

Библиографический список

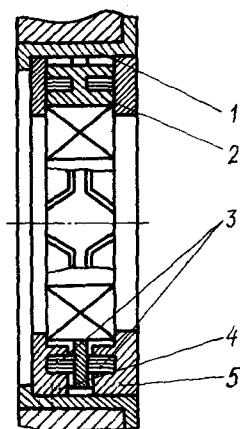
1. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Менделсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. - М.: Машиностроение, 1983. - 152 с.
2. Алексеев В.М., Покусаев В.С., Ярош В.М. Влияние износа уплотнительных поверхностей на работоспособность уплотнений клапанного типа //Механика и физика контактного взаимодействия: Сб.науч.тр. - Калинин, 1985. - С.104-106.
3. Исследование динамики исполнительных органов клапанных механизмов с демпфирующими устройствами /Д.Е.Чегодаев, Ф.М.Шакиров, В.М.Квасов, Ю.И.Кондрашов, О.П.Мулюкин //Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 154-159.
4. Оптико-волоконный датчик перемещения исполнительных органов запорной арматуры энергетических установок /В.М.Гречишников, В.М.Квасов, Ю.И.Кондрашов, О.П.Мулюкин, Д.Е.Чегодаев, Ф.М.Шакиров //Фотоэлектрические и волоконно-оптические преобразователи для систем управления вычислительной техники: Сб.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 23-29.

УДК 534.1, 629.734.4

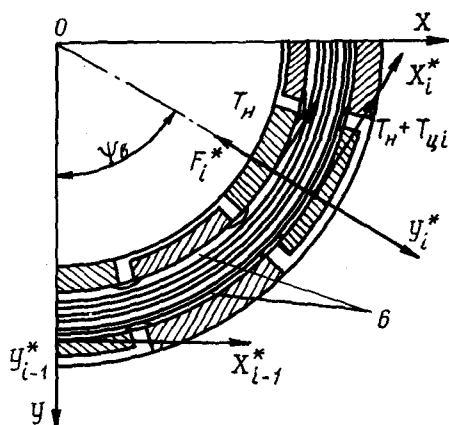
И.Д.Эскин, В.И.Иващенко

РАСЧЕТ ОДНООСНОГО НАГРУЖЕНИЯ ДЕМПИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА
ДЛЯ ОПОР РОТОРОВ ГТД

С целью получения высоких упругофрикционных характеристик и снижения анизотропии жесткости демпферов разработана конструкция, в которой упругогистерезисный элемент (пакет) можно рассматривать как систему с неизменяющимися по величине за цикл нагружения силами трения на контактных поверхностях /1/. Каждый из двух пакетов 3 демпфера (рис. 1) состоит из двух групп гофрированных лент, скатой между ними группы гладких лент и двух крайних лент с выступами 6 (рис. 2). Пакеты монтируются в кольцевые зазоры вибратора 2, имеющего сечение в виде двутавра, и статора, состоящего из двух вту-



Р и с. 1. Схема демпфирующего устройства



Р и с. 2. Система осей координат в задаче об одноосном нагружении демфера

лок 4 и 5, имеющих сечения в виде швеллера, на полках которого выполнены трапециевидные выступы, входящие в собранном демфере в ответные впадины вибратора. Посадка пакета по полкам обеспечивает его неподвижную заделку в статоре и остаточный выгиб гофров в вибраторе. При прецессировании ротора или его смещении в опоре происходит проскальзывание вибратора по пакету, сопровождаемое поперечным изгибом пакета в каждом пролете демфера. Порядок сборки демфера, определяющий граничные условия пролетов, описан в работе /2/.

Упругодемпфирующий элемент включает N одинаковых равномерно расположенных по окружности многослойных однопролетных пакетов с заделкой по концам. На каждый выступ вибратора действуют (см.рис.2) циклическая сила реакции пролета пакета F_i^* , постоянная сила трения T_N , возникающая на контактных поверхностях выступа вследствие предварительного натяга, и циклическая сила трения T_{yi} , появляющаяся на верхней или нижней полке в зависимости от направления деформирования пакета и обусловленная циклической нагрузкой на пакет.

Определение этих сил требует знания упругофрикционных характеристик пролета и величины сжимающей нагрузки на выступах вибратора, полученной при выпрямлении гофров и сборке пакетов в вибратор.

При числе пластин в пакете $n > 10 \dots 15$ в широком диапазоне

изменения конструктивных параметров лент пакеты можно рассматривать как приближенно-подобные по упругодемпфирующим свойствам. Характеристики пакетов в критериальных координатах "безразмерная циклическая сила - безразмерная деформация" могут быть заданы одним полным процессом загрузки, содержащим все этапы расколесения системы с неизменяющимися по величине за цикл нагружения силами трения на контактных поверхностях (см. таблицу в статье /3/). В работе /4/ в качестве критериальных координат выбраны безразмерная циклическая сила

$$\varrho = \frac{P}{T},$$

где P - действующая сила;

T - обобщенная сила трения, и безразмерная деформация

$$\xi = \frac{y}{a},$$

где y - вызванная силой P деформация;

a - обобщенная деформация.

При определении обобщенной силы трения найдены зависимости для начальной жесткости гофра единичной ширины без трения. Для гофра с радиусной вершиной и прямыми склонами такая зависимость имеет вид

$$C_p = 2c\varrho \left\{ \bar{c}_n^3 \left[\bar{R}^2 \sin^2 \varphi_r + \bar{c}_n^2 \bar{R} \sin \varphi_r \cos \alpha_r + \frac{1}{3} \bar{c}_n^3 \cos^2 \alpha_r + \frac{1}{4} \bar{R} \varphi_r - \bar{R}^2 (1 - \cos \varphi_r) + \bar{R}^3 \left(\varphi_r - \frac{1}{2} \sin 2\varphi_r \right) + \left[\frac{1}{2} \bar{c}_n^2 \left(\frac{1}{2} + 2\bar{R} \sin \varphi_r \right) \cos \alpha_r + \frac{1}{2} \bar{R} \sin \varphi_r (1 + 2\bar{R} \sin \varphi_r) \bar{c}_n + \frac{1}{3} \bar{c}_n^3 \cos^2 \alpha_r + \frac{1}{2} \bar{R} \varphi_r - \bar{R}^2 (1 - \cos \varphi_r) + \bar{R}^3 \left(\varphi_r - \frac{1}{2} \sin 2\varphi_r \right) \right] \left[\bar{R}^2 (1 - \cos \varphi_r) - \frac{1}{4} \bar{R} \varphi_r - \bar{R}^3 \left(\varphi_r - \frac{1}{2} \sin 2\varphi_r \right) - \bar{c}_n \bar{R} \sin \varphi_r \left(\frac{1}{2} + \bar{R} \sin \varphi_r \right) - \bar{c}_n^2 \cos \alpha_r \left(\frac{1}{4} + \bar{R} \sin \varphi_r \right) - \frac{1}{3} \bar{c}_n^3 \cos^2 \alpha_r \right] \left[\bar{c}_n (2\bar{R}^2 \sin^2 \varphi_r + \frac{1}{4} + \bar{R} \sin \varphi_r) + \bar{c}_n^2 \cos \alpha_r \left(\frac{1}{4} + 2\bar{R} \sin \varphi_r \right) + \frac{2}{3} \bar{c}_n^3 \cos^2 \alpha_r + \frac{3}{2} \bar{R} \varphi_r - 2\bar{R}^2 (1 - \cos \varphi_r) - \bar{R}^3 (2\varphi_r - \sin 2\varphi_r) \right]^{-1} \right\}^{-1},$$

где $\bar{R} = R/\ell$; $\bar{c}_n = c_n/\ell$; $R = (\ell - 2c_n \cos \alpha_r) / 4 \sin \varphi_r$ - радиус вершины гофра;

- ℓ - шаг гофра;
 b - ширина ленты;
 E - модуль упругости материала ленты;
 J - момент инерции поперечного сечения ленты;
 $\ell_{пр}$ - длина прямого участка склона гофра;
 $\varphi_{пр}$ - половина центрального угла криволинейного участка;
 $\alpha_{пр}$ - угол наклона прямого участка;
 f - начальный выгиб гофра.

Жесткость радиусного гофра без прямых склонов можно определить из формулы (I) при

$$\ell_{пр} = 0, \quad \bar{R} = \frac{f}{4\ell} + \frac{\ell}{16f}, \quad \varphi_{пр} = \arcsin \frac{1}{\ell/4f - f/\ell}.$$

Жесткость полностью расслоенного пакета описана в работе /4/ зависимостью

$$C_p = 14,3 EJ \pi \ell_1^{-3},$$

где ℓ_1 - длина пролета без заделанных концов,

а обобщенная деформация - зависимостью

$$a = \frac{T}{C_p}.$$

Для определения усилий на выступах вибратора, возникающих при сборке пакетов, решена задача о нагружении гофрированного пакета с учетом изменения геометрии вершины гофра, когда радиусная вершина принимает форму опорной поверхности. Длина "плоского" участка растет с увеличением нагрузки от вершины гофра к его концам. Рассмотрим любую половину однопролетного гофра. Уравнение нейтральной линии чисто радиусного полугофра с опиранием концов типа "шарнир-заделка" запишется в виде

$$y_0 = \frac{\ell^2}{16f} - \frac{f}{4} - \frac{\ell}{4} \sqrt{\frac{\ell^2}{16f^2} - \frac{1}{2}} \left[1 + \frac{4(\ell z - 2z^2)}{\ell^2(\ell^2/16f^2 - \frac{1}{2})} \right].$$

Выделим элементарную балку с длиной $\ell_0 = \frac{\ell}{4}$, уравнение нагружения которой имеет вид

$$EJ \frac{d^2 y}{dz^2} - \frac{P}{2} \left[\mu \left(\frac{f}{2} + y_0 \right) - \frac{\ell}{4} - z \right] = 0.$$

Обозначим длину плоского участка $2\ell_y$. На этапе нагружения с уплощением длина балки уменьшается на величину $\ell_y = \frac{\ell\theta}{2}$, где $\theta = \frac{2\ell_y}{\ell}$ — коэффициент уплощения.

Рассмотрев балку с неповорачивающимися концевыми сечениями, перемещение вершины гофра на этом этапе представим в виде

$$\tilde{y} = 2(\tilde{y}_1 + \tilde{y}_2 + |\tilde{y}_3|),$$

где $\tilde{y}_1 = R - 0,5\sqrt{4R^2 - \ell^2\theta^2}$ — перемещение сечения балки, в котором кривизна стала равной нулю, до соприкосновения гофра с опорной поверхностью на участке $2\ell_y$;

$\tilde{y}_2 = \frac{\theta(1-2\theta)\ell^2}{4\sqrt{4R^2 - \ell^2\theta^2}}$ — перемещение вершины балки в связи с поворотом этого сечения (с текущей координатой в направлении длины гофра $z = \frac{\ell}{4} - \ell_y$) из начального положения в перпендикулярное к опорной поверхности;

$\tilde{y}_3 = \frac{P_y \ell^2 (1-2\theta)^2}{64EJ} \left[B_1 - \frac{B_2 \ell (1-2\theta)}{6} + \frac{\mu \ell (1-2\theta)^2}{16B_3} \right]$ — упругая деформация балки в ее вершине;

P_y — значение силы, соответствующее уплощению вершины на участке $2\ell_y$;

μ — коэффициент трения скольжения на контактных поверхностях;

$$B_1 = \mu \left(\frac{\ell^2}{16f} + \frac{f}{4} - \frac{B_3 \ell}{4} - \tilde{y}_1 - \tilde{y}_2 \right) - \frac{\ell(1-2\theta)}{4};$$

$$B_2 = 1 - \frac{\mu}{B_3}; \quad B_3 = \sqrt{\frac{\ell^2}{16f^2} - \frac{1}{2}}.$$

Из равенства $M_{изг} \left(\frac{\ell}{4} - \ell_y \right) = -EJR^{-1}$ найдем силу P_y в виде

$$P_y = \frac{EJ}{R \left[\frac{\ell(1-2\theta)}{4} - \mu \left(\frac{f}{2} - \tilde{y}_1 - \tilde{y}_2 \right) \right]}.$$

Таким образом, при сборке пакета на выступах вибратора появляется усилие $P_H \approx K_3 P_r P_y$, где $K_3 = \frac{1,212}{2-0,37\mu f/\ell}$ — поправочный коэффициент, учитывающий отличие граничных условий реального пакета

с опиранием концов типа "шарнир-заделка" от рассмотренного пакета с заделанными концами; \mathcal{N}_r - число гофрированных лент в группе.

Система координат выступов вибратора показана на рис. 2, где x, y - координаты с началом в центре ненагруженного демпфера, совпадающем с центром опоры; x_i^*, y_i^* - координаты с началом в середине i -го пролета демпфера в ненагруженном состоянии. При основном нагружении демпфера начальное смещение вибратора $x = 0$.

Безразмерная сила, действующая на демпфер на любом j -м процессе его загрузки, может быть определена как равнодействующая всех безразмерных сил, приложенных к пролетам:

$$\bar{P}_j = \frac{P_j}{T} = S \left[\sum_{i=0}^{N-1} \gamma_{ij} \cos i\varepsilon + (2\bar{T}_H \sum_{i=0}^{N-1} |\sin i\varepsilon| + \mu \sum_{i=0}^{N-1} |\gamma_{ij} \sin i\varepsilon|) \operatorname{sign} \Delta \xi_j \right],$$

где P_j - сила, действующая на демпфер;

S - число пакетов;

N - число выступов вибратора;

ε - центральный угол между серединами соседних выступов;

i - текущий номер выступа вибратора;

\bar{T}_H - абсолютная величина безразмерной силы трения от предварительного натяга в вибраторе при монтаже, равная

$$\bar{T}_H = \frac{\mu P_H}{T};$$

γ_{ij} - безразмерная сила, действующая на i -й пролет на j -м процессе загрузки;

$\Delta \xi_j$ - приращение безразмерного смещения вибратора.

Первичный процесс загрузки пролета демпфера описывается соотношениями

$$\gamma_{ij=1} = 0,5d\gamma_T; \quad (2)$$

$$\xi_{ij=1} = 0,5d\xi_T, \quad (3)$$

где γ_T, ξ_T - табличные значения параметров загрузки пакета [3]; $d = I$ у нагрузочных процессов ($\Delta \xi_j > 0$) и $d = -I$ у разгрузочных ($\Delta \xi_j < 0$).

Любой j -й повторный процесс загрузки характеризуется соотношениями

$$\zeta_{ij} = d\zeta_T + \zeta_{0j-1}; \quad (4)$$

$$\xi_{ij} = d\xi_T + \xi_{0j-1}, \quad (5)$$

где ζ_{0j-1}, ξ_{0j-1} - безразмерные параметры в конце $(j-1)$ -го процесса.

Для безразмерного смещения ξ_j вибратора деформация i -го пролета имеет вид

$$\xi_{ij} = \xi_j \cos i\theta.$$

Из формулы (3) или (5) определим параметр ξ_{Ti} и для него по таблице статьи [3] найдем ζ_{Ti} . Используя зависимость (2) или (4), можно определить ζ_{ij} .

Безразмерная циклическая энергия, рассеиваемая в демпфере, равна

$$\Delta \bar{W} = S \left[\sum_{i=0}^{N-1} \Delta \bar{W}_{ni} + 2 \sum_{i=0}^{N-1} \Delta \bar{W}_{Hi} + \sum_{i=0}^{N-1} \Delta \bar{W}_{\zeta i} \right],$$

где $\Delta \bar{W}_{ni}$ - безразмерная энергия, рассеянная внутри i -го пролета пакета;

$\Delta \bar{W}_{Hi}$ - безразмерная энергия, рассеянная за счет работы постоянной силы трения \bar{T}_H на выступе;

$\Delta \bar{W}_{\zeta i}$ - безразмерная энергия, рассеянная за счет работы циклической силы трения $\bar{T}_{\zeta i}$ на выступе вибратора.

Энергию $\Delta \bar{W}_{ni}$ можно найти интегрированием процессов загрузки i -го пролета демпфера. Безразмерная энергия $\Delta \bar{W}_{Hi}$ может быть найдена в виде

$$\Delta \bar{W}_{Hi} = 4\bar{T}_H |\xi_0 \sin i\theta|,$$

где $\xi_0 = \frac{A}{a}$ - безразмерная амплитуда деформации;
 A - амплитуда деформации.

Безразмерная циклическая энергия $\Delta \bar{W}_{\zeta i}$ определяется из соотношения

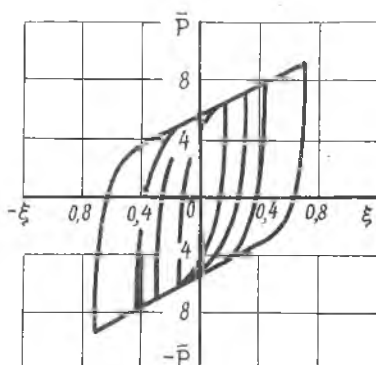
$$\Delta \bar{W}_{\zeta i} = \Delta \bar{W}_{ni} \mu |\operatorname{tg} i\theta|.$$

Выводы

1. Разработана конструкция демпфирующего устройства для опоры ротора ГТД, отличающаяся рядом положительных качеств. Коэффициент рассеивания демпфера, определяемый как $\psi = \frac{2\Delta W}{\bar{P}_0 \varepsilon_0}$, где \bar{P}_0 - амплитудное значение безразмерной силы, равен $\psi = 6...4$ во всем диапазоне рабочих амплитуд $A = 0,02...0,2$ мм по сравнению с $\psi = 4,5...2,0$ у лучшего образца демпфера с кольцевым пакетом гофрированных лент. Более высокие демпфирующие свойства устройства /I/ обеспечиваются тем, что в нем максимальная одавливающая нагрузка между слоями пакета возникает в середине пролетов, где проскальзывание максимальное.

2. Разработана модель одноосного циклического нагружения демпфирующего устройства /I/. Полученные зависимости позволяют расчетным путем подобрать конструктивные параметры демпфера, отвечающие техническим условиям на изделие.

3. Для разработанной модели одноосного нагружения демпфера составлена программа и проведено расчетное исследование на ЭВМ ЕС-1030. Поле упругогистерезисных петель одного из вариантов демпфирующего устройства, полученное в результате исследования, показано на рис. 3.



Р и с. 3. Поле упругогистерезисных петель демпфирующего устройства

Библиографический список

1. А.с. №775470 СССР. Демпфирующее устройство опор роторов турбомашин /А.И.Белюсов, И.Д.Эскин, Д.Н.Новиков //БИ.- 1980. - № 40.
2. И в а щ е н к о В.И. Сборка пластинчатого демпфера опоры ротора ГТД //Прогрессивные методы в технологии производства авиадвигателей. - Куйбышев: КуАИ, 1984. - С. 172-175.

3. Э с к и н И.Д., И в а щ е н к о В.И. Вынужденные колебания осциллятора с конструкционным демпфированием. - Куйбышев, 1982. - 36 с. - Деп. в ВИНТИ, № 882-82Деп.

4. Э с к и н И.Д. Исследование обобщенных упругофрикционных характеристик демпферов и амортизаторов авиационных двигателей: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. - Куйбышев, 1973. - 31 с.

УДК 621.822-752.3

К.Н.Явленский, А.К.Явленский, И.Н.Лукьяненко

АДАПТИВНЫЙ МЕТОД ВИБРОДИАГНОСТИКИ АВИАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Объекты авиационной техники в процессе эксплуатации испытывают воздействие целого ряда климатических и механических факторов, оказывающих существенное влияние на их надежность. Наименее надежными являются узлы, содержащие элементы трения, такие как шарикоподшипники, зубчатые передачи, контакты щеточно-коллекторного узла и др. Контактное взаимодействие элементов происходит в локальной зоне рабочих поверхностей, макро- и микрогеометрия которых являются важнейшими технологическими факторами, влияющими на эксплуатационные свойства авиационных приборов и определяющими их долговечность. В связи с этим актуальной является задача неразрушающего контроля характеристик поверхностей трения на этапе изготовления и эксплуатации авиационной техники.

К наиболее перспективным методам неразрушающего контроля относятся методы вибродиагностики /1/, разработанные на основе исследования динамических процессов изделий.

В операторной форме зависимость вибрации диагностируемого объекта от характеристик поверхностей трения может быть представлена в следующем виде:

$$X = W_1 W_2 (r) r, \quad (1)$$

где X - вектор вибрации, координатами которого являются значения амплитудного спектра вибрации авиационного устройства;

W_1 - постоянная матрица, элементы которой определяются элементами передаточной матрицы системы;