

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

В.А. ФРОЛОВ, А.С. КОТОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД

Часть 1

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 621.452
ББК 39.55
Ф912



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области аэро-
космических и геоинформационных технологий"**

Составители: **В.А. Фролов, А.С. Котов**

Рецензент Главный конструктор СКБМ Е. П. Кочеров

Ф912 Исследование динамических характеристик рабочих колес ГТД: Метод. указания. Часть 1. /Сост. В.А. Фролов, А.С. Котов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. - 22 с.

Методические указания состоят из двух частей: первая- предусматривает классическое исследование динамических характеристик рабочих колес ГТД в упрощенных моделях (с целью объяснения физических основ колебаний сложных упругих систем для слушателей различного уровня подготовки) ; вторая - использование современных подходов (на базе программ ANSIS) к расчету и анализу динамических характеристик спроектированных рабочих колес турбомашин. Изложены принципы классификации собственных форм и частот диска постоянного сечения. Приведены принципиальные классические схемы экспериментальных стендов для исследования колебаний дисков. Даны порядок проведения лабораторной работы, контрольные вопросы и форма отчетности.

Методические указания предназначены для студентов факультета 2 обучения по специальности 160301- Авиационные двигатели и энергетические установки, изучающих дисциплины «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок», «Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок».

Разработаны на кафедре «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов».

УДК 621.452
ББК 39.55

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

Содержание

Предисловие	4
Общие сведения.....	4
1. Исследование колебаний диска постоянной толщины.....	5
1.1. Расчетное определение собственных частот диска	5
1.2. Замечание о спектре собственных движений диска.....	8
1.3. Экспериментальная установка	10
1.4. Методика эксперимента	11
1.5. Последовательность проведения работы.....	11
1.6.Содержание отчета и анализ результатов	12
1.7. Контрольные вопросы	12
2. Определение собственных частот и форм колебаний диска	
конечно – элементным моделированием	12
2.1. Построение модели и проведение расчетов	12
2.2. Построение копий полученной четверти.....	13
2.3. Построение подставки для моделирования податливой заделки	14
2.4. Построение поверхности, определяющей подставку.....	15
2.5. Удаление совпадающих элементов командой	15
2.6. Построение сетки конечных элементов	15
2.7. Построение сетки конечных элементов для подставки.....	16
2.8. Приложение закреплений и получение решения.....	17
2.9. Постпроцессорная обработка	18
2.10. Введение номера формы и перерисовка экрана	18
2.11. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными	18
2.12. Задание для самостоятельного решения.....	18
2.13. Отчет о работе	20
Заключение	20
Список использованных источников.....	21

Предисловие

Рабочее колесо компрессора и турбины представляет собой конструкцию, состоящую из диска и набора лопаток, установленных на его периферии. В этой конструкции диски определяют надежность и безопасность эксплуатации АД и ЭУ, так как разрушения дисков рабочих колес во многих случаях не локализуются в пределах корпуса, могут вызывать катастрофические последствия.

Одной из причин, вызывающей разрушение дисков, могут быть их колебания. Поэтому вопросам вибрации рабочих колес должно уделяться особое внимание.

Проблема прочности дисков и рабочих колес еще более возрастает с применением в конструкциях двигателей последних поколений уникальных конструктивно – технологических решений при одновременном снижении сроков и стоимости разработки. К таким решениям следует отнести создание блисков.

Блиск – это изготовленный за одно целое диск с лопатками. Основное преимущество блисков заключается в том, что снижается масса рабочего колеса и повышается ресурс рабочего колеса за счет исключения концентраторов напряжений в замковых соединениях лопаток с диском. Однако при этом вибронпряженность колеса возрастает из-за резкого снижения уровня конструкционного демпфирования (исключается работа сил трения по контактными поверхностям замковых соединений). Поэтому проблеме вибрации (колебаниям) рабочих колес уделяется повышенное внимание.

Основой для оценки колебательных явлений рабочих колес является изучение динамических характеристик диска как составного элемента рабочего колеса, в частности спектра его собственных форм и частот колебаний.

Общие сведения

По своему конструктивному облику диски состоят из обода, ступицы и полотна. На ободе расположены лопатки, которые нагружают диск дополнительными, тепловыми, центробежными, вибрационным и труднопредсказуемыми в эксплуатации факторами (попаданием посторонних предметов, птиц, молний и т.п.).

Полотно диска может быть коническим или прямым. Выбор формы полотна назначает конструктор, исходя из анализа силовой системы двигателя и требования к прочности диска.

Ступица диска определяет его прочность с центральным отверстием, ее конструктивный облик создает конструктор совместно с инженером - прочнистом. При этом обязательно учитывается распределение температуры по радиусу диска.

Диски как всякое упругое тело имеет бесчисленное множество собственных форм и частот. Формы колебаний отличаются друг от друга числом узловых диаметров и узловых окружностей (при колебании наблюдаются пучности и узлы ; пучности- наибольшее отклонение от положения равновесия, узлы- относительно неподвижные точки при резонансе).

В соответствии с этими признаками формы колебаний диска можно условно разделить на три группы.

К первой из них относят формы с узловыми окружностями (осесимметричные). Особенность таких форм заключается в том, что они создают осевую силу, которая приводит в осевое колебание вал, вызывают дополнительную нагрузку на подшипники. И наоборот, осевое колебание вала может вызвать колебание диска с узловыми окружностями.

Ко второй группе относят формы с узловыми диаметрами и узловыми окружностями. Такие формы колебаний диска вызывают динамическую неуравновешенность момента, передаваемого на вал в виде знакопеременного момента, что может привести к изгибным колебаниям вала.

Третья группа – циклически симметричные формы, они полностью уравновешены. При таких формах колебаний на диске образуется несколько узловых диаметров в сочетании с узловыми окружностями.

Следует отметить, что при всех колебаниях рабочих колес (дисков) изменяются осевые зазоры между направляющими аппаратами. Это может приводить к касанию ротора о статор с повреждением лопаток. На рис.О.1 приведены некоторые примеры разрушения дисков компрессора и турбины.

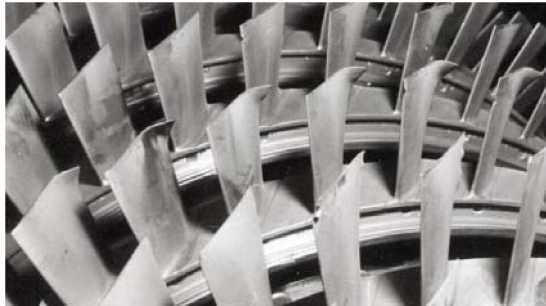


Рис.О.1. Разрушение дисков

1. Исследование колебаний диска постоянной толщины

Цель работы: знакомство с теоретическими и экспериментальными методами исследования спектра собственных форм и частот колебаний дисков. Такое изучение проводится на модели диска постоянной толщины, однако качественные закономерности, получаемые на таком диске, характерны и для диска любого изменения профиля полотна.

1.1 Расчетное определение собственных частот диска

В большинстве случаев полотно дисков допустимо рассматривать как круглую пластину. С теорией колебаний круглых пластин можно познакомиться в работах [1- 3] и др.

Из общей теории колебаний линейно-упругих тел известно, что свободные колебания на любой из собственных форм совершаются во времени по гармоническому закону:

$$v(\bar{a}, t) = w(\bar{a}) \cdot \cos(w_0 \cdot t + \gamma), \quad (1.1)$$

где $v(\bar{a}, t)$ - смещение точек тела,

$w(\bar{a})$ - амплитуда смещения точек тела,

$\vec{a}$ - вектор, определяющий координаты точек тела,
 w_0 - собственная частота, γ - начальная фаза.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний круглой пластины постоянной толщины (рис. 1. 1) имеет вид

$$\Delta^2 \cdot \Delta^2 \cdot w - k^4 \cdot w = 0,$$

$$\Delta = \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial r^2}, \quad (1.2)$$

где Δ - дифференциальный оператор (оператор Лапласа) для полярных координат,
 $w = w(r, \varphi)$ - амплитуда прогибов,

$$k^4 = \frac{\rho \cdot \delta \cdot R^4 \cdot \omega_0^2}{D}, \quad (1.3)$$

где ρ - массовая плотность материала диска, δ - толщина диска,

R - наружный радиус диска,

$D = \frac{E \cdot \delta^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}$ - цилиндрическая жесткость,

μ - коэффициент Пуассона,

E - модуль упругости первого рода.

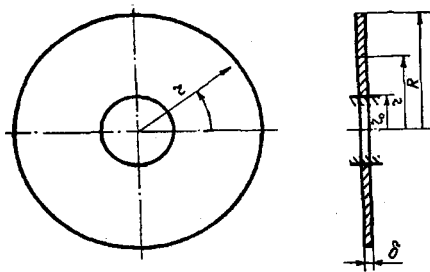


Рис. 1.1. Расчетная схема диска

Для круглой пластины постоянной толщины общее решение уравнение (1.2) имеет вид

$$w(r, \varphi) = w_m(r) \cdot \cos m \varphi, \quad (1.4)$$

где $w_m(r) = AI_m(kr) + BY_m(kr) + CI_m(ikr) + DY_m(ikr)$,

$I_m(kr), I_m(ikr)$ - функции Бесселя первого рода действительного и мнимого аргументов ($i = \sqrt{-1}$),
 $Y_m(kr), Y_m(ikr)$ - функция Бесселя второго рода действительного и мнимого аргументов
 $m = 0, 1, 2, 3, \dots, \infty$,

A, B, C, D - константы, которые определяются из конкретных граничных условий.

В данной работе рассматривается задача для диска, который на внутреннем радиусе r_0 зашпелен, а на наружном радиусе R свободен. Для этого случая граничные условия будут следующими: при $r = r_0$ $w(r_0) = 0$ - прогиб, $\frac{\partial w}{\partial r} = 0$ - угол поворота;
 при $r = R$ $M(R) = 0$ - погонный момент, $Q(R) = 0$ - обобщенная погонная перерезывающая сила.

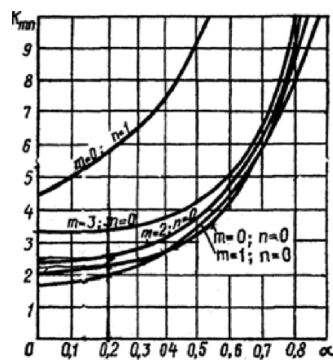


Рис. 1.2. Спектр собственных форм

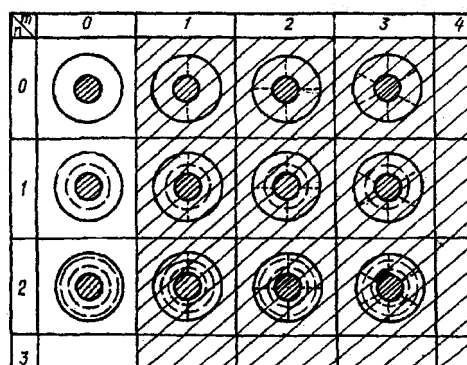


Рис. 1.3. Зависимость коэффициента частот от отношения диаметров

Используя эти граничные условия с помощью уравнения (1.2) для каждого из значений m , можно получить систему четырех однородных уравнений первого порядка относительно констант A, B, C и D и построить формулу для расчета частот диска вида

$$\omega_0 = \left(\frac{k}{R}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{D}{\delta \cdot \rho}}. \quad (1.5)$$

Как отмечалось выше, величина m может принимать целые значения от 0 до $+\infty$. Нетрудно видеть из (1.4), что значения m соответствуют числу волн деформаций, укладываемых по окружности диска.

Таким образом, степень собственных движений круглых пластин включает в себя бесчисленное множество собственных форм, имеющих различное число волн деформаций, укладываемых по окружности диска. Кроме того, каждому из значений m соответствует бесчисленное множество собственных форм, имеющих различное число узловых окружностей. Спектр собственных форм (узловых линий) круглой пластины представлен на рис.1.3 и такой рисунок может быть продолжен вправо и вниз до сколь угодно больших целых значений узловых диаметров m и окружностей n .

Таким образом, любая из форм собственных колебаний диска может быть выделена двумя целыми числами m и n . Каждой из этих собственных форм соответствует определённая собственная частота. Тогда вместо выражения (1.5) запишем:

$$\omega_{0mn} = \left(\frac{k_{mn}}{R} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{D}{\delta \cdot \rho}}. \quad (1.6)$$

Значения k_{mn} (для различных соотношений радиусов $\alpha = \frac{r_0}{R}$) приведены на рис.1.2.

Для других условий закрепления круглой пластины спектр собственных форм будет выглядеть аналогично представленному на рис.1.3, собственная частота может быть вычислена по формуле (1.6), в которую значение k_{mn} должно подставляться в соответствии с заданными граничными условиями, вычисленными для различных вариантов закрепления пластины постоянной толщины (см., например, [1]).

1.2. Замечание о спектре собственных движений дисков

Спектр собственных движений любых дисков качественно представлен таблицей на рис.1.3.

Отличительной особенностью любых собственных движений, для которых $m \neq 0$ (эта часть таблицы на рис.1.3 заштрихована), является то, что положение узловых диаметров в окружном направлении относительно диска неопределенно и зависит лишь от начальных условий, т. е. от того, как эти колебания были вызваны.

В это же время в теории колебаний линейно-упругих тел показывается, что любой из собственных частот соответствует строго определенной, фиксированной относительно тела форма колебаний (распределение амплитуд отклонений). Появление этого кажущегося противоречия связано с тем, что любой из собственных частот при $m \neq 0$ соответствует не одна, а две аналогичные формы колебаний.

В самом деле, если решением уравнения (1.2) является форма колебаний вида функция

$$w_m^*(r\varphi) = w_m(r) \cos m\varphi, \quad (1.7)$$

то его решением будет и функция

$$w_m^{**}(r\varphi) = w_m(r) \sin m\varphi. \quad (1.8)$$

Эти две формы колебаний линейно независимы, но они аналогичны и имеют равные собственные частоты.

Поэтому вызывая свободные колебания с собственной частотой ω_{0n} , можно всегда вызвать одновременно колебания по этим двум формам.

С учётом (1.7), (1.8) и (1.1) можно получить

$$v_m^*(r, \varphi, t) + v_m^{**}(r, \varphi, t) = w_m(r) [A^* \cos m\varphi \cos(\omega_{0m}t + \gamma_m^*) + A^{**} \sin m\varphi \cos(\omega_{0m}t + \gamma_m^{**})]. \quad (1.9)$$

В этом выражении A^* и A^{**} являются константами, определяющими величину абсолютных амплитуд колебаний одной и другой формы. Зависят они от начальных условий. Начальные фазы γ_m^* и γ_m^{**} определяют сдвиг во времени одного собственного колебания относительно

другого, имеющего ту же собственную частоту. Они также зависят от начальных условий. В частности, если $\gamma_m^* = \gamma_m^{**} = \gamma_m$, то колебания синфазны и движение представляется в виде:

$$v_m(r, \varphi, t) = w_m(r) [A^* \cos m\varphi + A^{**} \sin m\varphi] \cos(\omega_{0m}t + \gamma_m). \quad (1.10)$$

В данном случае положение угловых диаметров будет фиксированным относительно диска, а их расположение относительно его будет зависеть от конкретного соотношения A^* и A^{**} . Если же, например,

$$A^* = A^{**} = B, \text{ но } \gamma_m^* = 0, \text{ а } \gamma_m^{**} = \frac{\pi}{2}, \text{ то} \\ v_m(r, \varphi, t) = Aw_m(r) \cos(m\varphi + \omega t). \quad (1.11)$$

Это означает, что при начальных условиях, реализующих равенство амплитуд двух форм и их относительной сдвиг во времени на четверть периода колебаний, узловые диаметры будут вращаться относительно диска с угловой скоростью:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\frac{\omega_{0m}}{m}, \quad (1.12)$$

В общем случае начальных условий поведение диска при колебаниях с частотой ω_{0m} может содержать в себе признаки, выраженные соотношениями (1.10) и (1.11).

Особенность спектра собственных движений круглого диска при $m \neq 0$, выраженная в соответствии данной собственной частоте ω_{0m} двух идентичных, но независимых собственных движений, присуща, вообще говоря, любым линейно-упругим телам, обладающим осевой симметрией, т. е. не только дискам, но и кольцам, оболочкам и т. д.

Эта особенность проявляется лишь тогда, когда тело обладает строгой математической симметрией. Реальные тела, даже обладая конструктивной осевой симметрией, не являются строго симметричными из-за неизбежных технологических отклонений при их изготовлении. Асимметрия приводит к тому, что формы колебаний, описываемые в случае строгой симметрии выражением (1.4), в большей или меньшей степени искажаются, а попарно равные ранее собственные частоты становятся различными. Иными словами, спектр собственных движений расслаивается. Это выражается в том, что вместо каждой собственной формы колебаний с неопределенным расположением узловых диаметров в окружном направлении появляются две одинаковые формы по виду расположения узловых линий, которые фиксированы относительно диска, но с разными собственными частотами. Расслаивающиеся формы колебаний расположены в заштрихованной части рисунка 1.2.

На рис. 1.4 приведен пример расслоившейся формы с двумя узловыми диаметрами.

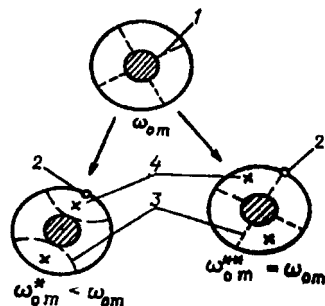


Рис. 1.4. Расслоившаяся форма колебаний

1.3. Экспериментальная установка

Экспериментальная установка (стенд) (рис.1.5) состоит из следующих элементов: основания 1 с зажимным приспособлением, на котором крепится испытуемый диск 2; электромагнитного вибратора 3, усилителя мощности 5, генератора 7. Для контроля за процессом колебаний лопатки используется пьезоэлектрический элемент 12, жестко связанный с диском 2. При деформации диска в датчике 12 генерируется сигнал 11. Этот сигнал поступает на осциллограф, на экране которого можно наблюдать фигуру Лиссажу 10. Для этого с генератора сигнала 7 на другой вход осциллографа подается сигнал с частотой возбуждения лопатки. В зависимости от соотношения частот возбуждения фигуры Лиссажу принимают различные формы. Появление эллипса или прямой означает совпадение вынужденной частоты, поступающей на возбудитель с собственной частотой колебания диска.

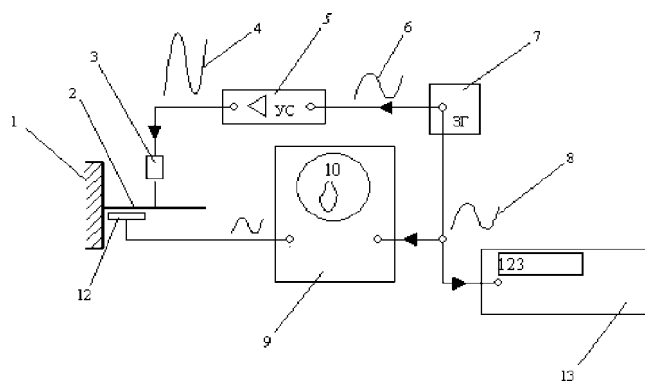


Рис. 1.5. Блок – схема экспериментальной установки:

1 – основание, 2- диск, 3 – вибратор, 4, 6, 8, 11 – уровни сигналов сил возбуждения и вибронапряжений (до входа в усилители и на выходе из них), 5 – усилитель, 7 – генератор сигналов, 9 – регистратор сигналов с объекта исследований, 10 – фигура Лиссажу, 12 – датчик вибронапряжений, 13 – фиксатор частоты

На рис.1.6. представлена блок-схема планируемой установки, основанной на современной аппаратурной базе.

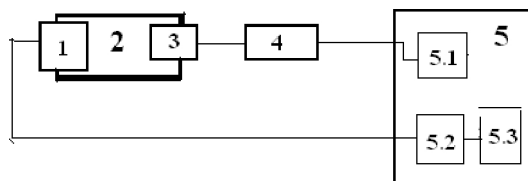


Рис.1. 6. Блок-схема планируемой установки:

- 1- первичный преобразователь (датчик), 2 – объект исследований (диск, др.),
 3 – возбудитель колебаний (вибратор, усилитель), 4 – усилитель мощности; 5 – ПК;
 5.1 – генератор сигнала, 5.2 – устройство согласующее, 5.3 – преобразователь АЦП

Такая схема позволит автоматизировать процесс исследований и сделать его более наглядным.

1.4. Методика исследований

Возбуждение колебаний диска производится электромагнитным вибратором, питаемым от усилителя током переменной частоты. Плавно изменяя частоту генератора, получаем совпадение собственных частот с частотами возбуждения, т.е. упругую систему (диск) настраиваем на резонансы, которые характеризуются резким возрастанием виброамплитуды, фиксируемой на экране осциллографа.

Из теории колебаний упругих систем известно, что каждой из собственных частот системы соответствует своя определенная форма колебаний (или каждой из собственных форм колебаний системы соответствует своя определенная частота колебаний).

Определение форм колебаний диска производится при помощи песчаных фигур. Для этого на поверхность диска наносится слой песка.

Так как резонансы по частотам дискретны, то на каждой из форм песок начинает интенсивно перемещаться по поверхности пера диска, концентрируясь в узлах исследуемой формы колебаний, т.е. в тех местах, которые при колебаниях относительно неподвижны (узлы колебаний).

Анализ расположения узловых линий (формы колебаний) позволяет прогнозировать распределение амплитуды и вибронапряжений по поверхности диска при данной форме колебаний.

При стабилизации перемещения песка фиксируется его положение и частота колебаний на данной форме. Поскольку при резонансе частота возбуждения совпадает с одной из собственных частот, то определяя частоту возбуждения, тем самым определяем одну из собственных частот колебания диска.

1.5. Последовательность проведения работы

1. Познакомиться с теорией вопроса.
2. Произвести расчет собственных частот экспериментального диска для $m = 0,1,2,3,4$ и построить график зависимости $\omega_0 = \omega_0(m)$.
3. Изучить установку методику эксперимента.
4. Подготовить поверхность диска, обезжирить.

5. Получить разрешение лаборанта на включение установки.
6. Посыпать поверхность испытуемой диска тонким слоем песка.
7. Привести в действие вибратор.
8. Плавнo изменять частоту генератора от 50 Гц до появления резонанса.
Проконтролировать по осциллографу и по интенсивному движению песка.
9. Записать частоту, на которой возник резонанс, и зарисовать форму колебаний.
10. Плавнo повысить частоту до наступления следующих резонансов (до 10000 Гц).
11. Уменьшить частоту. Выключить установку.

1.6. Содержание отчета и анализ результатов

Отчет о выполненной работе должен содержать:

- краткое описание работы;
- схему экспериментальной установки;
- протокол расчетного и экспериментального определения собственных частот диска;
- график теоретической зависимости $\omega_0 = \omega_0(m)$ ($n=0$) с нанесенными экспериментальными точками;
- рисунки форм узловых линий;
- рисунки форм расслоенного спектра и их частот;
- анализ полученных результатов.

1.7. Контрольные вопросы

- Какие причины разрушения дисков и почему они опасны?
- Какие формы колебаний диска выделяют?
- Какие формы колебаний диска могут вызвать осевые колебания вала?
- Что входит в состав экспериментального стенда?
- Каким образом фиксируется резонанс диска?
- Что такое расслоение спектра частот и с чем оно связано?

2. Определение собственных частот и форм колебаний диска конечно-элементным моделированием ANSYS

Цель работы: сопоставление результатов расчета собственных частот и форм колебаний, выполненных с помощью программы ANSYS, с экспериментальными результатами колебаний диска, полученными на установке рис.1.5.

Программа конечно-элементного моделирования предоставляет возможность оценить собственные частоты и формы дисков и рабочих колес на стадии проектирования.

2.1. Построение модели и проведение расчетов

При построении модели будем пользоваться лишь собственными средствами моделирования пакета ANSYS.

При построении примем:

- OZ - ось диска;
- начало координат находится в центре диска.

Последовательность проведения работы

1.1 Построение 1/4 части диска:

MM>Preprocessor>Create>Circle>Partial Annulus

Ввести следующее:

WP X = 0 - координаты центра диска;

WPY = 0;

Rad-1 = 150 мм - внешний радиус диска;

Theta-1 = 0° - начальный угол;

Rad-2 = 21 мм - внутренний радиус диска;

Theta-2 = 90° - конечный угол.

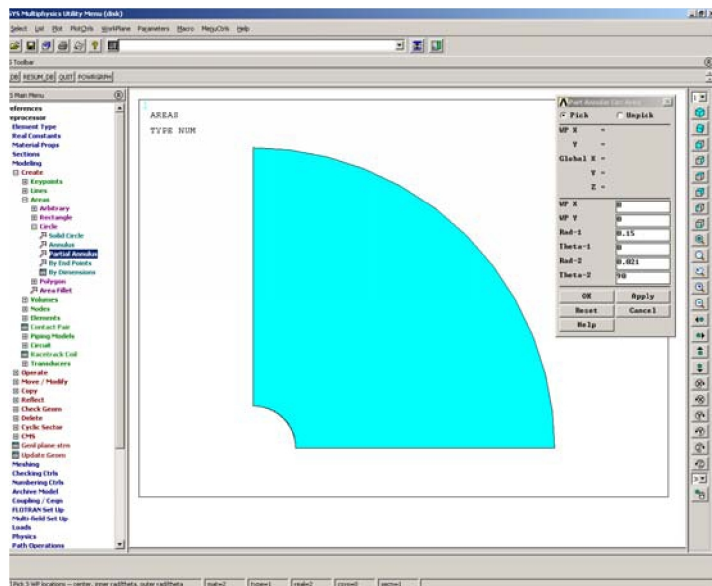


Рис. 2.1. Построение 1/4 части диска

2.2. Построение копий полученной четверти

Для этого необходимо перейти в цилиндрическую систему координат:

UM>WorkPlane>Change Active CS to Global Cylindrical,

затем воспользоваться командой копирования:

MM>Preprocessor> -Modeling- Copy>Areas.

Выбрать поверхность и нажать ОК, затем в появившемся окне ввести число копий ITIME = 4 и угол поворота в приращении координаты DY = 90°.

2.3. Построение подставки для моделирования податливой заделки

Построить линии по точкам с координатами из таблицы:

X, мм	Y, мм	Z, мм
0	0	0
0	0	40
0	0	-40

MM>Preprocessor>Create>Keypoints>In Active CS...

MM>Preprocessor>Create>-Lines- Lines>Straight Line

В дальнейшем эти линии будем использовать в качестве направляющих для построения поверхностей подставки.

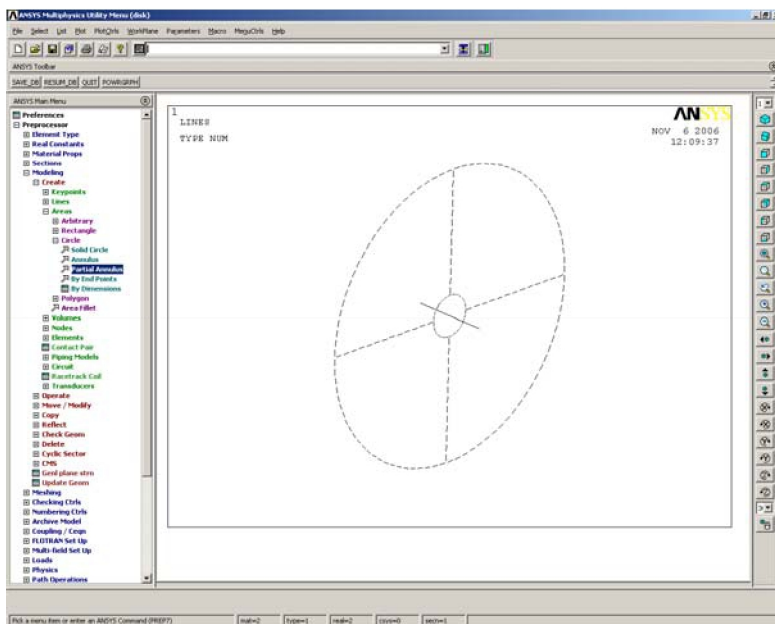


Рис. 2.2. Построение направляющих для моделирования подставки

2.4. Построение поверхности, определяющей подставку

MM>Preprocessor>Operate> Extrude> -Lines- Along Lines

Вначале необходимо выбрать линию, определяющую внутренний радиус диска и нажать ОК, затем направляющую - построенную линию.

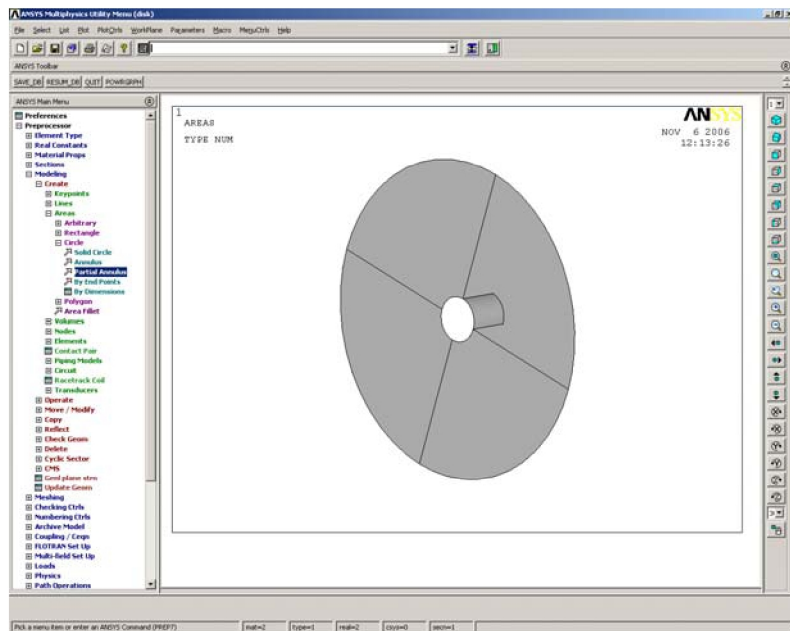


Рис. 2.3. Построенная поверхность подставки

Повторить данную операцию для оставшихся трех линий и второй направляющей.

2.5. Удаление совпадающих элементов командой

MM>Preprocessor>Numbering Cntrls>Merge Items ...

2.5. Построение сетки конечных элементов

Задать следующие свойства материалов для диска (1) и подставки (2) соответственно:

1 - материал диска	2 - материал подставки
--------------------	------------------------

модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; плотность $\rho = 7800$ кг/м ³ ; коэффициент Пуассона $\mu = 0.3$	модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{10}$ Па; плотность $\rho = 7800$ кг/м ³ ; коэффициент Пуассона $\mu = 0.3$
--	--

Назначить конечный элемент типа Shell93

MM>Preprocessor>Element Type> Add/Edit/Delete...

В появившемся окне нажать Add... и выбрать элемент типа Structural Shell под номером 93.

Построение сетки конечных элементов для диска

Создать набор реальных констант для диска:

MM>Preprocessor>Real Constants> Add/Edit/Delete...

В появившемся окне нажать Add..., выбрать элемент Type 1 Shell 93 и нажать ОК.

Ввести ТК(I) = 3 мм - толщина диска. В результате будет создана первая реальная константа.

Активизировать тип элемента Shell93, первую реальную константу и первый номер материала

MM>Preprocessor>-Attributes- Define> Default Attribs ...

Построить сетку конечных элементов на поверхности диска

Для этого зададим глобальный размер кромки элемента равный 10 мм.

MM>Preprocessor> -Meshing- Size Cntrls> -Global- Size... Затем приступим непосредственно к разбиению: MM>Preprocessor> -Meshing- Mesh> -Areas- Mapped> 3 or 4 sided

Указать все 4 поверхности диска и нажать ОК.

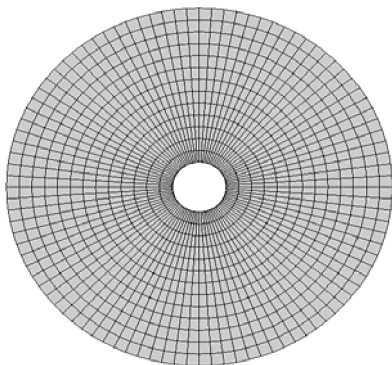


Рис. 2. 4. КЭ модель полотна диска

2.6. Построение сетки конечных элементов для подставки

Создать набор реальных констант для диска

MM>Preprocessor>Real Constants> Add/Edit/Delete...

В появившемся окне нажать Add..., выбрать элемент Type 1 Shell 93 и нажать ОК. Ввести ТК(I). = 4 мм - толщина подставки. В результате будет создана вторая реальная константа.

Активизировать тип элемента Shell93, вторую реальную константу и второй номер материала

MM>Preprocessor>-Attributes- Define> Default Attribs ...

Построить сетку конечных элементов на поверхности подставки

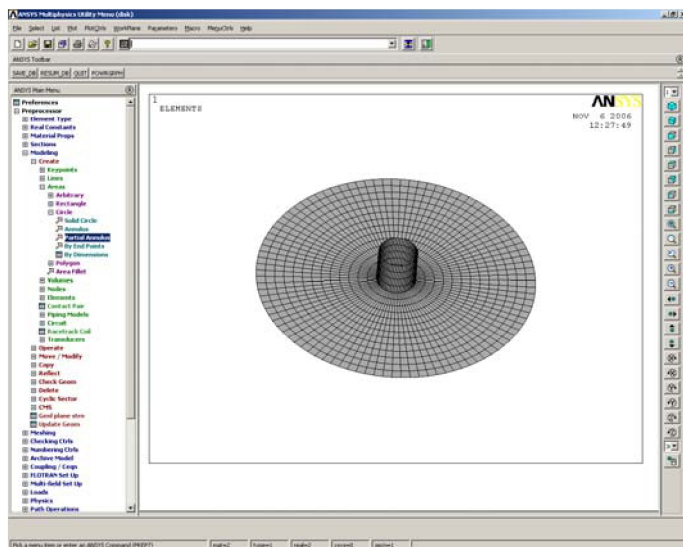


Рис. 2. 5. КЭ модель диска с подставкой

2.7. Приложение закреплений и получение решения

Необходимо выбрать крайние линии подставки, поставить метку в появившемся окне ALL DOF и нажать OK.

MM> Preprocessor>Loads> -Loads- Apply>-Structural- Displacement On Lines

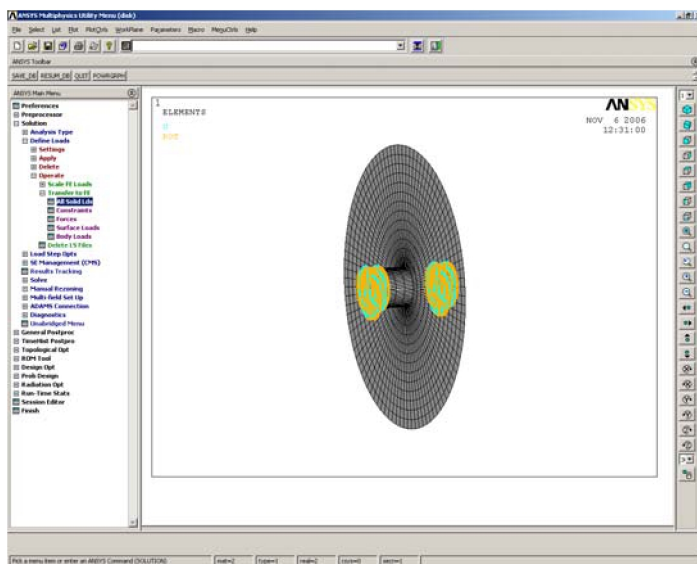


Рис. 2.6. Закрепление модели

Перейти в решатель и задать тип анализа - модальный.
 MM>Solution>New Analysis ...
 Выбрать Modal, расчет собственных форм, нажать ОК.
 Задать в опциях модального анализа и рассчитать 50 форм колебаний
 MM>Solution>Analysis Options ...
 Записать базу данных
 Отправить задачу на решение
 MM>Solution> -Solve- Current LS

2.7. Постпроцессорная обработка

Вывод всех значений рассчитанных частот
 MM> General Postproc> Resalt Summary...
 Вывод суммарных перемещений на экран
 Выбрать первую форму для отображения
 MM> General Postproc> First Set
 Вывести на экран суммарные перемещения USUM
 MM> General Postproc> Plot Results> Nodal Solutions...
 Выбрать в окне Dof sutions и USUM и нажать ОК
 Для отображения следующей частоты достаточно нажать
 MM> General Postproc >Next Set
 и перерисовать экран. Для перехода на предыдущую форму используется команда
 MM> General Postproc> Previous Set.
 Для перехода на произвольную форму
 MM> General Postproc> By Set Number ...

2.10. Введение номера формы и перерисовка экрана

2.11. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными

2.12. Задание для самостоятельного решения

Изучив пример расчета значений собственных частот и форм колебаний диска постоянной толщины, провести аналогичный анализ диска с ободом на периферии (рис. 2.7).

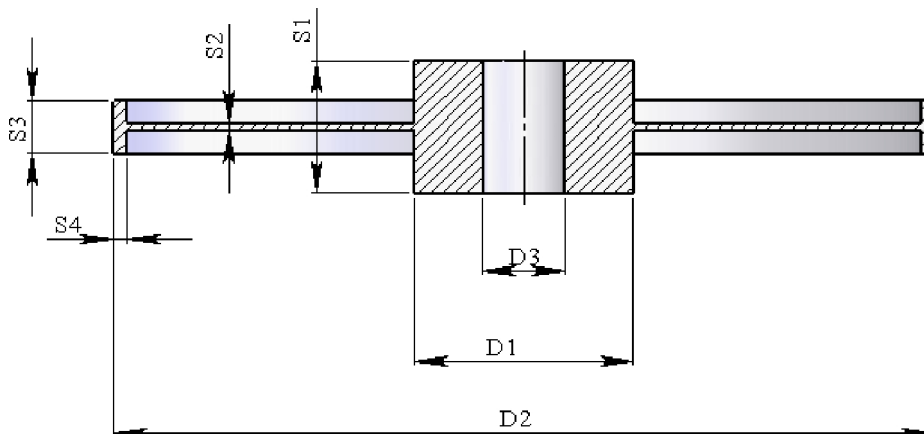


Рис. 2.7. Геометрические характеристики диска для самостоятельного решения

Геометрические параметры модельного диска

№ вар.	D1, мм	D2, мм	D3, мм	S1, мм	S2, мм	S3, мм	S4, мм
1	80	300	30	50	3	20	6
2	90	300	30	50	2	15	5
3	100	300	30	50	4	10	3
4	110	300	30	50	5	5	2
5	120	300	30	50	6	0	0

На рис. 2.8 представлены результаты расчета диска с ободом. Результаты показывают, что имеется качественное совпадение с результатами классического определения форм колебаний гладкого диска постоянного профиля. Однако наличие обода на внешнем радиусе диска приводит к отклонению и некоторому искажению частотных характеристик по отношению к исходной модели. Такое искажение характеризуется геометрией обода, что требует дополнительных исследований и новых подходов к анализу вибрационных свойств конструкций диска, что должно способствовать повышению качества и надежности турбомашин.

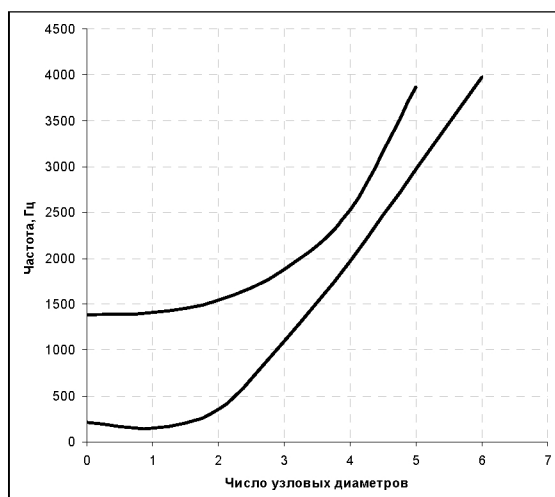


Рис. 2.8. Расчетная вибрационная характеристика диска:
 - нижняя кривая – семейство форм с узловыми диаметрами;
 - верхняя – семейство форм с одной узловой окружностью
 (узловая окружность в заделке не учитывается)

2.13. Отчет о работе

Отчет должен содержать:

- результаты эксперимента;
- результаты расчета спектра частот и форм колебаний;
- анализ результатов;
- выводы.

Заключение

Разрабатывается новая концепция проведения лабораторных работ по изучению вибрационных свойств рабочих колес. Такая концепция позволяет готовить специалистов, способных создавать рабочие колеса высокой прочностной надежности.

С этой целью изучение динамических характеристик диска предусматривается проводить в несколько этапов.

На первом - изучение спектра собственных форм и частот диска постоянной толщины (модельный диск). Для этого классическим методом рассчитываются собственные частоты диска и экспериментально определяется спектр собственных частот и форм колебаний, сравниваются результаты расчета и эксперимента. Изучение классического подхода к колебаниям диска проводится для всех специализаций факультета. При этом демонстрируются математические методы, которые студенты изучали в соответствующих разделах дисциплин математики. Предполагается, что специалист должен понимать логическую связь дисциплин математики, физики, сопротивления материалов и др. с конечным результатом – созданием элементов конструкции. Для этого должны использоваться современные вычислительные программы при выборе оптимального варианта создаваемой конструкции, а также экспериментальные методы оценки эффективности варианта.

На втором этапе – для специализации прочнистов планируется изучение динамических характеристик диска со ступицей и ободом, при этом у каждого студента будет свой вариант конструкции. Он должен составить расчетную модель и выполнить расчет (МКЭ), эксперимент, провести анализ результатов и составить классификацию спектра форм колебаний, сравнить результаты, полученные расчетом, с экспериментальными.

На третьем этапе – предлагается исследование стоячих и бегущих волн, физики их появления и влияния на вибропрочность диска и рабочего колеса в целом.

На четвертом этапе проводится исследование колебаний диска при отклонении от строгой симметрии (на периферии диска в одном месте располагается масса).

Работа завершается исследованием динамических характеристик рабочего колеса турбины или компрессора, с возможностью тензометрирования вибронапряжений по полотну диска и на лопатках с анализом форм колебаний.

Список использованных источников

1. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и др.; Под общ. ред. Д.В. Хромина. - М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
2. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. - М. Машиностроение, 1983. - 224 с.
4. Бабаков И.М. Теория колебаний, - М.: Наука, 1968. - 560 с.
5. Вибрация в технике: Справочник. В 6 т./Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. Т. 3. - 544 с.
6. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. / Под ред. И.Л. Биргера и Я.Г. Пановко. - М.: Машиностроение, 1968. Т. 3. - 567 с.
7. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов: Учебник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988. - 296 с.
8. Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей: Уч. для студентов вузов. - М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.

Учебное издание

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД
Часть 1**

Методические указания

Составители: ***Фролов Виталий Афанасьевич***
Котов Антон Сергеевич

Научный редактор *В.С. Кузьмичев*
Редакторская обработка *И.И. Проломова*
Корректорская обработка *А.А. Нечитайло*
Доверстка *К.А. Айталиева*

Подписано в печать 28.12.06. Формат 60х841/16
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2.3. Усл. кр.-отт. 2.4. Печ.л. 2.5.
Тираж 50 экз. Заказ . ИП-96 /2006

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.