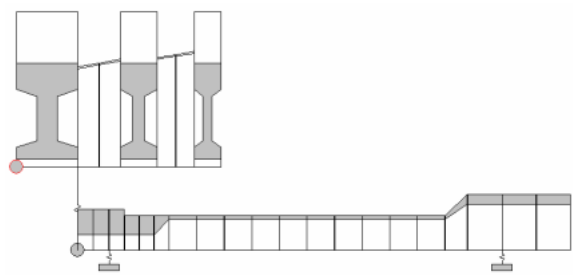


Рис.2. Расчетная модель

Таблица 1. Данные расчетной модели

Количество участков разбиения, шт.	27
Податливость передней опоры, см/кг	$10 \cdot 10^{-5}$
Податливость задней опоры, см/кг	$10 \cdot 10^{-5}$
Критическая частота вращения ротора, об/мин	22125

Как видно из рис. 1 и таблицы 1, в компоновке данного компрессора упруго-демпферные элементы в опорах отсутствуют, что обосновано низкой массой рабочих колес и, как следствие «жесткостью» ротора. Податливость опор компрессора определялась податливостью установленных в них подшипников (роликподшипник в передней опоре и шарикоподшипник в задней) и силового корпуса. Она задавалась равной $10 \cdot 10^{-5}$ см/кг ($5 \cdot 10^{-5}$ см/кг – податливость подшипника и $5 \cdot 10^{-5}$ см/кг – податливость силового корпуса). Расчетная амплитудно-

частотная характеристика (АЧХ) ротора представлена на рис. 3.

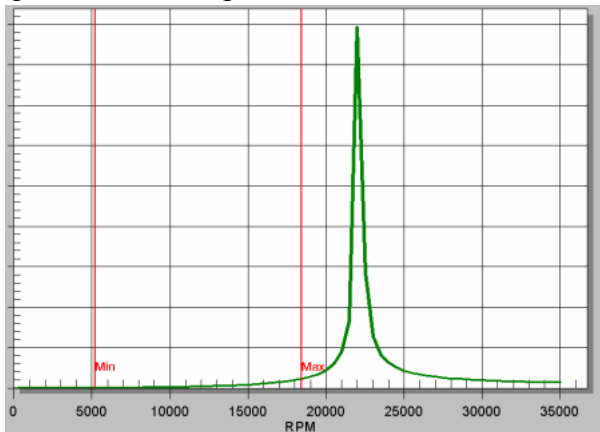


Рис.3. АЧХ исходной расчетной модели

Как видно из рис. 3, в рабочем диапазоне частот вращения компрессора критических частот вращения нет, минимальное значение критической частоты вращения равняется 22120 об/мин. Запас по оборотам от n_{max} составляет $\approx 23\%$.

Однако по результатам автономных испытаний данного компрессора первая критическая частота вращения составила 9600 об/мин. (см. рис. 4), что составляет 53% от n_{max} . Т.е. расхождение расчетного и экспериментального значения первой критической частоты вращения составило 133%.

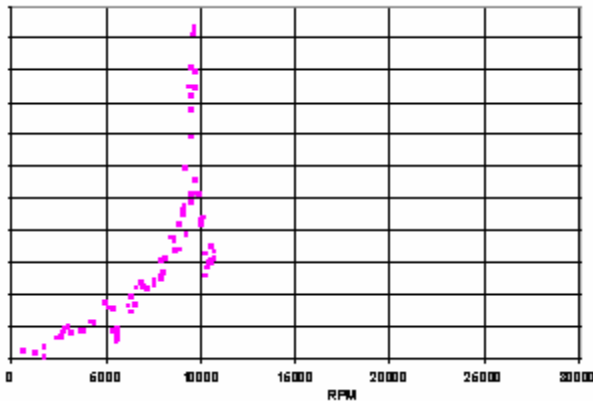


Рис.4. АЧХ ротора по результатам эксперимента

По результатам анализа полученных данных было сделано предположение, что в реальной конструкции податливость передней опоры компрессора увеличена за счет конического участка, соединяющего статор опоры роликоподшипника с силовым корпусом (см. рис. 5):

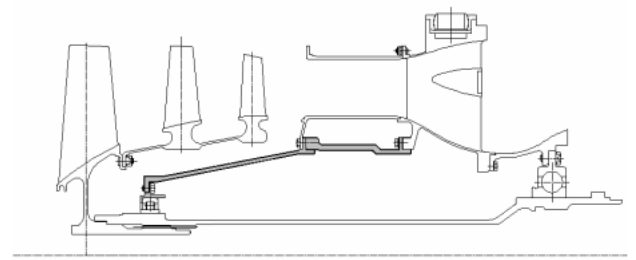


Рис.5. Податливый конический участок в передней опоре ротора

Было принято решение промоделировать статор компрессора в программе DYNAMICS R3.1. Новая расчетная модель ротора представлена на рис. 6.

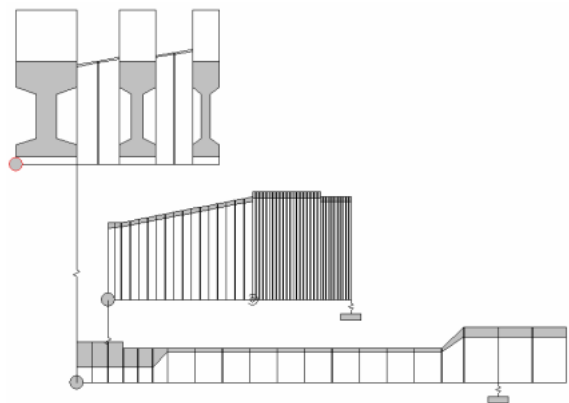


Рис.6. Расчетная модель с коническим статорным участком

Податливость участка, связывающего ротор со статором, была принята равной податливости роликоподшипника ($5 \cdot 10^{-5}$ см/кг), податливость силового корпуса принималась также равной $5 \cdot 10^{-5}$ см/кг. Также в модели была учтена дополнительная податливость, возникающая при сопряжении двух статорных оболочек (конической и цилиндрической); её расчет проводился по следующей формуле:

$$\varphi M = \frac{\sqrt{6(1-\nu^2)} \sqrt{\cos \beta \cos \gamma} (\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \gamma)^2}{\pi E (rh)^{3/2} (\sqrt{\cos \beta} + \sqrt{\cos \gamma})},$$

$$\varphi M = 8,28e-9 \text{ (1/Нм)},$$

где ν - коэффициент Пуассона = 0,3

β и γ - угол наклона сопрягаемых оболочек = $10,6^\circ$ и 0°

E - модуль упругости материала = $2e11$

r - радиус точки сопряжения оболочек = 0,115(м)

h - толщина сопрягаемых оболочек = 0,005(м)

Дополнительная податливость была смоделирована шарниром.

По результатам расчета была построена новая АЧХ компрессора (см. рис. 7).

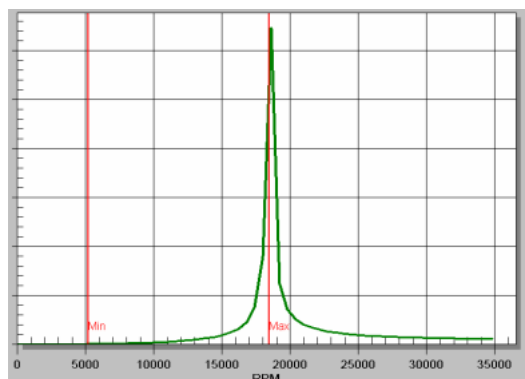


Рис.7. АЧХ уточненной расчетной модели

Как видно из рисунка 7, подробное моделирование статорного элемента позволило приблизить расчетное значение критической частоты вращения ротора КНД к экспериментально полученным, однако расхождение в значениях всё еще остается весьма значительным (~90%). Это может говорить о завышении жесткости конического статорного элемента при моделировании методом начальных параметров.

Для более точной оценки податливости конического участка статора компрессора с помощью MSC.Nastran for windows была построена и рассчитана трехмерная конечно-элементная модель статора КНД от наружной обоймы подшипника передней опоры КНД до силового корпуса включительно. Расчетная 3D модель представлена на рис. 4.8, данные расчетной модели представлены в таблице 2.

Для определения податливости статора, трехмерная модель была жестко закреплена по силовому поясу, а к другому концу конического участка (статорная часть опоры шарикоподшипника) была приложена единичная сила (см. рис. 9). Перемещение статора под действием единичной силы составило 0,00046 см. (см. рис. 10). Т.о. податливость конического участка статора компрессора равняется $46 \cdot 10^{-5}$ см/кг, что почти в пять раз выше изначально заданного при расчете.

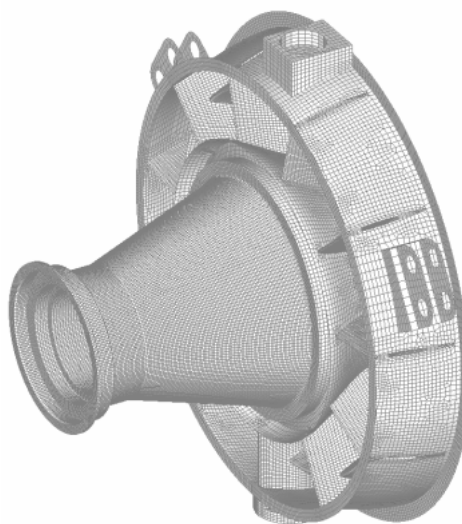


Рис.8. Расчетная 3D модель статора

Таблица 2. Данные расчетной 3D модели статора

Общее количество элементов, шт	120392
Количество элементов типа HEXA, шт	82958
Количество элементов типа PLATE, шт	37434
Размер модели, mb	443

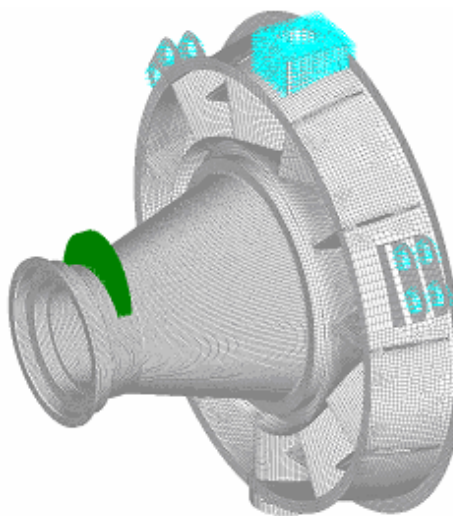


Рис.9. Граничные условия и нагружение трехмерной модели

После введения в исходную расчетную модель компрессора полученного значения податливости передней опоры, была получена следующая АЧХ ротора: рис. 11.

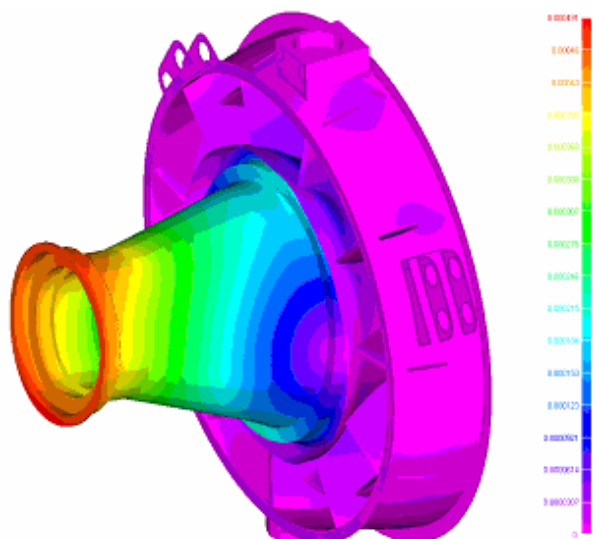


Рис.10. Перемещения в статоре под действием единичной силы

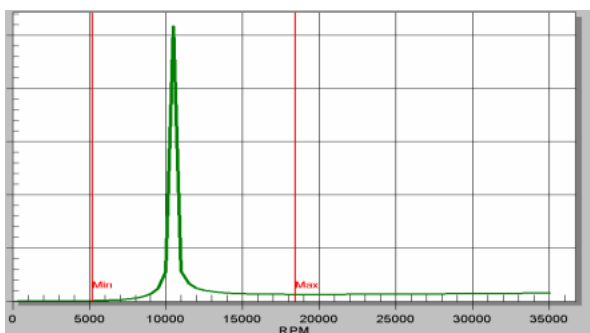


Рис.11. АЧХ расчетной модели ротора с учетом полученной в MSC.Nastran податливости конического участка статора компрессора

Как видно из рис. 11, новое расчетное значение критической частоты вращения компрессора составляет 10445 об/мин, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. Расхождение между расчетным и экспериментальным значением критической частоты вращения составляет 9%.

Данные по исходному и уточненным вариантам расчетной модели компрессора ГТД представлены в таблице 3.

Таблица 3. Данные по двум вариантам расчетной модели компрессора ГТД

Расчетная модель	Значение критической частоты вращения	Расхождение с экспериментальными данными
Исходная	22125 об/мин	130%
Уточненная в DYNAMICS R3.1	18310 об/мин	90%
Уточненная в MSC.Nastran for windows	10445 об/мин	<10%
Реальная конструкция	9600 об/мин	-

Полученная в ходе расчета податливость передней опоры КНД, представляющая собой совокупность податливостей подшипника и конического участка статора, получилась в пять раз больше изначально заложенной в расчетную модель и учитывающей только податливость подшипника. После уточнения модели, расчетное значение критической частоты вращения ротора КНД, полученное с использованием программы Dynamics R3.1, стало хорошо согласовываться с полученными в ходе эксперимента данными.

Учет податливости статорных элементов ротора сложной геометрии позволяет добиться хорошего совпадения расчетных и экспериментальных данных при расчете значений критических частот вращения роторов.

Из представленной работы видно, что применение метода МКЭ в определении податливости статорных элементов, позволяет значительно уточнить расчетную модель, используемую при расчете критических частот вращения методом начальных параметров.

APPLICATION OF THE FINITE-ELEMENT METHOD (FEM) TO SPECIFY DESIGN MODEL WHEN DEFINING ROTOR CRITICAL SPEEDS BY CLASSICAL METHODS

© 2006 A.G. Tereshko, M.K. Leontiev

This work demonstrates by the example of calculation of LPC rotor critical speeds that application of FEM allows to specify greatly the design model developed by initial parameters method due to consideration of compliance of stator elements of complicated and to achieve good compliance of design and experimental data.