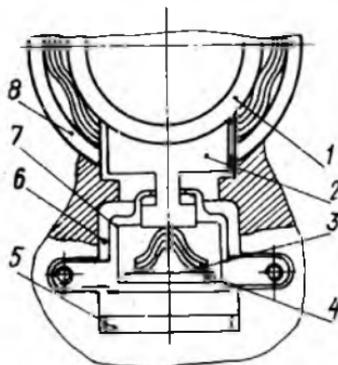


УДК 534.1, 620.178.3

В.И.Иващенко, И.Д.Зокин

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДЕМПФЕРОВ ОПОР РОТОРОВ

В тех случаях, когда требуемая жесткость демпфера невелика, действие силы веса ротора может вызывать недопустимо большое смещение вибратора. С целью разгрузки демпфирующего элемента от веса ротора и для его центрирования в опоре в конструкцию демпфера вводят разгрузочное устройство (рис.1), содержащее башмак 2, опирающийся на пружину 3 и отжимающий вибратор 1 в направлении, противоположном действию силы веса ротора. Пружина 3, выполненная в виде многослойного однопролетного гофрированного пакета, установлена на прокладку 4 в опоре 7, смонтированной в корпусе 6, запрессованном в опору ротора. Размеры опоры 7 обеспечивают при полном выбранном рабочем заворе в демпфере гарантийный зазор между башмаком 2, размещенным в прорези корпуса демпфера 8, и опорой. Это позволяет, ввинчивая отжимные винты в резьбовые отверстия фланца опоры 7, демонтировать пружину 3 без разборки опоры ротора. Требуемая деформация пружины обеспечивается предварительной тарировкой и подбором такой прокладки 4, которая бы отжимала башмак силой, равной силе веса ротора, приходящейся на опору. Центрирование ротора в опоре осуществляется подбором прокладки 5. Башмак 2 может поворачиваться в плоскости, перпендикулярной оси ротора, без скольжения по вершине гофра. Поэтому пружина 3 работает на поперечное сжатие.

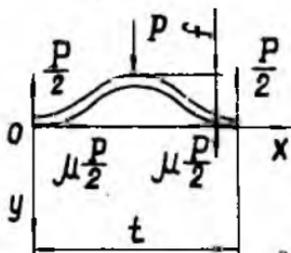


Р и с.1. Схема демпфера опоры с разгрузочным устройством

С достаточной степенью точности многослойный пакет можно рассматривать как одну ленту с жесткостью, равной сумме жесткостей входящих в него лент (1). Представим пакет как двухопорную балку (рис.2) с первоначально изогнутой осью, описываемой соотношением

$$y_0 = \frac{f}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{t}\right), \quad (1)$$

где f - начальный выгиб ленты; t - шаг гофра.



При первоначном нагружении гофра силой P_1 его концы раздвигаются. Этому смещению препятствуют силы трения $\mu \frac{P_1}{2}$, приложенные к его концам. Дифференциальное уравнение изгиба имеет вид

$$EJ \frac{d^4 y_1}{dx^4} + \frac{1}{2} \mu P_1 \frac{d^2 y_0}{dx^2} = P_1 \delta \left(x - \frac{t}{2}\right), \quad (2)$$

Р и с. 2. Схема нагружения пакета

где E - модуль упругости материала лент; J - момент инерции поперечного сечения ленты; μ - коэффициент трения скольжения; δ - импульсивная функция Дирака: $\delta = 0$ при $x \neq \frac{t}{2}$, $\delta = \infty$ при $x = \frac{t}{2}$, $\int_0^t \delta dx = 1$, $y_0 = y_0 + y_1$.

Примем, что прогиб по длине гофра распределяется по закону

$$y_1 = \tilde{y}_1 \sin \frac{\pi x}{t}, \quad (3)$$

что удовлетворяет граничным условиям.

Решая уравнение методом Галеркина, получим

$$P_1 = \frac{C_0 \tilde{y}_1}{4 - \mu \frac{\pi^2}{t} \left(\frac{8}{3\pi} f - \tilde{y}_1\right)}, \quad (4)$$

где $C_0 = 2 \frac{\pi^4}{t^3} n EJ$; n - число пластин в пакете.

При разгрузке гофра силы трения изменяют свое направление, а возникающие силы растяжения гофра преодолевают силы трения только в конце первого этапа разгрузки. Поэтому на первом этапе гофр деформируется без проскальзывания концов. Текущее значение приращения деформации на первом этапе запишем в виде

$$y_{12} = -\frac{\bar{y}_{12}}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{t}\right). \quad (5)$$

При свободных концах суммарная величина их перемещений будет следующей:

$$\Delta t = \frac{1}{2} \int_0^t \left[\frac{d(y_{01}^* + y_{12})}{dx} \right]^2 dx - \frac{1}{2} \int_0^t \left(\frac{dy_{01}^*}{dx} \right)^2 dx, \quad (6)$$

где $y_{01}^* = y_0 + y_1^*$ (здесь и далее знаком y обозначены параметры в конце процесса или этапа). Вследствие неподвижности концов гофра перемещению Δt будет соответствовать сжимающая сила:

$$N_{12} = \frac{\Delta t ES}{t} = \frac{3C_0 t}{\pi^2 h^2} \bar{y}_{12} \left(f - \frac{8}{3\pi} \bar{y}_1^*\right), \quad (7)$$

где S - площадь поперечного сечения пакета; h - толщина одной ленты.

Дифференциальное уравнение изгиба гофра на первом этапе разгрузки может быть представлено в виде

$$EJ \frac{d^4 y_{12}}{dx^4} - N_{12} \frac{d^2 y_{012}}{dx^2} + \frac{1}{2} \mu P_1^* \frac{d^2 y_{12}}{dx^2} = (P_{12} - P_1^*) \delta\left(x - \frac{t}{2}\right), \quad (8)$$

где $y_{012} = y_{01}^* + y_{12}$.

Применяя метод Галеркина, получим выражение для приращения деформации:

$$\bar{y}_{12} = \frac{P_1^* - P_{12}}{C_0 \left[1 + \frac{3}{2h^2} \left(f - \frac{8}{3\pi} \bar{y}_1^*\right)^2 \right] - \frac{1}{4} \mu \frac{\pi^2 P_1^*}{t}}, \quad (9)$$

тогда текущее значение перемещения вершины гофра на первом этапе бу-

дет

$$\tilde{y}_{12} = \tilde{y}_1^* - \tilde{y}_{12}^* \quad (10)$$

Если задано перемещение \tilde{y}_{12}^* , то сжимающую силу запишем в виде

$$P_{12} = P_1^* - \frac{\tilde{y}_{12}^*}{2} \left[2C_0 + \frac{3C_0}{h^2} \left(f - \frac{8}{3\pi} \tilde{y}_1^* \right)^2 - \frac{1}{2} \mu P_1^* \frac{\pi^2}{t} \right] \quad (11)$$

Первый этап разгрузки закончится, когда начнется проскальзывание вершин гофров в противоположном направлении. Учитывая, что в конце первичной нагрузки гофр сжат силой $\frac{1}{2} \mu P_1^*$, получим условие начала проскальзывания:

$$N_{12} = \frac{\mu}{2} (P_1^* + P_{12}) \quad (12)$$

Приращение перемещения вершины гофра в конце первого этапа разгрузки найдем, подставив (7) и (11) в (12):

$$\tilde{y}_{12}^* = \frac{2P_1^*}{C_0 \left[\frac{3}{2h^2} \left(f - \frac{8}{3\pi} \tilde{y}_1^* \right)^2 + \frac{6t}{\pi^2 h^2 \mu} \left(f - \frac{8}{3\pi} \tilde{y}_1^* \right) + 1 \right] - \frac{1}{4} \mu \frac{\pi^2}{t} P_1^*} \quad (13)$$

Перемещение вершины гофра и силу в конце первого этапа найдем соответственно из (10) и (11), подставив в них (13). На втором этапе разгрузки деформирование гофра происходит при проскальзывании его концов. Зависимость силы от перемещения точки ее приложения можно получить, не повторяя всех выкладок, если в формуле (4) поменять знак перед μ на противоположный. Если сила в конце второго этапа процесса разгрузки $P_{22}^* = 0$, то следующее нагружение описывается соотношениями первичной загрузки. При $P_{22}^* > 0$ порядок рассуждений тот же, что и при рассмотрении процесса разгрузки, но знак перед силой трения меняется на противоположный. Приведем формулы, описывающие петлю гистерезиса пакета в форме, справедливой для любого i -го процесса. Экспериментальная проверка решения, проведенная в широком диапазоне изменения параметров пакета, показала, что для удовлетворительного совпадения с экспериментом в соотношения (4) и (11) необходимо ввести поправочный коэффициент $K_2 = 1,5$, учитывающий отличие модели от реальной конструкции.

Тогда сила, деформирующая гофр со смещением и поворотом концевых сечений, описывается зависимостью

$$P_i^* = \frac{1,5C_0 \tilde{y}_i}{4 + (-1)^i \frac{\mu \pi^2}{t} \left(\frac{8}{3\pi} f - \tilde{y}_i \right)} \quad (14)$$

Здесь и далее номера i для нагруженных процессов - нечетные числа, а для разгруженных - четные.

Определим силу, действующую на первом этапе i -го процесса, когда гофр деформируется без скольжения концов:

$$P_i^* = P_{i-1}^* + \tilde{y}_{i-1} \left\{ (-1)^{i+1} C_0 \left[1 + \frac{3}{2h^2} \left(\frac{8}{3\pi} \tilde{y}_{i-1} - f \right)^2 \right] + \frac{\mu}{4} \frac{\pi^2}{t} P_{i-1}^* \right\}. \quad (15)$$

Напишем перемещение вершины гофра в i -м процессе:

$$\tilde{y}_i^* = \tilde{y}_{i-1}^* - (-1)^i \tilde{y}_{i-1}. \quad (16)$$

Приращение перемещения в конце первого этапа удобнее определять на условия сшивки процессов загрузки гофра при неподвижных и подвижных концевых сечениях гофра. Подставив (16) в (14), приравняв результат подстановки (15) и отбросив величины второго порядка малости, получим

$$\begin{aligned} \tilde{y}_i^* = & \frac{P_{i-1}^* \left[4 + (-1)^i \frac{\mu \pi^2}{t} \left(\frac{8}{3\pi} f - \tilde{y}_{i-1}^* \right) \right] - 1,5C_0 \tilde{y}_{i-1}^*}{C_0 \left\{ 2,5(-1)^i + (-1)^i \frac{6}{h^2} \left(\frac{8}{3\pi} \tilde{y}_{i-1}^* - f \right)^2 + \right.} \\ & \left. + \frac{\mu \pi^2}{t} \left[1 + \frac{3}{2h^2} \left(\frac{8}{3\pi} \tilde{y}_{i-1}^* - f \right)^2 \right] \left(\frac{8}{3\pi} f - \tilde{y}_{i-1}^* \right) \right\} - \end{aligned} \quad (17)$$

$$- P_{i-1}^* \frac{\mu \pi^2}{t} \left[2 + (-1)^i \frac{\mu \pi^2}{4t} \left(\frac{8}{3\pi} f - \tilde{y}_{i-1}^* \right) \right].$$

Перемещение вершины гофра и силу в конце первого этапа найдем из (15) и (16), подставив в них \tilde{y}_{i-1} из (17).

По условиям совместной работы упругих элементов жесткость пружины должна быть ориентировочно в 15-20 раз меньше наименьшей жесткости демпфера, что обеспечивает значительно меньшую анизотропию в

упругодемпфирующих свойствах демпфера, чем при нагружении его весом ротора без разгрузочного устройства. В передней опоре КНД одного из отечественных ГТД устанавливается демпфер с минимальной жесткостью $C_D = 16,4$ кН/мм. Тогда наибольшая жесткость пружины должна равняться

$$C = \frac{P_1^*}{\tilde{y}_1} \leq 0,820 \text{ кН/мм}. \quad (18)$$

Условие (18) может быть выполнено, если в процессе первичного нагружения под действием силы веса ротора, приходящей на опору и равной $G = 1,5$ кН, вершина гофра пружины сместится на $\tilde{y}_{1e} = 3$ мм.

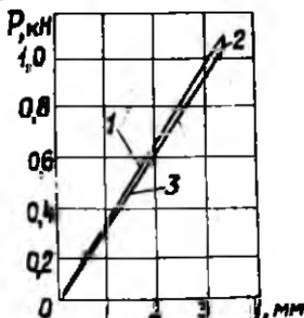
Тогда из (4) получим

$$G = \frac{1,5 C_0 \tilde{y}_{1e}}{4 - \frac{\mu \pi^2}{t} \left(\frac{b}{3\pi} f - \tilde{y}_{1e} \right)}. \quad (19)$$

Предельно допустимое радиальное смещение ротора в опоре $\tilde{y}_{np} = 0,2$ мм. Подставив в (4) вместо \tilde{y}_1 величину $\tilde{y}_{1e} + \tilde{y}_{np}$, получим наибольшее значение силы, сжимающей пружину. Кроме того, пружина должна работать на участке деформирования со слабой нелинейностью характеристики, где нет уплощения вершины гофра, т.е. максимальная безразмерная деформация

$$\sigma_{max} = \frac{\tilde{y}_{1e} + \tilde{y}_{np}}{f} \leq 0,75. \quad (20)$$

С помощью соотношений (17) — (20) могут быть подобраны параметры разгрузочной пружины, удовлетворяющие всем поставленным условиям. Для указанного демпфера опоры ротора КНД их значения составили: $n = 11$, $h = 0,4$ мм, $t = 35$ мм, $f = 4,5$ мм, ширина ленты (пакета) 25 мм.



В расчете принималось: $\mu = 0,1$, $E = 19,62 \cdot 10^4$ Н/мм², $G = 1,5$ кН.

Р и с. 3. Циклограмма поперечного сжатия разгрузочной пружины: 1—первичное нагружение; 2—первый этап разгрузки; 3—второй этап разгрузки

Разгрузочное устройство отличается компактностью, технологичностью и простотой, удобно включается в конструкции демпферов ныне существующих опор. Упругогистерезисная характеристика пакета показана на рис. 3. Разработанная методика расчета разгрузочной пружины может быть использована при решении задач о колебаниях роторов на упруго-демпфирующих опорах аналитическими и численными методами.

Л и т е р а т у р а

1. Кондрашов Н.С. Упругофрикционные характеристики демпферов с гофрированными лентами. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1972, вып. 51, с. 45-61.

УДК 621.45.452 - 135.001.57

И.П.Канунников, М.К.Сидоренко, Е.Д.Стенькин

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ СРЫВА ПРИ ДОВОДКЕ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Вращающийся срыв - одно из сложных и опасных явлений в компрессорах авиационных ГТД. Он существенно влияет на вибрационную прочность лопаток и надежность изделий.

Результаты комплексных исследований структуры и диагностических свойств виброакустических процессов на режимах вращающегося срыва [1,2] позволили разработать методику диагностики вращающегося срыва с использованием спектрального анализа процессов [3].

Разработанная методика апробировалась при испытаниях двух типов изолированных осевых компрессоров современных авиационных ГТД - пятиступенчатого (установки № 1-4) и трехступенчатого (установка № 5) - при различных сборках компрессоров по мере их доработки и доводки на к.п.д. и устойчивость. Испытуемый компрессор приводился во вращение через мультипликатор от привода газотурбинного типа. Частота вращения ротора компрессора изменялась путем изменения частоты вращения ротора привода, расход воздуха через компрессор регулировался с помощью дроссельного устройства, устанавливаемого на выходе из компрессора.

Для всех проведенных испытаний был исследован характер развития вращающегося срыва и были определены его параметры в поле напорных характеристик. С использованием разработанной методики подтверждено существование для многоступенчатых компрессоров известных ранее осо-