

На рис.2 приведены значения суммарных осевых составляющих контактных усилий (1) и сил трения (2) в контактах витков резьбы при мгновенном сбросе переменной нагрузки: при частоте вращения вибратора 207500 об/мин: а) при коэффициенте трения $f=0,1$; б) при коэффициенте трения $f=0,4$. Видно, что при большем коэффициенте трения больше вынужденные вибрации, после сброса нагрузки больше и остаточные вибрации и силы трения в контактах витков. То же самое происходит и при частоте вибратора 22172500 об/мин при возбуждении со стороны корпуса: в) при коэффициенте трения $f=0,1$ и г) при коэффициенте трения $f=0,4$. Можно грубо полагать так. Если нет сил трения, то никакого демпфирования нет, и при большом значении коэффициентов трения в резьбе действующих усилий, а также сил упругостей и инерционных усилий недостаточно для преодоления сил

трения в резьбе, то тоже никакого демпфирования вибраций изделий не будет. Чем больше коэффициент трения, тем больше амплитуда остаточных вибраций после сброса нагрузки. И еще, чем больше упругих элементов в изделии, тем меньше возможность демпфирования вибраций в них силами трения в резьбе.

Интенсивность вибраций изделий с резьбовыми соединениями и их демпфирование зависит от места приложения возбуждения. Если это место является пучностью собственной формы или близко к ней, то интенсивность вынужденных колебаний будет высокая. Если же это место является узлом собственной формы или близко к нему, то вибраций изделия может совсем не быть. К каждому изделию, на стадиях проектирования, и доводки необходимо подходить индивидуально с построением математических моделей динамики их.

УДК 534.282

МЕТОДИКА ВЫБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОР С ЦЕЛЬЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИХ ЗАДАННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Балякин В.Б., Барманов И.С.

Самарский государственный аэрокосмический университет

METHOD OF SELECTION OF ELASTIC-DAMPING SUPPORT GEOMETRIC PARAMETERS TO PROVIDE THEIR DESIGNATED DYNAMIC CHARACTERISTICS

Balyakin V.B., Barmanov I.S. This article presents a methodology for choosing the geometric parameters of the elastic-damping support elements to provide necessary dynamic characteristics.

Для определения оптимальных или рациональных динамических характеристик опор роторов используются различные методы решения задач динамики роторной системы [1-2]. В результате, как правило, получают оптимальные или, в крайнем случае, рациональные значения коэффициентов C_0 - жёсткости и d_0 - демпфирования опоры ротора.

Для обеспечения этих значений коэффициентов жёсткости и демпфирования должны быть выбраны соответствующие

геометрические параметры упругодемпферных опор (УДО). В авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) УДО состоит из гидродинамического демпфера (ГДД), подшипника качения и упругого элемента.

Коэффициент демпфирования системы определяется как сумма коэффициентов демпфирования отдельных элементов. В нашем случае для УДО имеем

$$d_0 = d_0 + d_n + d_y,$$

где d_δ, d_n, d_y - коэффициенты демпфирования соответственно в демпфере, подшипнике и упругом элементе.

Демпфирование в УДО в основном определяется демпфированием d_δ в ГДД, так как демпфирование в подшипнике и упругом элементе [3] несоизмеримо малы, и ими можно пренебречь.

Коэффициент демпфирования в ГДД определяется зависимостью [1]

$$d_\delta = F\tau/V,$$

где $F\tau$ - тангенциальная составляющая гидродинамической реакции смазки в демпферном зазоре ГДД; $V=e\Omega$ - линейная скорость втулки вибратора, здесь e - амплитуда колебаний ротора в опоре, а Ω - скорость прецессии ротора, которые известны из решения динамики ротора.

Тангенциальная составляющая гидродинамической реакции плёнки смазки зависит от типа ГДД (короткий или длинный), от режима течения смазки (ламинарный, турбулентный с наличием кавитации или нет) и геометрических параметров демпфера.

Тип ГДД, радиус и длина демпферной втулки определяется конструкцией УДО, поэтому необходимый коэффициент демпфирования подбирается величиной демпферного зазора и качеством обработки его рабочих поверхностей.

При этом выбранные геометрические параметры демпфера (длина, радиус, рабочий зазор) и динамические параметры роторной системы (амплитуда и скорость прецессии), а также давление подачи смазки однозначно определяют коэффициент жёсткости ГДД, который определяется зависимостью

$$C_\delta = F_R/e,$$

где F_R - радиальная составляющая гидродинамической реакции плёнки смазки [1].

Для полного охвата втулки вибратора ГДД смазкой значение радиальной составляющей гидродинамической силы очень мало и им можно пренебречь при определении коэффициента жёсткости УДО.

Коэффициент жёсткости УДО определяется зависимостью

$$C_0 = \frac{C_n(C_\delta + C_y)}{C_n + C_\delta + C_y}, \quad (1)$$

где C_n - коэффициент жёсткости подшипника качения, C_y - коэффициент жёсткости упругого элемента.

Коэффициент радиальной жёсткости подшипника имеет нелинейную характеристику от радиальной нагрузки. Причём он существенно зависит от соотношения осевой и радиальной нагрузки для шариковых радиально-упорных подшипников [3]. При соотношении осевой и радиальной нагрузки больше единицы коэффициент жёсткости возрастает. При больших значениях радиальной нагрузки коэффициент жёсткости подшипника становится настолько большим, что подшипник можно считать как жёсткую стойку $C_n = \infty$ и выражение (1) принимает вид

$$C_0 = C_\delta + C_y. \quad (2)$$

Если коэффициент жёсткости уже известен из расчёта ГДД, то из уравнения (2) находим

$$C_y = C_0 - C_\delta.$$

В УДО с ГДД в качестве упругого элемента обычно используют упругую втулку типа «беличьего колеса». Коэффициент жёсткости такой конструкции определяется зависимостью [4]

$$C_y = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l_\delta^3(1 - 8,2L_\delta^{-1,35}\bar{r})} k_1 \quad (3)$$

где n - количество балочек; b, h, l_δ - соответственно ширина, толщина и длина балочек; E - модуль Юнга материала упругого элемента, $L_\delta = l_\delta/h$, $\bar{r} = r/b$, где r - радиус скругления перехода от балочки к втулке.

Из уравнения (3) видно, что обеспечить необходимую величину коэффициента жёсткости упругого элемента наиболее рационально за счёт изменения

геометрических параметров b, h, l_0 .

Исследования показали, что из этих параметров длина балочек l_0 оказывает наименьшее влияние на жёсткость конструкции, а при малых значениях $L_0 = l_0/h < 20$ наблюдается перекося втулки в области расположения ГДД, поэтому длину балочек желательно принимать максимальной длины, которую позволяет конструкция УДО.

При изготовлении упругого элемента типа «беличьего колеса» наибольший допуск на изготовление имеет ширина балочки b , поэтому при назначении её номинального значения необходимо стремиться к возможно большим значениям. Однако желательно чтобы ширина и толщина балочек были близки по величине, а количество балочек было не менее 16. Из выше изложенного следует, что

окончательное значение коэффициента жёсткости упругого элемента необходимо обеспечивать подбором толщины балочек h .

Библиографический список

1. Белоусов, А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков. – Самара. Изд-во Самар. научн. центра РАН.- 2002.-335с.
2. Сергеев, С.И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения / С.И. Сергеев. – М.: Машиностроение, 1973, 303 с.;
3. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара, изд-во Самар. научн. центра РАН.- 2007.-253с.

УДК 621.813.534.933

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВНЕШНЕЙ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИИ ИЗДЕЛИЙ

Курушин М.И., Курушин А.М., Барманов И.С

Самарский государственный аэрокосмический университет

FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND EXTERNAL ALTERING LOAD FACTOR IN THREAD JOINT UNDER STRUCTURES VIBRATION

Kurushin M.I., Kurushin A.M., Barmanov I.S. Distribution of efforts on coils of a carving and factors of external loading is investigated at the static and dynamic appendix of loading

При исследовании поведения изделий с резьбовыми соединениями в условиях вибраций, в том числе и распределения усилий по виткам были приняты несколько вариантов простейших конструкций с резьбовыми соединениями. При исследовании их методами математического моделирования сделано ряд упрощающих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями. При исследовании динамики учитывается

влияние сил трения в контактах витков при взаимном их проскальзывании. Зависимости сил трения от давлений принимались по закону Кулона в режиме сухого трения. Упругие системы могут быть нагружены как статическими, так и переменными усилиями по любому закону и приложенными в любых местах упругой модели.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений и сил трения в контактах витков. Решения