

Л и т е р а т у р а

1. С о х ф е р А.М. О расчетной модели материала МР. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Труды КуАИ - Куйбышев, 1967, вып. XXX.

2. С о х ф е р А.М., Ш а й м о р д а н о в Л.Г. Расчетная схема материала МР: Материалы научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения В.И.Ленина. - Куйбышев: КуАИ, 1970, ч. 2.

УДК 621.438

И.Д.Эсипи, Д.К.Новиков, В.Б.Балыкин

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛИННЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ С УЧЕТОМ ПОСАДКИ НА ОГРАНИЧИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ

В последнее время гидродинамические демпферы с выдавливанием пленки смазки (ДВП) для опор роторов ГТД находят все большее применение как у нас в стране, так и за рубежом. Появилось много работ, посвященных теоретическому и экспериментальному исследованию таких устройств. В работе [1] приведена методика расчета коротких ДВП, где показано, что такие демпферы имеют предельную величину относительного дисбаланса, именно:

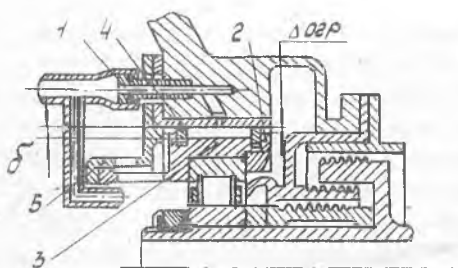
$$U = \frac{\mu}{M\delta} = \frac{\Delta}{\delta},$$

где μ - размерный дисбаланс; M - масса ротора, приходящаяся на опору; δ - величина демпферного зазора; Δ эксцентриситет центра масс вибратора.

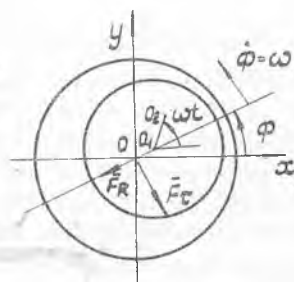
Превышение этой величины приводит к срыву характеристик демпфера. Ориентировочно критическое значение дисбаланса $\mu_{кр} = 0,3$. Повысить это значение можно увеличением демпферного зазора. Однако в коротких ДВП это приводит к резкому уменьшению демпфирующей способности, из-за чего также может возникнуть срыв характеристик.

В работе [2] показано, что в случае больших дисбалансов весьма эффективны длинные демпферы, которые, при одинаковой геометрии с коротким, имеют гораздо большую демпфирующую способность. Конструктивно длинные ДВП организуются путем постановки торцовых уплотнений. В длинных демпферах можно применять увеличенные демпферные зазоры, за счет чего, согласно соотношению (I), можно снизить величину относительного дисбаланса U . Однако весьма реальна такая ситуация, когда для обеспечения беспривной работы демпфера зазор δ превышает величину зазоров в лабиринтных уплотнениях или в проточной части двигателя.

Поэтому при увеличении амплитуды прецессии на резонансных режимах возможно повреждение гребешков лабиринтных уплотнений или касание роторных лопаток о корпус. В этом случае в конструкции демпфера необходимо предусмотреть ограничитель колебаний, который выполнен в виде буртиков 1 и 2 на вибраторе 3 (рис. 1). Диаметр буртиков подбирается таким образом, чтобы зазор $\Delta_{огр}$ между буртиком и втулкой 4 статора был меньше зазоров в лабиринтных уплотнениях. Тогда при увеличении амплитуды колебаний вибратора гребешки лабиринтных уплотнений останутся неповрежденными. Далее будет происходить обкатка вибратора по статору.



Р и с. 1. Конструкция длинного ДВП с ограничителем колебаний



Р и с. 2. Схема сил, действующих в ДВП: $Oa_1 = e$; $Oa_2 = \Delta$

Так как ограничитель находится в зоне, где имеется много масла, переходные процессы, происходящие при посадке вибратора на ограничитель и при сходе с него, будут значительно ослаблены и поэтому в работе они не рассматриваются.

До посадки на ограничитель относительная амплитуда стационарных колебаний вибратора и угол сдвига фаз между силой от неуравно-

вещности и перемещением определяются из уравнений [2]:

$$[\varepsilon(\bar{\omega}_s^2 - \bar{\omega}^2) + 2B\bar{\omega}\bar{F}_R]^2 + 4(B\bar{\omega}\bar{F}_T)^2 - U^2\bar{\omega}^4 = 0;$$

$$\operatorname{tg} \Phi_0 = \frac{2\bar{\omega}\bar{F}_T}{2B\bar{\omega}\bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_s^2 - \bar{\omega}^2)}, \quad (2)$$

где (рис. 2) $\varepsilon = e/\delta$ - относительная амплитуда; e - смещение; $\Phi_0 = \omega t - \Phi$ - сдвиг фаз между силой и перемещением; Φ - угол, характеризующий положение линии центров; ω - частота вращения; t - время; $\bar{\omega}_s = \sqrt{c/M}/\omega_p$ - безразмерный параметр, характеризующий упругость центрирующих пружин 5 (рис.2) демпфера; c - жесткость центрирующих пружин; ω_p - рабочая частота вращения; $\bar{\omega} = \omega/\omega_p$ - относительная частота вращения; $B = \delta \frac{\mu L}{M\omega_p} \left(\frac{R}{\delta}\right)^2$ - параметр демпфирования длинного ДВП; μ - коэффициент динамической вязкости масла; R, L - радиус и длина вибратора; \bar{F}_R и \bar{F}_T - безразмерные коэффициенты, определяющие радиальную и тангенциальную составляющие реакции масляного слоя:

$$\bar{F}_R = \frac{2\varepsilon^2}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)}; \quad \bar{F}_T = \frac{\pi\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{0.5}}$$

Термин "стационарные колебания" означает, что ε принимается равным 0.

Коэффициент передачи Γ , характеризующий эффективность работы ДВП и равный отношению усилия, передаваемого через демпфер к силам от неуравновешенности ротора, можно определить следующим образом. Силы, передаваемые через демпфер, равны силе инерции. Поэтому запишем

$$\Gamma = \frac{M\sqrt{x^2+y^2}}{U\omega^2}, \quad (3)$$

где x, y - декартовы координаты центра масс вибратора.

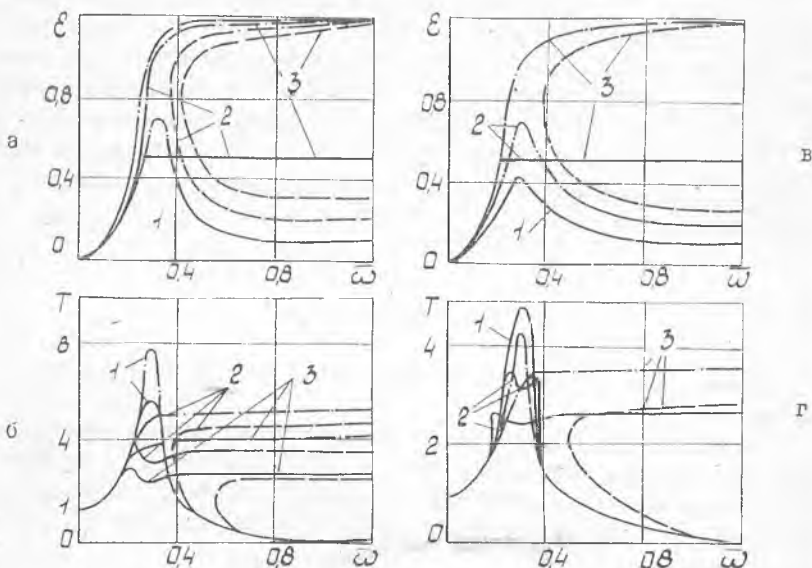
При стационарных колебаниях x и y определяются из следующих соотношений (рис. 2):

$$\left. \begin{aligned} x &= e \cos(\omega t - \Phi_0) + \Delta \cos \omega t; \\ y &= e \sin(\omega t - \Phi_0) + \Delta \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Дифференцируя (4) дважды по времени и подставляя полученные соотношения в (3), а также переходя к безразмерным величинам, получим для коэффициента передачи:

$$T = \sqrt{1 + \left(\frac{\varepsilon}{U}\right)^2 + 2\frac{\varepsilon}{U} \cos \psi_0}. \quad (5)$$

При обкатке вибратора по втулке статора амплитуда колебаний, очевидно, равна $\varepsilon_{огр}$ и не зависит от частоты. Угол сдвига фаз ψ_0 определяется из соотношения (2) при $\varepsilon = \varepsilon_{огр}$.



Р и с. 3. Зависимость амплитуды (а), (в) и коэффициента передачи (б), (г) от частоты: $\omega_s = 0,3$; $\beta = 0,005$ (а, б); $\beta = 0,02$ (в, г); 1 — $U = 0,1$; 2 — $U = 0,2$; 3 — $U = 0,3$; — с ограничителем; - - - срывной режим

Амплитудно-частотные характеристики и зависимость коэффициента передачи от частоты с учетом действия ограничителя колебаний представлены на рис. 3 (а-г). Расчеты проведены для двух значений параметра демпфирования β и для трех значений относительного дисбаланса U . Относительная амплитуда $\varepsilon_{огр}$ соответствующая об-

катке по ограничителю, принята равной 0,5. Из рис. 3,а видно, что ограничитель вступает в работу при всех трех значениях относительного дисбаланса U и дает снижение коэффициента передачи в резонансной зоне на 10-20% (рис. 3,б). После прохождения резонанса вибратор сходит с ограничителя и ДВП работает обычным образом, снижая коэффициент передачи на рабочем режиме до значений, меньше единицы. Если при отсутствии ограничителя наступает срывной режим, то, как показано в работе [3], устойчивой является ветвь, соответствующая максимальной амплитуде. Поэтому при появлении срывных режимов считается, что реализуется максимальная амплитуда колебаний, и, если она превышает величину, соответствующую зазору в ограничителе, то вступает в работу ограничитель. Например, кривые 2 и 3 (рис. 3,г) при отсутствии ограничителя на частоте, превышающей 0,3, соответствуют срывным режимам и коэффициент передачи при этом максимален. Ограничитель колебаний в этом случае снижает коэффициент передачи на 20-30%, однако он остается при этом всегда больше единицы.

Это можно показать и аналитически. Действительно, из выражения (2) при $\varepsilon = \varepsilon_{огр}$ и $\omega \rightarrow \infty$ следует, что $\Phi_0 = 0$, и таким образом, выражение (5) для коэффициента передачи принимает вид

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} T = \sqrt{1 + \left(\frac{\varepsilon_{огр}}{U}\right)^2 + 2 \frac{\varepsilon_{огр}}{U} \cos \Phi_0} = 1 + \frac{\varepsilon_{огр}}{U}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{огр}$$

В случае большого демпфирования ($B = 0,02$, рис. 3,г) ограничитель при входе в резонансную зону сначала вызывает небольшое (на 10-15%) увеличение коэффициента передачи, а при подходе к резонансу снижает коэффициент передачи на 15-20%.

Снижение коэффициента передачи в резонансной зоне объясняется тем, что при посадке на ограничитель опоры приближается по своим свойствам к жесткой, для которой, естественно, коэффициент передачи равен единице.

Таким образом, ограничитель колебаний является в ряде случаев весьма эффективным средством, снижающим вибрации и предотвращающим поломку опоры.

Следует еще раз отметить, что ограничитель колебаний имеет смысл ставить только в длинных ДВП, в которых можно применять увеличенные (до 0,5 мм) демпферные зазоры, превышающие величину зазоров в лабиринтных уплотнениях.

Л и т е р а т у р а

1. М о у х е и, Х а и. Расчет демпфирующих опор со сдвливаемой пленкой для жестких роторов: Труды Американского общества инженеров-механиков. 1974, Сер.В, № 3.

2. Н о в я к о в Д.К. Сравнение динамических характеристик коротких и длинных гидродинамических демпферов. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1979, вып. 6.

3. White D.C. *The dynamics of a rigid rotor supported on squeeze film bearing - Conference of Vibrations in rotating systems, Proc. Inst. Mech. Engrs., 1972.*