

Список литературы

1. Ваничев А.П. Изв. АН СССР, ОТН.- 1946.- №12.
2. Теплофизические свойства веществ. - Справочное пособие.- ГЭИ, 1956.
3. Неймарк Б.А. Физические свойства сталей и сплавов применяемых в энергетике.- Справочное пособие.- Энергия, 1967.
4. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.- М: Физматгиз, 1963.- 708с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИК РАСЧЕТА ЖЕСТКОСТЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОР РОТОРОВ ГТД

Балякин В.Б., Сапожников М.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Применение упругих элементов в опорах газотурбинных авиационных двигателей (ГТД) вызвано рядом причин. Прежде всего, упругие элементы могут быть использованы в опоре для частотной отстройки двигателя от нежелательных резонансных частот. При использовании в опорах роторов гидродинамических демпферов (ГДД) необходима их разгрузка от веса ротора. В связи с этим в опорах роторов ГТД широкое распространение получили упругие кольца типа «Аллисон», которые впервые были использованы на одноименном двигателе фирмой «Аллисон». Упругий элемент в виде втулки с фланцем и аксиальными прорезями на цилиндрической поверхности, образующими упругие балочки, типа «беличьего колеса», используется в ТРДД Д - 36, Д - 18 и др. При использовании ГДД в радиально-упорной опоре такой упругий элемент позволяет воспринимать как вес ротора, так и осевую силу. Жесткость упругого элемента типа «беличьего колеса» при изгибных колебаниях определяется соотношением [1]

$$c = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l^3}, \quad (1)$$

где n -количество балочек; b , h , l - соответственно ширина, толщина и длина балочек; E -модуль Юнга материала упругого элемента.

Согласно [1] формула (1) верна лишь для $l \geq 30b$ при $b \approx h$. Позднее был введен поправочный коэффициент к формуле (1) [2] в виде

$$k_1 = 1 / \left(1 + \frac{2\sqrt{bh}}{l} \right)^3. \quad (2)$$

При радиальном нагружении упругого элемента типа «белчьего колеса» предполагалось, что ось подшипника перемещается в пространстве, сохраняя свое первоначальное направление, благодаря чему исключаются перекосы колец подшипника [1,2]. Это, на наш взгляд, выполняется не при всех соотношениях геометрических параметров упругой втулки. Более обоснованные результаты можно получить, если использовать усовершенствованные методики расчета, основанные на методе конечных элементов. Для расчетов воспользуемся профессиональным комплексом конечно-элементного анализа конструкций ANSYS 5.5. Метод конечных элементов (МКЭ) позволяет рассчитывать упругие элементы любой конфигурации. Для получения приемлемой по точности расчета МКЭ модели, путем оптимизации элементной сетки, необходимо результаты расчета сравнивать с экспериментальными значениями жесткости упругой втулки.

В качестве исследуемого объекта в статье рассматривается упругий элемент типа «белчьего колеса» разработанной в СГАУ экспериментальной установки для исследований динамики ротора на опорах с ГДД [3] с геометрическими параметрами: $l=34,2$ мм; $h=1,73$ мм; $b=2,7$ мм; $n=40$. Схема упругой втулки приведена на рис. 1.

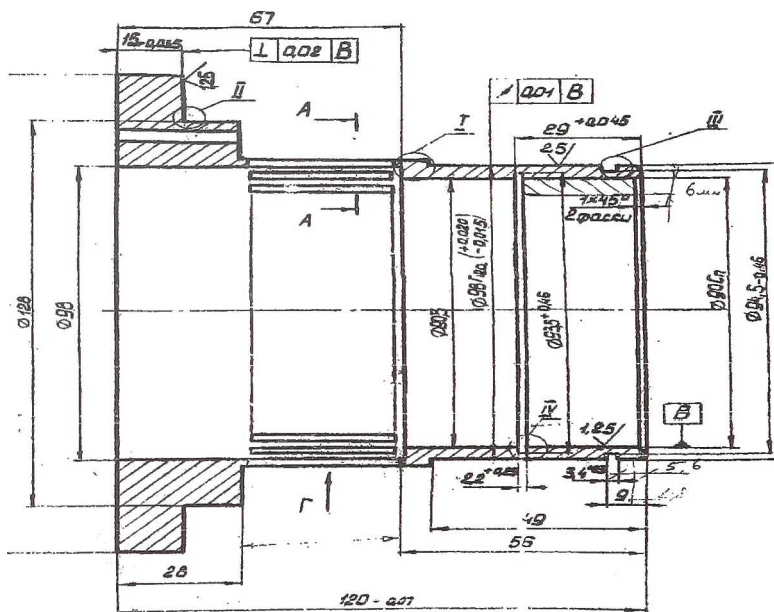


Рис. 1. Схема упругого элемента типа «белчьего колеса»

Жесткость такой упругой втулки определялась опытным путем [3]. На рис. 2 представлена схема измерения жесткости упругих элементов типа «беличьих колес».

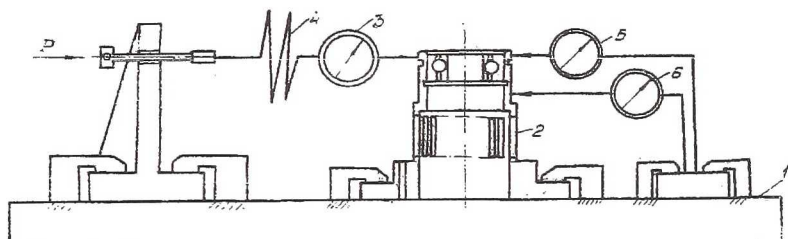


Рис. 2. Схема замера жесткости упругих элементов типа «беличьих колес»

Для экспериментального определения жесткости упругая втулка 2 устанавливается на стол 1 и с помощью механических прижимов закрепляется на столе. С одной стороны монтируется динамометр 4, через который с помощью винтового механизма прикладывается сила, фиксируемая индикатором 3. С противоположной стороны устанавливаются два индикатора часового типа 5 и 6, по показаниям которых определяется перемещение втулки под действием фиксированной силы. После статистической обработки экспериментальных данных вычислялись значения коэффициента жесткости упругой втулки. Разность показаний индикаторов 5 и 6 обозначает перекося рабочей поверхности упругой втулки, то есть отклонение ее от вертикальной оси.

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель упругой втулки типа «беличьего колеса», выполненная на основании данных рис. 1. При составлении конечно-элементной модели использован объемный конечный элемент типа «solid 45» оптимизированной формы (см. рис. 4).

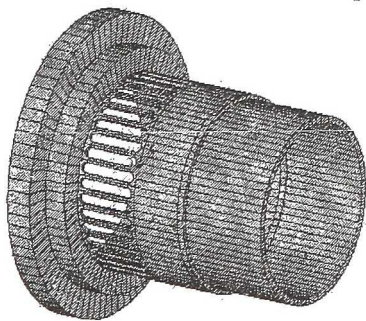


Рис. 3. Геометрическая модель упругого элемента типа «беличьего колеса»

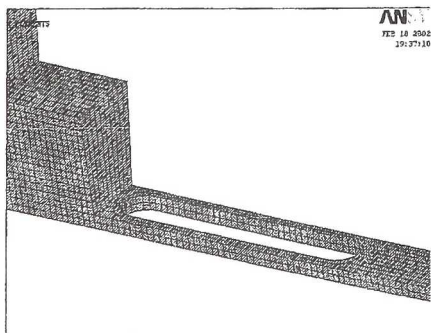


Рис. 4. Разбиение сектора упругого элемента при оптимальной форме конечных элементов

В результате расчета при нагрузке втулки сосредоточенной силой 1кН было получено в диаметрально противоположной точке перемещение величиной 188 мкм. В сравнении со среднестатистическими экспериментальными данными (при нагрузке в 1кН среднее значение перемещения равнялось 200 мкм) погрешность составляет 6%. Несоответствие рассчитанного значения перемещению в опыте объясняется погрешностью эксперимента и технологическими отклонениями размеров реального упругого элемента от теоретической модели.

Для уменьшения времени расчета, которое при использовании компьютера на базе процессора «Athlon 700» составило 23 часа, необходимо было оптимизировать конечно-элементную модель. С этой целью число разбиений объемов втулки справа и слева от упругих балочек уменьшено в десять раз, как показано на рис. 5.

Для оптимизированной модели было получено значение перемещения в рассматриваемой точке равное 185 мкм, что отличается от результата для исходной теоретической модели всего на 1,5%, при этом время расчета сократилось до одного часа.

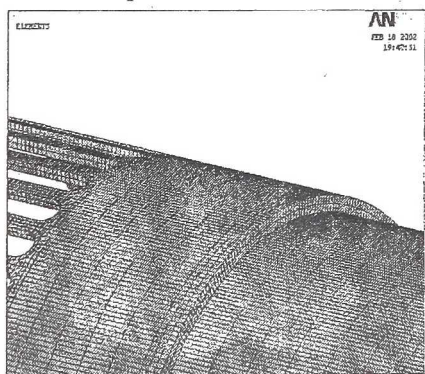


Рис. 5. Схема оптимизированного разбиения упругого элемента

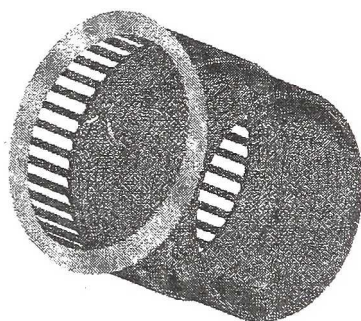


Рис.6. Усеченная конечно-элементная модель упругой втулки

Проанализировав конструкцию упругой втулки, можно предположить, что массивная фланцевая часть практически недеформируется и при составлении расчетной модели ее можно отбросить. Расчет, произведенный для теоретической модели без фланцевой части (см. рис. 6) показал, что перемещение в рассматриваемой точке уменьшилось до 183 мкм, отличие от результата для оптимизированной модели менее 1%, а для исходной модели 2,7%, причем время расчета сократилось до 20 минут. На рис. 7 представлена деформационная картина упругого элемента типа «белчьего колеса». Из рис.7 видно, что упругая втулка испытывает деформацию изгиба, а напряженное состояние, в основном, определяется напряжениями в упру-

гих балочках. Причем максимальная величина напряжений, согласно прочностным расчетам составила 450 МПа, что вдвое ниже предела прочности материала упругой втулки, изготовленной из стали 65Г. Для определения величины перекоса на конце упругой втулки, из области максимальной деформации был выделен фрагмент в виде сектора (рис.8).

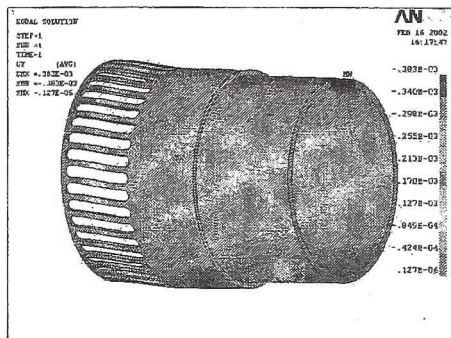


Рис. 7. Вертикальные перемещения в упругом элементе

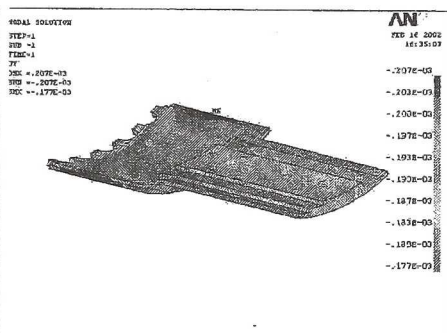


Рис. 8. Вертикальные перемещения фрагмента упругого элемента

Из рис. 8 видно, что на конце втулки деформации больше, чем в районе упругих балочек. Таким образом, имеет место перекося цилиндрической поверхности, который в рассматриваемом случае составляет 5...6 мкм. Согласно экспериментальным данным, перекося на конце исследуемой упругой втулки не превышали 5 мкм. Следовательно, для ГДД с демпферным зазором величиной $\delta = 0,1$ мм, его перекося составляет всего 5...6%. Однако величина перекося на конце упругой втулки зависит от геометрических параметров балочек. Конструкция упругого элемента типа «беличьего колеса», спроектированная для опоры перспективного двигателя НК-126 [4], со следующими геометрическими параметрами: $l=33$ мм; $h=2$ мм; $b=2,7$ мм; $n=40$; $l_0 = 56$ мм, в случае приложения радиальной нагрузки равной 800 Н, имеет расчетный перекося цилиндрической части уже 15 мкм, что составляет 15% от величины демпферного зазора $\delta=0,1$ мм. В динамике с увеличением нагрузки перекося увеличивается и может достигать 30% от величины демпферного зазора.

Жесткость упругой втулки определяется коэффициентом жесткости

$$c=F/y, \quad (3)$$

где F – сила нагружения; y – перемещение упругой втулки, замеренное в точке противоположной точке приложения силы. Для исследуемой конструкции упругого элемента (рис.1) экспериментально полученный коэффициент жесткости имеет среднее значение $c_s = 4,92 \cdot 10^6$ Н/м и среднеквадратичное

точное отклонение $\sigma = \pm 0,34 \cdot 10^6$ Н/м. Согласно результатам численных расчетов перемещений исследуемой упругой втулки получаем из уравнения (3) значения коэффициента жесткости $c = 5,32 \dots 5,46 \cdot 10^6$ Н/м, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. Расчет для аналогичного упругого элемента по аналитической зависимости (1) с учетом поправочного коэффициента k_1 дает заниженное значение коэффициента жесткости $c = 2,8 \cdot 10^6$ Н/м. Таким образом, отличие аналитического значения коэффициента жесткости от экспериментального составляет более 40%. С целью обобщения полученных результатов исследований и распространения их на весь класс таких упругих элементов рассмотрим зависимости безразмерного коэффициента жесткости $C = ch/F$ от безразмерной длины упругих балочек $L = l/h$ (рис.9) для случаев аналитического расчета, по зависимости (1) с учетом равенства (2), и численного по предложенной методике. С целью изменения жесткости опытного образца упругого элемента внутри по переходной посадке устанавливалась толстостенная втулка. Экспериментальная зависимость значений коэффициента жесткости от относительной длины упругих балочек достигалась изменением положения дополнительной втулки в осевом направлении.

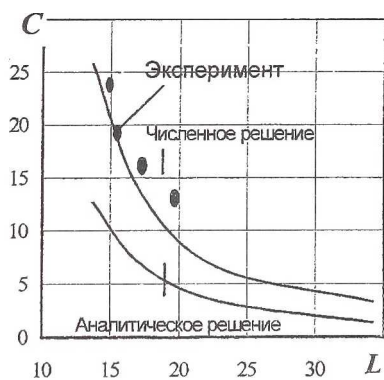


Рис. 9. Зависимость безразмерного коэффициента жесткости C от безразмерной длины упругих балочек L

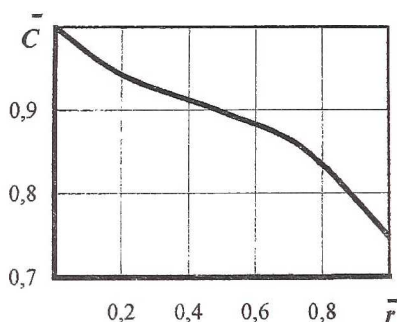


Рис. 10. График зависимости относительной жесткости \bar{C} от относительного радиуса \bar{r}

Из графиков рис. 9 видно, что с перемещением дополнительной втулки в осевом направлении жесткость упругого элемента изменяется. Такое техническое решение можно использовать для регулирования жесткости опорного узла в процессе работы. Опытные данные дают несколько

заниженные значения при использовании дополнительной втулки, что объясняется наличием зазоров, которые необходимы для обеспечения ее осевого перемещения.

Экспериментально полученные значения существенно превышают аналитические данные, что объясняется принятыми допущениями в теоретической модели аналитического расчета. В частности упругие элементы типа «беличьих колес» имеют аксиальные пазы не строго прямоугольной формы, а со скруглениями углов радиусом r , что обусловлено требованиями снижения концентраторов напряжения. В связи с этим, необходимо оценить влияние величины радиуса скругления на жесткостные характеристики упругого элемента. Исследуем влияние безразмерного радиуса скругления пазов $\bar{r} = r/b$ на относительную жесткость упругого элемента $\bar{C} = c_0/c$, где c_0 и c – коэффициенты жесткости, определяемые методом конечных элементов, для нулевого и заданного радиуса скругления, соответственно.

Из анализа графика на рис. 10 видно, что неучет радиуса скругления пазов r в расчете жесткости беличьего колеса может дать погрешность в определении коэффициента жесткости более 25 %.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что метод конечных элементов дает более достоверные результаты, чем аналитический расчет и позволяет получать картину распределения напряжений и деформаций в упругой втулке, что особенно важно для определения формы демпферного зазора, влияющего на динамические характеристики ГДД.

Список литературы

1. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.
2. Сергеев С.И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. М.: Машиностроение, 1973. 303 с.
3. Экспериментальное исследование динамики жесткого ротора на гидродинамических демпферах: Отчет о НИР / КуАИ; Руководитель А.И. Белоусов, тема 160-1, № Гос. регистрации 81004305.- Куйбышев, 1985.- 75с.
4. Балякин В.Б., Сапожников М. В. Исследование влияния упругих элементов на динамические характеристики опор роторов.- Доклад международной НТК, посвященной памяти академика Н.Д. Кузнецова.- Самара, 2001г., Ч.1.- С.149-153.