

бышев, 1976. 65 с.

Белоусов А.И., Новиков Д.К. Выбор типа гидродинамического демпфера для опор роторов ГТД // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 1986. № 3. С. 7-11.

Борздыко Е.В., Леонтьев М.К., Звонарев С.А. Анализ динамического поведения роторов с нелинейными упругодемпферными опорами. Ч. 2 // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 1987. № 4. С. 10-13.

Новиков Д.К., Балякин В.Б. Динамика ротора газотурбинного двигателя с гидродинамическими демпферами в опорах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1999. №2. С. 28-34.

Балякин В.Б. Экспериментальное исследование границ применения методик расчета гидродинамических демпферов // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 2001. № 1. С. 1-4.

Новиков Д.К. Влияние конструкторско-технологических факторов на характеристики гидродинамических демпферов // Известия ВУЗов Авиационная техника. 2000. № 3. С. 72-73.

Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учеб. Пособие / Куйышевский авиац. ин-т. Куйбышев. 1991. 94 с.

Белоусов А.И., Чегодаев Д.Е., Балякин В.Б. Принципы управления регулируемых гидродинамических демпферов // Авиационная промышленность. 1988. № 4. С. 28-29.

Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М: Физматгиз, 1959. 408 с.

Жильников Е.П., Балякин В.Б. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника // Сборник: Ракетно-космическая техника. Серия XII. Самара. 2000. Вып. 1. С. 132-141.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ ИЗМЕНЕНИЕМ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ДЕМПФЕРНОГО ЗАЗОРА

Балякин В.Б., Канунников П.И.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Использование гидродинамических демпферов (ГДД) в опорах газотурбинных двигателей (ГТД) значительно снижает амплитуду колебаний ротора и уровень вибрации на резонансе. Однако если параметры демпфера подобраны не оптимально, то это может привести к увеличе-

нию вибрации на рабочем режиме. Оптимизировать конструкцию демпфера необходимо для заданной резонансной амплитуды колебаний определенных участков ротора и минимального уровня вибрации двигателя на рабочем режиме. Оптимизационный анализ амплитудно-частотной характеристики коэффициента передачи усилия для одномассовой системы [1] показал, что на резонансе демпфирование должно стремиться к бесконечности, а при относительных частотах $\eta > 1,41$, наоборот, к минимуму. Этого можно добиться лишь путем регулирования демпфирующей характеристики ГДД, что позволяет значительно снизить уровень вибрации в корпусе двигателя во всем частотном диапазоне.

Регулирование бывает пассивным, когда оно заложено в саму конструкцию демпфера, и активным, если управление демпфированием осуществляется извне с помощью дополнительной системы регулирования. Первый вариант на наш взгляд предпочтительней, так как использование системы регулирования усложняет конструкцию и снижает надежность. Одним из способов повышения демпфирования в ГДД является увеличение сопротивления на выходе из демпферного зазора, что обеспечивает перетекание смазки в окружном направлении. Для этого по торцам демпферного зазора используют уплотнения контактного или бесконтактного типа. В опорах роторов авиационных ГТД нашли применение демпферы с уплотнениями бесконтактного типа в виде длинной торцевой щели. Демпфирование в такой конструкции зависит от параметра $B = \frac{1}{2}(\delta/\delta_s)^3 \ln\left(\frac{1}{1-L_s/R}\right)$, где δ - радиальный зазор, а R - радиус демпфера; δ_s - зазор, а L_s - длина торцевой щели [2]. Уровень демпфирования в таком ГДД может регулироваться за счет изменения величины зазора торцевой щели. Конструктивно можно добиться зависимости величины зазора торцевой щели $\delta_s = \delta_s' - \varepsilon \sin \alpha$ от амплитуды прерывания ε , где δ_s' - зазор торцевой щели при концентричном положении втулки вибратора.

Путем выполнения поверхностей, образующих торцевую щель, в виде усеченного конуса (рис.1).

Приняв величину зазора торцевой щели $\delta_s' = \delta_s \sin \alpha$, получим выражение для параметра демпфирования в виде

$$B = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(1-\varepsilon) \sin \alpha} \right]^3 \ln \left(\frac{1}{1-L_s/R} \right). \quad (1)$$

где $\varepsilon = e/\delta$ - относительный эксцентриситет, на практике изменяющийся в интервале $0 < \varepsilon < 0,8$. Значения $\varepsilon > 0,8$ реализуются крайне редко, т.к. в этом случае размерная величина рабочего зазора соизмерима с допусками.

Регулируемый демпфер тем эффективней, чем шире область его регулирования, т.е. чем выше будет демпфирование при больших амплитудах прецессии на резонансе и ниже на малых амплитудах. Изменение демпфирования можно обеспечить за счет варьирования параметра B , однако при значениях параметра $B > 5 \cdot 10^2$ демпфирование достигает устойчивого максимума, а при $B < 5 \cdot 10^{-2}$ устойчивого минимума [2]. Таким образом, эффективное регулирование в ГДД с торцовыми щелями обеспечивается в области $5 \cdot 10^{-2} < B < 5 \cdot 10^2$.

Разработана теоретическая модель гидродинамического демпфера торцовыми уплотнениями, которые регулируют расход смазки с помощью изменения сопротивления на выходе из демпфера в зависимости от амплитуды колебаний втулки вибратора. Рассматривается демпфер конечной длины и теоретическая модель строится на основании обобщенного уравнения Рейнольдса

$$\lambda_j^2 \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}_j^3 \frac{\partial \bar{p}_j}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}_j^3 \frac{\partial \bar{p}_j}{\partial \bar{z}} \right) = -8\Lambda_j \varepsilon_j \sin \varphi \quad (2)$$

Здесь $\bar{p}_j = p_j/p_a$ - безразмерное давление в слое смазки, где p_a - атмосферное давление; $\bar{h}_j = h_j/\delta_j = 1 + \varepsilon_j \cos \varphi$ - относительная толщина пленки, где h_j - толщина пленки; δ_j - радиальный зазор; φ - угловая координата; $\bar{z} = z/L_j$ - относительная осевая координата, где L_j - длина зазора; $\lambda_j = L_j/R$ - безразмерная длина; $\Lambda_j = \left(6\mu\Omega/p_a \right) \left(R/\delta_j \right)^2 \left(L_j/2R \right)^2$ - параметр сдвигания, где μ - динамическая вязкость смазки. Далее в уравнениях используется индекс $j=s$ - для уплотнений, $j=g$ - для питающей канавки, $j=c$ - для демпферного зазора.

Граничные условия для демпферного зазора с полным охватом смазкой имеют вид

$$\bar{p}_c(\varphi, 0) = \bar{p}_c(\varphi, 1) = \bar{p}_c(0, \bar{z}) = \bar{p}_c(2\pi, \bar{z}) = f_1. \quad (3)$$

Функция f_1 находится из условия равенства давления на торце демпфера атмосферному давлению p_a и из определенности давления p_1 на выходе из отверстия: $f_1(z) = (\bar{p}_1 - 1)\bar{z}^2 + 1$, где $\bar{p}_1 = p_1/p_a$.

В силу симметричности задачи относительно оси Y одно из двух граничных условий для канавки имеет вид

$$\bar{p}_c(\varphi, 0) = \bar{p}_1. \quad (4)$$

Граничные условия на стыке питающей канавки и демпферного зазора находим из условия равенства расходов смазки:

$$Q_{g \text{ вых}} = Q_{c \text{ вх}}$$

Используя для расхода выражения в безразмерном виде, получаем

$$\frac{1}{\bar{\delta}_g^3} \bar{h}_g^3 \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=1} = \bar{\delta}_s^3 \bar{h}_c^3 \frac{\partial \bar{p}_c}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=0}, \quad (5)$$

где $\bar{\delta}_g = \delta_g/\delta_c$.

Аналогично определяется граничное условие на стыке демпферного зазора и уплотнения:

$$\frac{1}{\bar{\delta}_s^3} \bar{h}_c^3 \frac{\partial \bar{p}_c}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=K_1} = \bar{\delta}_s^3 \bar{h}_s^3 \frac{\partial \bar{p}_s}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=0}. \quad (6)$$

где $K_1 = L_c/L_g$, $\bar{\delta}_s = \delta_s/\delta_c$.

На стыке канавки и демпферного зазора давление равно $\bar{p}_g$, т.е.

$$\bar{p}_g(\varphi, 1) = \bar{p}_c(\varphi, 0) = \bar{p}'_g.$$

Решая уравнение (5), получаем

$$\bar{p}_g = A \left[\frac{\bar{p}_i}{1 + 1/\Pi_g} + \frac{1}{(1 + 1/\Pi_s)(1 + \Pi_s)} - \frac{6\mu\Omega \sin \varphi}{p_a} \left(K_g + \frac{K_s}{1 + \Pi_g} \right) \right] \quad (7)$$

Здесь
$$A = \frac{1}{1 - (1 + \Pi_s)^{-1}(1 + \Pi_g)^{-1}}, \quad \Pi_g = \bar{h}_g^3 / \bar{h}_c^3 \bar{\delta}_g^3, \quad \Pi_s = \bar{h}_s^3 / \bar{h}_c^3 \bar{\delta}_s^3,$$

$$K_g = \frac{\delta_g L_g^2 \varepsilon_g + \delta_c L_c^2 \varepsilon_c}{\bar{h}_g^3 \bar{\delta}_g^3 + \bar{h}_c^3 \bar{\delta}_c^3}, \quad K_s = \frac{\delta_s L_s^2 \varepsilon_s + \delta_c L_c^2 \varepsilon_c}{\bar{h}_s^3 \bar{\delta}_s^3 + \bar{h}_c^3 \bar{\delta}_c^3}.$$

Таким же образом находим из уравнения (6) выражение для давления $\bar{p}'_s = \bar{p}_c(\varphi, 1) = \bar{p}_s(\varphi, 0)$ на стыке демпферного зазора и уплотнения.

Давление на выходе из питающего отверстия $\bar{p}_i$ получаем, приравнявая выражения расхода смазки на входе питающих отверстий и на торцах демпфера

$$\bar{p}_i = -\gamma_1 + \gamma_2 \bar{p}_0 / 2 \left(\sqrt{1 + 4/\gamma_1 + 4\gamma_1/\gamma_2 \bar{p}_0} - 1 \right),$$

где $\bar{p}_0 = p_0/p_a$ безразмерное давление подачи, $\gamma_1 = \varepsilon_g \Lambda_{sg} \sin \varphi / \bar{h}_g^3$,

$$\gamma_2 = \eta_R^2 / \bar{h}_g^6 \text{ и } \gamma_2 = -\gamma_2, \text{ если } \bar{p}_0 < -\gamma_1.$$

Здесь $\eta_R = \frac{3}{2} \frac{\mu L N d^2 C_d}{\delta^3 R} \sqrt{2/\rho p_0}$ - параметр ограничителя расхода с самокомпенсацией, где N - количество питающих отверстий, d - диаметр отверстия, C_d - коэффициент расхода, ρ - плотность смазки.

Найденные значения $\bar{p}_i$ позволяют определить расход через отверстия.

Уравнение (2) с учетом граничных условий (3), (4), (7) решается численно с помощью метода конечных разностей. В расчетной модели методом суперпозиции учитывается подача смазки через питающие отверстия. Границы области разрыва смазки определяются путем сравнения динамического давления в пленке с давлением насыщающих паров масла. Гидродинамическая сила в демпфере определяется интегрированием давления в демпферном зазоре методом Симпсона. При интегрировании в

области разрыва давление принимается равным давлению насыщающих паров масла.

Достоверность теоретической модели и используемого численного метода решения оценивалась сравнением результатов расчета для демпфера малой длины без уплотнений с аналитическим решением [3] по теории «короткого» ГДД. Оптимизация формы и размеров элементов конечно-разностной модели позволила снизить погрешность вычислений до 1% по сравнению с аналитическим решением. Осуществлено сравнение численного решения с результатами аналитического расчета для демпферов различной длины. Рассматривался демпфер без канавки, питающих отверстий и уплотнений. Для удобства анализа введены относительные параметры

$$K_r = F_r / F_{r \text{ кор}} ; K_\tau = F_\tau / F_{\tau \text{ кор}} .$$

где F_r, F_τ - составляющие гидродинамической силы, рассчитанные численным методом; $F_{r \text{ кор}}, F_{\tau \text{ кор}}$ - силы, вычисленные по аналитическим зависимостям теории «короткого» демпфера [3].

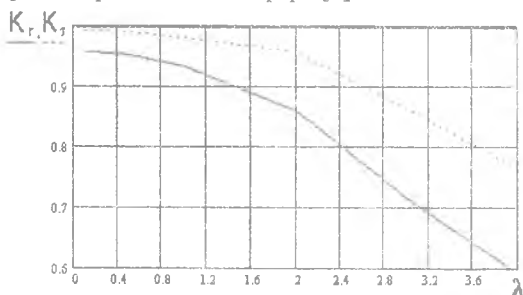


Рис. 2. Зависимости относительных составляющих гидродинамической силы от безразмерной длины λ

На рис. 2 приведены зависимости параметров K_r, K_τ от безразмерной длины λ . Из графиков видно, что с ростом параметра λ увеличивается погрешность определения гидродинамических сил, вычисленных по теории «короткого» демпфера. Полученные зависимости позволяют оценить область применения этой теории. Погрешность экспериментального определения гидродинамической силы в ГДД составляет приблизительно 10%, поэтому выберем эту величину за критерий оценки достоверности теории. Относительный параметр $K_r = F_r / F_{r \text{ кор}}$ в демпфере без питающей канавки с неуплотненным демпферным зазором принимает значения

$K_r < 0,9$ при $\lambda > 1,5$. Следовательно, область применения теории «короткого» демпфера ограничена значениями параметра $\lambda = 1,5$. Для больших значений параметра λ рекомендуется использовать методику расчета по теоретической модели демпфера конечной длины.

В методике расчета ГДД с наклонными торцовыми щелями используется теоретическая модель демпфера конечной длины, учитывающая подвод смазки через питающие отверстия и канавку.

На рис. 3, а и б приведены зависимости составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета при различных углах наклона торцевой щели для случая, когда глубина канавки равна демпферному зазору. Видно, что с уменьшением угла α составляющие гидродинамической силы возрастают.

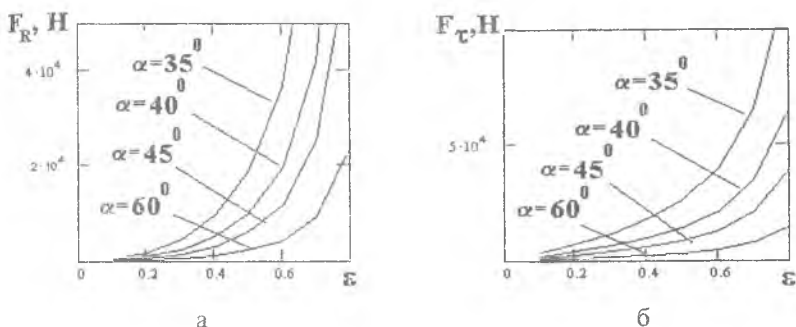
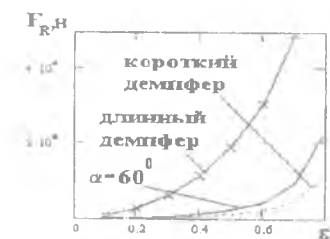


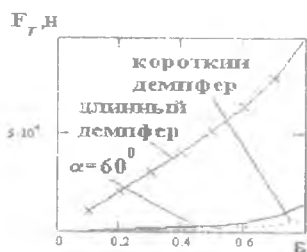
Рис. 3. Зависимости составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета для различных углов α

Эффективность регулируемого демпфера с наклонными торцовыми щелями и подводом смазки через питающие отверстия оценивалась сравнением с «коротким» и «длинным» ГДД.

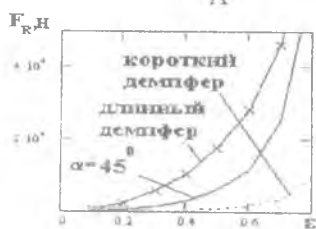
На рис. 4, а-е показаны зависимости составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета для трех типов демпферов. Из графиков видно, что регулируемый ГДД с торцовыми щелями наиболее эффективен при значениях угла $\alpha \cong 38^\circ$, так как при малых эксцентриситетах ($\epsilon \cong 0,1$) его демпфирование (тангенциальная составляющая гидродинамической силы) соответствует «короткому» демпферу, а при больших значениях ($\epsilon \cong 0,7 \dots 0,8$) приближается к значениям «длинного» ГДД.



А



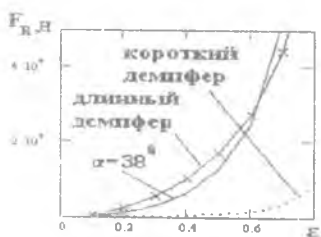
Б



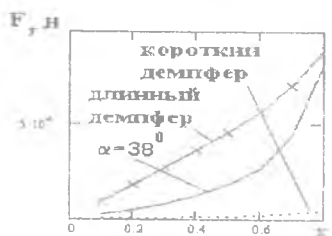
В



Г



Д



Е

Рис. 4. Зависимости составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета для различных типов ГДД

Список литературы

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний М.: Наука, 1976. 239 с.
2. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Эскин И.Д. Теория гидродинамических демпферов с цилиндрической и торцовыми щелями // Изв. Вузов. Авиационная техника. 1981. № 3. С 16-22.
3. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учеб. пособие / Куйбышевский авиац. ин-т. Куйбышев. 1991. 94 с.