

рому приближению $L = \frac{ckf}{4f_{01}}$ и т. д. Процесс приближения является быстро сходящимся. Например, при определении длины трубопровода диаметром $d = 4 \cdot 10^{-3}$ м, подсоединенною к датчику с приведенным объектом $V = 0,74 \cdot 10^{-3}$ м³ и заданными $c = 1250$ м/с, $f_{01} = 50$ Гц, процесс вычисления составляет восемь приближений и $l = 0,205$ м.

Предложенный способ расчета собственной частоты колебаний каналов измерения давления может быть применен также для расчета собственной частоты колебаний и выбора параметров непроточных магистралей систем гидроавтоматики, управления и регулирования.

Л и т е р а т у р а

1. Ржевкин С. Н. Курс лекций по теории звука. М., изд-во МГУ, 1960, 336 с.
2. Сенин В. С. Определение динамических характеристик подсоединительных каналов преобразователей при измерениях колебаний давления. Измерительная техника, 1967, № 10, с. 27–29.

УДК 621.438

Д. К. Новиков

СРАВНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРОТКИХ И ДЛИННЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ

Наиболее эффективным устройством, используемым в настоящее время для борьбы с опасными колебаниями в авиационных ГТД, является гидродинамический демпфер с выдавливанием пленки смазки (ДВП). В настоящее время известна методика [1] расчета коротких демпферов, в которых $\frac{L}{R} < 3$, где L и R — длина и радиус демпфера. В качестве основной динамической характеристики демпфера предложено принять коэффициент передачи T , равный отношению усилия, передаваемого на корпус через демпфер, к силам от неуравновешенности ротора. Коэффициентом передачи оценива-

ется эффективность работы демпфера. Если $T < 1$, то демпферная опора работает лучше жесткой.

В работе [1] выявлен также ряд безразмерных параметров, характеризующих систему ротор-опору. К ним отнесен параметр, определяющий демпфирование в коротком демпфере:

$$B_k = \frac{\mu R}{2 M \omega_p} \left(\frac{L}{\delta} \right)^3, \quad (1)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости масла; M — масса ротора, приходящаяся на опору; ω — рабочая частота вращения. Безразмерным параметром, характеризующим упругость опоры, является величина

$$\bar{\omega}_s = \frac{\sqrt{c/M}}{\omega_p},$$

где c — жесткость опоры.

Динамическую нагрузку от неуравновешенности оценивают относительным дисбалансом

$$U = \frac{u}{M \delta},$$

где u — размерный дисбаланс.

Однако при высоких динамических нагрузках, возникающих при работе ГТД, демпфирующей способности коротких демпферов может оказаться недостаточно. Более эффективными являются демпферы с уплотнительными кольцами, в которых при колебаниях вибратора жидкость перетекает по окружности, подобно тому, как это происходит в бесконечно длинных подшипниках скольжения. Поэтому такие демпферы называются длинными.

В настоящей работе исследуются стационарные колебания абсолютно жесткого ротора, установленного на двух одинаковых длинных демпферах. Уравнения движения ротора в этом случае имеют вид [1]

$$\left. \begin{aligned} M (\ddot{e} - e \dot{\Phi}^2) &= -F_R + u \omega^2 \cos(\omega t - \Phi) + c x \cos \Phi - \\ &\quad (G + c y) \sin \Phi; \\ M (e \ddot{\Phi} + 2 \dot{e} \dot{\Phi}) &= -F_z + u \omega^2 \sin(\omega t - \Phi) + c x \sin \Phi + \\ &\quad + (G + c y) \cos \Phi, \end{aligned} \right\} (2)$$

где e , Φ — полярные координаты центра вибратора относительно центра обоймы демпфера; x , y — декартовы координаты центра вибратора; c — жесткость упругого элемента демпфера; G — вес ротора; F_R , F_z — радиальная и тангенциальная

ная составляющие гидродинамической силы в демпфере; ω — частота вращения ротора.

Выражения для F_R и F_τ в предположении половинного охвата смазкой вибратора имеют вид [2]

$$F_R = 6 \mu L \frac{R^3}{\delta^2} \left[\frac{\pi \varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{1.5}} + \frac{4 \dot{\Phi} \varepsilon^2}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)} \right];$$

$$F_\tau = 12 \mu L \frac{R^3}{\delta^2} \left[\frac{2 \dot{\varepsilon}}{(1 + \varepsilon)(1 - \varepsilon^2)} + \frac{\pi \varepsilon \dot{\Phi}}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{0.5}} \right],$$

где $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ — относительная амплитуда колебаний вибратора.

В условиях стационарных колебаний ротора (круговой синхронной прецессии) имеем:

$$\dot{\varepsilon} = 0; \quad \dot{\Phi} = \omega; \quad \Phi = \omega t + \Phi_0,$$

где Φ_0 — сдвиг фаз между силой от неуравновешенности и перемещением вибратора.

Если ввести безразмерное время $\bar{t} = \omega t$, то система уравнений движения (2) примет вид

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon \left[\omega_s - \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 \right] + 2 B_{дл} \bar{F}_R &= \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 U \cos \left(\frac{\omega}{\omega_p} \bar{t} - \Phi_0 \right); \\ 2 B_{дл} \bar{F}_\tau &= \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 U \sin \left(\frac{\omega}{\omega_p} \bar{t} - \Phi_0 \right), \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где

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

Для безразмерного параметра демпфирования длинного демпфера получаем выражение

$$B_{дл} = 6 \frac{\mu L}{M \omega_p} \left(\frac{R}{\delta} \right)^3. \quad (4)$$

Из системы уравнений (3) при заданных параметрах системы ротор-опоры B , ω_s , U для любой относительной частоты $\frac{\omega}{\omega_p}$ можно определить относительную амплитуду колебаний ε и угол сдвига фаз Φ_0 , а также вычислить коэффициент передачи T по соотношению

$$T = \frac{\sqrt{\left(2 B \bar{F}_R \frac{\omega}{\omega_p} + \omega_s^2 \varepsilon \right)^2 + 4 \left(B \bar{F}_\tau \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2}}{U \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2}. \quad (5)$$

Для короткого демпфера уравнения движения (3) будут иметь аналогичный вид. Отличие заключается только в выражениях для \bar{F}_R и \bar{F}_z :

$$\bar{F}_R = \frac{\varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^2}; \quad \bar{F}_z = \frac{\pi \varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{1,5}}$$

На рис. 1 представлены результаты расчетов для короткого демпфера, из которых видно, что при $U = 0,3$ имеет место срыв характеристик, обусловленный тем, что система (3) имеет 3 возможных решения (пунктирные линии на рис. 1—3 обозначают другие решения). Авторы работы [1] называют критическим наименьший дисбаланс U , при котором наступает срыв характеристик.

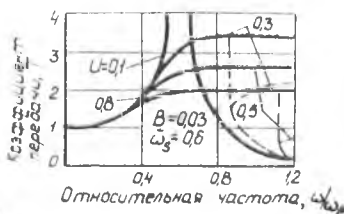


Рис. 1. Частотные характеристики короткого демпфера

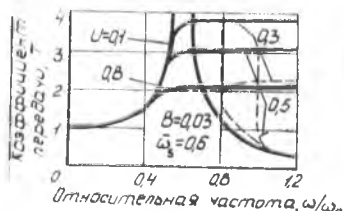


Рис. 2. Частотные характеристики длинного демпфера

На рис. 2 представлены результаты расчетов для длинного демпфера, причем расчеты проводились для одинаковых значений параметров длинных и коротких демпферов. Из сравнения рис. 1 и 2 видно, что при $U = 0,3$ у длинных демпферов так же, как и у коротких, имеется срыв характеристик. С ростом дисбаланса срыв исчезает, а коэффициент передачи уменьшается, оставаясь, однако, больше единицы. Коэффициент передачи для длинного демпфера при относительной частоте, превышающей 0,6, больше, чем для короткого демпфера, на 10—15%. Таким образом, при одинаковых параметрах демпфирования длинные демпферы несколько хуже коротких. Однако, если сравнить выражения (1) и (4), то получим

$$B_{дл} = 12 \left(\frac{R}{L} \right)^2 B_{к.}$$

Поскольку в демпферах обычно $\frac{R}{L} = 2,5 \div 5$, то получается, что $B_{дл} = (75 \div 300) B_{к.}$ Следовательно, при одной и той же величине зазора длинный демпфер будет иметь большее

демпфирование, чем короткий, и он может воспринимать, следовательно, большие динамические нагрузки.

Преимущество длинного демпфера по сравнению с коротким можно показать на следующем конкретном примере. На одном из экспериментальных ГТД был применен короткий демпфер с зазором 0,1 мм, которому соответствовали значения параметров демпфирования $B_k = 0,015$ и упругих связей опоры $\omega_s = 0,1$. Во время работы ГТД возникла столь значительная разбалансировка ротора, что относительный дисбаланс достигал значения $U = 1,5$. Проведенный расчет показал, что для таких параметров системы ротор-опоры коэффициент передачи на рабочем режиме достигал значения $T = 1,6$ (рис. 3). Это свидетельствует о том, что демпферная опора работает хуже жесткой. Увеличением параметра демпфирования можно несколько уменьшить коэффициент передачи (рис. 3, кривая для $B_k = 0,1$), но снизить его до значений $T < 1$ принципиально невозможно, поскольку при большом демпфировании опора ведет себя как жесткая.

Следовательно, при таком высоком значении относительного дисбаланса ($U = 1,5$) эффективного снижения вибраций достигнуть не удастся, поэтому необходимо снизить величину относительного дисбаланса, чего можно достичь при заданном уровне размерного дисбаланса и только увеличением демпферного зазора. Если принять зазор $\delta = 0,5$ мм, то получим $U = 0,27$. Такому значению зазора соответствует $B = 0,9 \cdot 10^{-3}$. В этом случае частотная характеристика коэффициента передачи при относительной частоте, большей 0,15, имеет срыв. Для устранения срыва необходимо поднять уровень демпфирования в системе, т. е. увеличить значение параметра демпфирования. В существующей конструкции это сделать невозможно. Если же ввести в конструкцию опоры торцовые уплотнения демпферного зазора, то образуется длинный демпфер и параметр демпфирования будет определяться соотношением (4). Путем подбора радиуса и длины демпфера можно получить $B_{дл} = 0,027$. В этом случае зависимость коэффициента передачи от относительной частоты

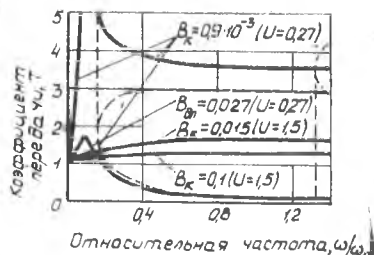


Рис. 3. Частотные характеристики коротких и длинных демпферов для экспериментального ГТД

имеет срыв при $\frac{\omega}{\omega_p} = 1,3$. Следовательно, если не превышать рабочую частоту вращения, то демпфер будет работать без срывов, причем на рабочей частоте вращения усилие, передаваемое на корпус, снижается более, чем в 10 раз по сравнению с жестко опертым ротором.

На основании изложенного выше можно предложить следующую методику выбора и расчета гидродинамического демпфера для жесткого ротора.

Заданными считаются масса ротора, приходящаяся на опору, дисбаланс, жесткость упругого элемента опоры, рабочая частота вращения и вязкость смазки. Радиус, длина и зазор в демпфере могут изменяться в некоторых пределах, определяемых конструктивными соображениями, благодаря чему можно варьировать величину параметра B .

Сначала следует оценить возможность применения короткого демпфера, т. к. он не содержит уплотнительных колец и поэтому конструктивно проще длинного демпфера. Для ориентировочной оценки величины критического дисбаланса в случае короткого демпфера можно воспользоваться результатами работы [1], приведенными на рис. 4, причем относительный дисбаланс нужно принимать несколько меньше критического. После этого находится величина демпферного зазора

$\delta = u/(UM)$, в результате чего интервал возможных значений параметра демпфирования значительно сужается и определяется только длиной и радиусом вибратора, которые в созданной конструкции могут изменяться лишь в небольших пределах.

Если в полученном интервале значений параметра демпфирования его величина, рассчитанная по соотношению (1), слишком мала для обеспечения бесрывной работы, то необходимо

переходить к длинному демпферу и вести расчет B по соотношению (4). Просчитав по описанной выше методике зависимость коэффициента передачи от частоты для ряда зна-

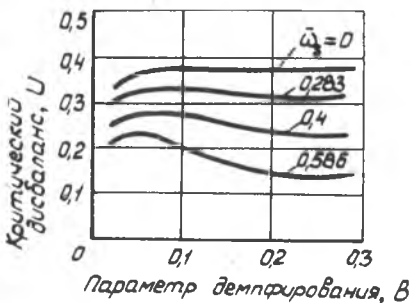


Рис. 4. Изменение критического дисбаланса U в зависимости от параметров демпфирования B и упругих связей ω

чений параметра B из полученного для него интервала значений, выбираем то значение параметра B , которое обеспечивает бесрывную работу на рабочем режиме при минимальном значении коэффициента передачи.

После определения величины параметра демпфирования можно, задавшись радиусом демпфера, определить длину короткого $L_k = \delta \sqrt[3]{\frac{2 B_k M \omega_p}{\mu R}}$ или длинного $L_{дл} = \frac{B_{дл} M \omega_p}{6 \mu} \left(\frac{\delta}{R}\right)^3$ демпфера.

Если в результате расчетов величина демпферного зазора окажется больше величины зазоров в проточной части двигателя или в уплотнениях, то в конструкции демпфера необходимо предусмотреть ограничитель колебаний.

Л и т е р а т у р а

1. Моухен, Хан. Расчет демпфирующих опор со сдвигаемой пленкой для жестких роторов. — Конструирование и технология машиностроения, М., «Мир», сер. В, 1974, № 3, с. 160—168.
2. Бурговиц А. Г., Завьялов Г. А. Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения. М., «Машиностроение», 1964, 148 с.

УДК 629.7.018

А. Г. Конев, В. И. Санчугов

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ И УСТРОЙСТВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Значительную долю затрат времени при доводке гидравлических агрегатов и систем авиационных изделий составляют экспериментальные исследования их частотных характеристик. Универсальное стендовое оборудование для таких исследований серийно не изготавливается. Вместе с тем применение универсального оборудования позволяет не только увеличить точность полученных результатов, но и значительно сократить трудоемкость проведения исследований.