

кие силы со стороны газового потока, которые могут вызвать потерю динамической устойчивости и вынужденные колебания. В данном случае рассматривается только классический флаттер [3, 4] вращающихся воздушных винтов. Скорость потока V_n и угол атаки β определялись с учетом осевой V_x и относительной окружной V_Ω скоростей потока. Задача в этом случае приводит к проблеме комплексных собственных чисел и векторов матрицы. Метод реализован для ЭЦВМ М-222. Расчеты показывают, что влияние кориолисовых сил и деформационная связь изгиба с кручением могут понижать критическую скорость флаттера [6].

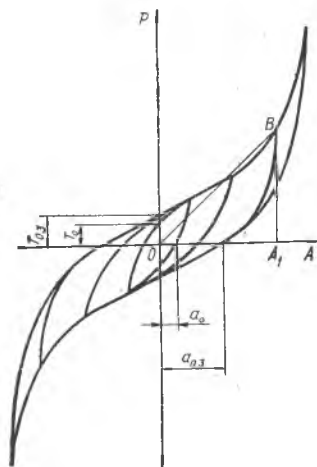
ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю. С. Уточненные уравнения свободных колебаний вращающихся стержней. В сб.: «Рабочие процессы в турбомашинах и прочность их элементов». Изд-во «Наукова думка», 1965.
2. Воробьев Ю. С. Колебания турбинных лопаток с учетом различных факторов. Применение ЭЦВМ в строительной механике. Изд-во «Наукова думка», 1968.
3. Риз П. М. Флаттер воздушных винтов. Труды ЦАГИ, 1939, вып. 391.
4. Филлипов А. П. Колебания механических систем. Изд-во «Наукова думка», 1965.
5. Филлипов А. П., Булгаков В. Н., Воробьев Ю. С., Кантор Б. Я., Марченко Г. А. Численные методы в прикладной теории упругости. Изд-во «Наукова думка», 1968.
6. Филлипов А. П., Кохманюк С. С., Воробьев Ю. С. Воздействие динамических нагрузок на элементы конструкций. Изд-во «Наукова думка», Киев, 1974.

А. А. ТРОЙНИКОВ, В. Н. ТРУБИН, Г. В. ЛАЗУТКИН К ВОПРОСУ ОБ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВАХ МАТЕРИАЛА МР

В статье делается попытка описать упруго-демпфирующие свойства материала МР, работающего на сжатие, в обобщенном виде и найти функциональные связи основных динамических характеристик изделий из МР (коэффициента динамичности и резонансной частоты) с исходными параметрами материала [2]. Полученные результаты могут послужить базой для создания методики проектировочного расчета простейших конструкций амортизаторов из материала МР.

Рис. 1. Семейство статических петель гистерезиса



Используя необходимый и достаточный признак подобия диссипативных систем [1], упруго-демпфирующие свойства материала можно описать зависимостями:

$$\psi = \Phi_1(\bar{A}), \quad \bar{C} = \Phi_2(\bar{A}),$$

где ψ — коэффициент рассеяния энергии в материале, равный отношению рассеянной за цикл энергии к максимальной потенциальной энергии деформации (пл. $\triangle OBA_1$, рис. 1),

$\bar{C} = \frac{C_{\text{ср}}}{C_p}$ — относительная жесткость,

$C_{\text{ср}} = \frac{P}{A}$ — средняя жесткость,
 P — действующая сила,
 A — амплитуда деформации,

$C_p = \frac{T}{a}$ — расслоенная жесткость (рис. 1),

a — масштабный коэффициент по перемещению,

T — масштабный коэффициент по силе, найденный так же, как и a , при условии $\bar{A} = 5$,

$\bar{A} = \frac{A}{a}$ — относительная амплитуда деформации.

Характеристики материала, приведенные на рис. 2, 3, находились экспериментально путем обработки семейств петель гистерезиса, снятых с образцов, имеющих форму цилиндра, втул-

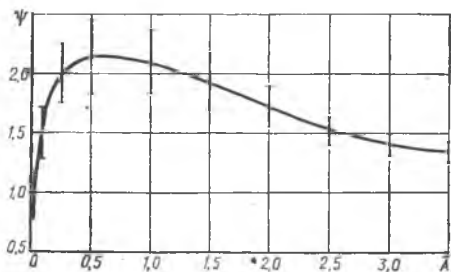


Рис. 2. Зависимость коэффициента рассеяния от относительной амплитуды деформации

ки, куба и призмы. Причинами значительного разброса характеристик явились погрешность способа изготовления упругих элементов, разница граничных условий при испытаниях, погрешность обработки результатов эксперимента и погрешность системы замера.

Решение задачи о вынужденных колебаниях нелинейной одномассовой системы в безразмерных координатах позволяет найти поле динамических характеристик для целого класса рассматриваемых амортизаторов, а также найти связь динамических характеристик системы η_p и ν_p с коэффициентами преобразования координат a и T обобщенного дифференциального уравнения:

$$A + F(\bar{A}, \text{sign } \dot{\bar{A}}) = \bar{a}_{\text{ст}} \nu^2 \sin \nu \theta, \quad (1)$$

где $\bar{a}_{\text{ст}} = \frac{a_{\text{ст}}}{a}$,

$a_{\text{ст}}$ — амплитуда вибросмещения точки подвеса,

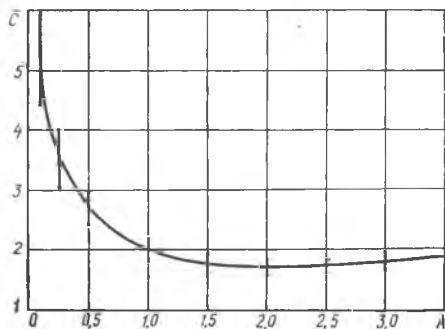


Рис. 3. Зависимость относительной жесткости от относительной амплитуды деформации

$\Theta = \sqrt{\frac{T}{am}} \cdot t$ — безразмерное время,
 t — текущее время,

$\nu = \frac{\omega_B}{\sqrt{\frac{T}{am}}}$ — относительная частота возбуждения,

ω_B — частота кинематического возбуждения,
 m — масса амортизируемого объекта.

Линеаризуя дифференциальное уравнение (1), например, методом прямой линеаризации [3], можно определить максимальную величину коэффициента динамичности

$$\eta_p = \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\psi}\right)^2} \quad (2)$$

и относительную резонансную частоту

$$\nu_p = \sqrt{\bar{C}} \sqrt{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}, \quad (3)$$

где $\eta_p = \frac{A}{a_{ст}}$. (4)

Далее из (4) путем умножения обеих частей равенства на a находится

$$a = \frac{\eta_p \cdot a_{ст}}{A}. \quad (5)$$

Из выражения относительной жесткости определяется средняя жесткость

$$C_{ср} = \bar{C} \frac{T}{a}. \quad (6)$$

Среднюю жесткость также можно найти из формулы для относительной резонансной частоты (3)

$$C_{ср} = \frac{\nu_p^2 \cdot C_p}{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}. \quad (7)$$

Приравняв (6) и (7), находим формулу для определения масштабного коэффициента по силе:

$$T = \frac{C \cdot a_{ст} \cdot f_p^2 (\eta_p^2 - 1)}{\kappa_1 \bar{A} \bar{C} \eta_p}, \quad (8)$$

где f_p — резонансная частота,

G — вес амортизируемого объекта,

$$\kappa_1 = 250 \frac{M.M.}{сек^2}.$$

Для проектирования амортизаторов с заданными характеристиками (η_p и f_p) необходимо подбирать параметры материала таким образом, чтобы численные значения величин a и T удовлетворяли соотношениям (5), (8).

Связь масштабных коэффициентов с параметрами материала осуществляется при помощи контрольного образца. Влияние каждого из параметров на величину T оценивается отношением масштабного коэффициента контрольного образца при изменении параметра, влияние которого исследуется, к масштабному коэффициенту контрольного образца с фиксированными параметрами:

$$\frac{T_{\Delta}}{T_k} = f_1, \quad \frac{T_{\rho_c}}{T_k} = f_2, \quad \frac{T_{\rho_3}}{T_k} = f_3, \dots, \quad \frac{T_{\delta}}{T_k} = f_n.$$

Контрольный образец, принятый в работе, имеет следующие фиксированные значения параметров:

$$\rho_c = 2,0, \quad \rho_3 = 0,5, \quad \delta_k = 0,2, \quad \bar{d} = 10, \quad \bar{\Delta} = 0,5,$$

где $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{Y}$ — относительный натяг,

Δ — предварительный натяг упругих элементов,

$U = 0,75U_{\text{макс}}$ — допустимая упругая деформация образца,

$Y_{\text{макс}}$ — наибольшая упругая деформация образца.

Зависимость масштабного коэффициента по силе от параметров материала будем искать в виде

$$T = T_k \frac{S}{S_k} \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot \dots \cdot f_n, \quad (9)$$

где S — площадь поперечного сечения упругого элемента с различными параметрами материала;

S_k — площадь поперечного сечения контрольного образца;

$\bar{T}_k = 0,6 \text{ кг/см}^2$ — масштабный коэффициент контрольного образца, отнесенный к площади поперечного сечения.

Подставляя в (9) функциональные зависимости, найденные экспериментально,

$$f_1 = 3(\bar{\Delta} - 0,17),$$

$$\begin{aligned}
 f_2 &= 0,55(\gamma_c - 0,23), \\
 f_3 &= 0,075(23,3 - \bar{a}), \\
 f_4 &= 0,5(\gamma_3 + 1,5), \\
 f_5 &= 2(0,7 - \delta),
 \end{aligned}$$

запишем окончательный результат

$$T = k_2 S(\bar{\Delta} - 0,17)(\bar{\gamma}_c - 0,035)(23,3 - \bar{a})(\bar{\gamma}_3 + 0,192)(3,5 - \bar{\delta}), \quad (10)$$

где $\bar{\gamma}_c = \frac{\gamma_c}{\gamma_n}$, $\bar{\gamma}_3 = \frac{\gamma_3}{\gamma_n}$, $\bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_k}$, $k_2 = 1,0$ кг/см².

Аналогично можно найти зависимость масштабного коэффициента по деформации от исходных параметров материала

$$a = \frac{10 \sigma_{тн} H_c}{E_n} [(4 - 7,8\bar{\gamma}_c)(0,22 - 1,1\bar{\gamma}_3 + 0,005\bar{a}) + 0,78\bar{\gamma}_c - 0,3], \quad (11)$$

где H_c — высота упругого элемента.

Рассмотренный способ описания упруго-демпфирующих свойств материала МР и зависимости (5), (8), (10), (11) могут быть использованы для расчета простейших амортизаторов и демпферов из материала МР, работающего на сжатие в направлении силы прессования, без учета линейных нагрузок, действующих на амортизирующий объект.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лазуткин Г. В., Трубин В. Н., Тройников А. А. О подобии диссипативных систем по упруго-фрикционным характеристикам. В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1975, вып. 1(68), стр. 50—52.
2. Тройников А. А. К вопросу о прочности материала МР при сжатии. В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1975, вып. 1(68), стр. 52—54.
3. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. «Машиностроение». М., 1967.

А. А. ТРОЙНИКОВ

НЕКОТОРЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ОБ УПРУГИХ СВОЙСТВАХ МАТЕРИАЛА МР

Упругие возможности материала МР при сжатии можно оценить величиной упругого восстановления [1]. Однако дефор-