

Таким образом, расчетно-экспериментальный анализ результатов статических, циклических и динамических испытаний позволил рассмотреть вопрос о допустимых размерах дефектов в лопасти и критических числах циклов нагружения. Обращает на себя внимание резкое увеличение коэффициентов интенсивности напряжений и повышение скоростей развития усталостных трещин на определенной стадии циклического нагружения, что указывает на необходимость более тщательного дефектоскопического контроля трещин в лопастях не по количеству часов полета, а по числу взлетов и посадок. Назначение сроков периодического контроля, обеспечивающих безопасность полетов при эксплуатации лопастей по состоянию, требует дополнительных статистических данных об эксплуатационной нагруженности, законах развития усталостных трещин и характеристиках трещиностойкости материала.

Библиографический список

1. Степнов, М. Н. Сопротивление лопастей воздушных винтов самолетов Проблемы прочности / М. Н. Степнов, А. С. Серегин, О. В. Леонова, Ю. Л. Сухоросов, Е. Н. Куликов, Э. В. Дунаев. 1977. № 5.
2. Савкина, И. А. Прочность и долговечность авиационных конструкций. Обзор по материалам иностран-

ной печати / И. А. Савкина, В. В. Кирич. М. : ЦНТИ ГА, 1976.

3. Партон, В. З. Механика упругопластического разрушения / В. З. Партон, Е. М. Морозов. М. : Наука, 1974.
4. Махутов, Н. А. Характеристики механики разрушения в связи с размерами трещин / Н. А. Махутов, В. В. Москвичев // Машиноведение. 1983. № 6. С. 67–71.
5. Трещиностойкость и механические свойства конструкционных материалов технических систем / В. В. Москвичев, Н. А. Махутов, А. П. Черняев и др. Новосибирск : Наука, 2002.
6. Андрейкив, А. Е. К теории предельного равновесия цилиндрического образца с внешними кольцевыми трещинами / А. Е. Андрейкив, В. В. Панасюк, Н. Н. Панько // ФХММ. 1974. № 3. С. 29–39.
7. Дефектоскопия деталей при эксплуатации авиационной техники / под ред. П. И. Беды. М. : Воениздат, 1978.
8. Браун, У. Испытания высокопрочных металлических материалов на вязкость разрушения при плоской деформации / У. Браун, Дж. Сроули ; пер. с англ. под ред. Б. А. Дроздовского. М. : Мир, 1972.
9. Васильченко, Г. С. Расчет на прочность массивных конструкций, содержащих дефекты / Г. С. Васильченко, Е. М. Морозов // Вестник машиностроения. 1977. № 3. С. 72–77.

N. A. Makhutov, V. V. Moskvichev, A. S. Seregin, M. N. Stepanov

ESTIMATION OF PLANE'S BLADE MARGINAL STATES

The main types of plane's blade marginal states are considered. Experimental calculated estimation of the retained strength and blade life time at static and cyclic loading are calculated. The ultimate and permissible dimension of cracks are determined. The calculated exhaust curves are received. It let make a conclusion about safety life time factor with the initial malfunction availability.

Keywords: exhaust safety, blades, constructions, planes.

УДК 531:519.6

Р. Н. Хамитов

УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ АМОРТИЗИРУЕМОГО ОБЪЕКТА С ПАССИВНОЙ СИСТЕМОЙ ДЕМПФИРОВАНИЯ

Исследуются угловые движения амортизируемого объекта с упругим подвесом и пассивным демпфированием. Рассмотрены приближенные решения для нестационарного сейсмоздействия и приводятся результаты численного моделирования переходных процессов с помощью прикладной программы Matlab.

Ключевые слова: угловые движения, пассивная система демпфирования.

Особое место при анализе динамики амортизируемых объектов (АО) занимают угловые движения. Крупногабаритный объект можно рассматривать в первом приближении как абсолютно твердое тело на упругом подвесе, а возмущение, действующее на объект со стороны основания, как кинематическое возмущение. В этом случае, как это следует из справочника [1], для простейшего одномерного случая прямолинейного движе-

ния и при кинематическом гармоническом возмущении со стороны основания цель защиты объекта может заключаться в уменьшении амплитуды абсолютного ускорения (перегрузки) объекта. Степень реализации цели характеризуется безразмерным коэффициентом эффективности K :

$$K = a / (w^2 x_0),$$

где a – ускорение объекта; w – частота возмущения; x_0 – амплитуда возмущения.

С учетом безразмерных параметров $z = w/w_0$ и $n = n/w_0$, где w_0 – собственная частота колебаний объекта; n – коэффициент демпфирования в подвеске объекта. Коэффициент K имеет вид

$$K = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}$$

Величина $K \leq 1$ обеспечивается в частотном диапазоне $z \geq \sqrt{2}$. При этом эффективность виброизоляции выше, если подвес обладает малым демпфированием и, естественно, для этого случая идеальным будет подвес с $n = 0$. Отметим, что все вышесказанное относится, при сделанных предположениях, и к угловым колебаниям. Однако при негармонических воздействиях (типа ударная волна и т. д.) приходится разрешать очевидные противоречия:

– слабое демпфирование обеспечивает хорошую виброизоляцию при длительных гармонических воздействиях (т. е. при рассмотрении только установившихся колебаний объекта), но при единичных воздействиях в такой системе могут возникать колебания со значительной амплитудой на собственной частоте w_0 ;

– увеличение коэффициента демпфирования наряду с уменьшением амплитуды собственных колебаний повышает величину усилия, передающегося из-за движения основания на объект через упругий подвес с демпфированием.

Вследствие вышеизложенного, решение проблемы амортизации объекта с кинематическим возбуждением представляет всегда компромиссную задачу. Эта задача, для пассивных упруго-демпфирующих элементов подвеса, решается подбором оптимальных значений коэффициентов упругости и демпфирования и может быть успешно решена для любого вида кинематического воздействия введением управляемой виброзащиты (активных виброзащитных систем) [2].

При исследовании угловых движений объекта в первом приближении можно рассматривать только плоское движение, так как взаимовлияние колебаний достаточно мало. Расчетная схема для анализа движения объекта в случае пассивных упруго-демпфирующих элементов представлена на рис. 1.

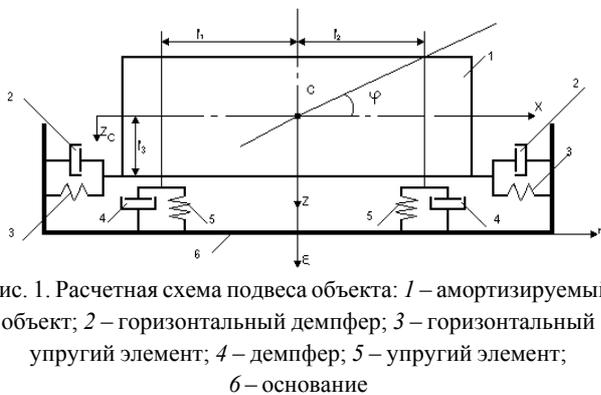


Рис. 1. Расчетная схема подвеса объекта: 1 – амортизируемый объект; 2 – горизонтальный демпфер; 3 – горизонтальный упругий элемент; 4 – демпфер; 5 – упругий элемент; 6 – основание

При составлении дифференциальных уравнений движения будем полагать, что в статическом положении сила тяжести тела с массой m уравновешена силами упругос-

ти, координата Z_c отсчитывается от положения равновесия, движение по координате X не рассматривается. При таких предположениях и в случае упругих элементов с линейной нагрузочной характеристикой дифференциальные уравнения малых движений можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} m \ddot{z}_c &= -b(z_1 + z_2) - c(z_1 + z_2); \\ J_c \ddot{\varphi} &= -bl_1 \dot{z}_1 + bl_2 \dot{z}_2 - cl_1 z_1 + cl_2 z_2 + \eta \cdot 2cl_3 + \eta \cdot 2bl_3; \\ z_1 &= z_c + \varphi l_1 - \xi; \\ z_2 &= z_c - \varphi l_2 - \xi, \end{aligned} \quad (1)$$

где J_c – момент инерции объекта относительно центра масс; c – коэффициент жесткости упругой подвески 5; b – коэффициент вязкого трения в пассивных демпферах 4; l_1, l_2 – расстояния от центра масс до линии приложения упругих и демпфирующих сил; Z_c, φ – обобщенные координаты; ξ – вертикальные перемещения основания; η – горизонтальные перемещения основания; c_1 – коэффициент жесткости горизонтальной упругой подвески; b_1 – коэффициент вязкого трения в демпферах 2.

Компоновка амортизируемого объекта обычно такова, что центр масс практически совпадает с центром упругости от элементов 5 и, как показывает проведенное исследование уравнений (1), при неподвижном основании ($\xi = 0, \dot{\xi} = 0$) коэффициенты связи продольно-угловых и вертикальных колебаний малы и можно принять допущение о независимости продольных угловых колебаний от вертикальных. В этом случае угловые колебания будут описываться дифференциальным уравнением

$$J_c \ddot{\varphi} + 2bl^2 \dot{\varphi} + 2cl^2 \varphi = -c\Delta l \xi - b\Delta l \dot{\xi} + 2c_1 \eta l_3 + 2b_1 \eta l_3, \quad (2)$$

где $\Delta l = l_1 - l_2$, или приводя к нормальному виду получим

$$\ddot{\varphi} + 2\xi\omega_0 \dot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = -n_1 \xi - n_2 \dot{\xi} + d_1 \eta + d_2 \dot{\eta}, \quad (3)$$

где $\omega_0^2 = \frac{2cl^2}{J_c}$; $2\xi\omega_0 = \frac{2bl^2}{J_c}$; $n_1 = \frac{c\Delta l}{J_c}$; $n_2 = \frac{b\Delta l}{J_c}$; $d_1 = \frac{2c_1 l_3}{J_c}$; $d_2 = \frac{2b_1 l_3}{J_c}$.

Динамика угловых колебаний для математической модели в соответствии с уравнением (3) определена для следующих параметров объекта:

$$\begin{aligned} L &= 12 \text{ м}; L_3 = 3 \text{ м}; C = 1500 \text{ кН/м}; P = mg = 1,55 \cdot 10^3 \text{ кН}; \\ J_c &= 8,731 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \omega_0 = 7,03 \text{ 1/с}; \xi = 0,5 - 0,7 \text{ м}; \Delta L = 2 \text{ м}. \end{aligned}$$

Параметры возмущения заданы в виде перемещения ξ основания при сейсмическом воздействии в соответствии с экспериментальным графиком записи перемещения основания (рис. 2).

Оценка угловых колебаний произведена численным интегрированием уравнения (3) правой части с помощью прикладной программы Matlab (рис. 2). Результат решения выражения (3) при сейсмовоздействии показан на рис. 3:

$$\xi \cdot 10^{-2}, \text{ м.}$$

Численное решение уравнений и их анализ в среде Matlab при различных значениях коэффициентов ξ, C и C_1 , массы амортизируемого объекта, размеров L и L_3 показали, что при сейсмовоздействиях амплитуда колебаний по углу φ лежит в пределах $0,01 \dots 0,02$ рад

(0,57...1,14°). Таким образом, вариации параметров пассивных элементов системы подвеса амортизируемых объектов не меняют существенно величин угловых колебаний при сейсмоздействиях.

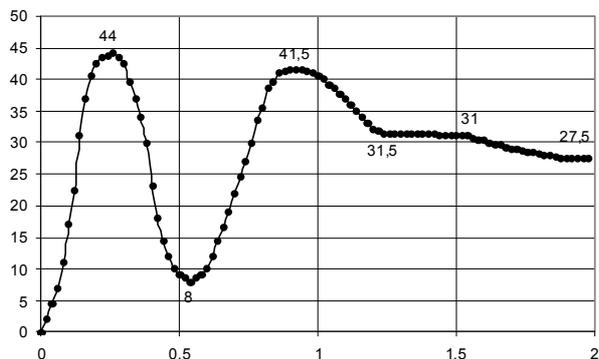


Рис. 2. График перемещения основания

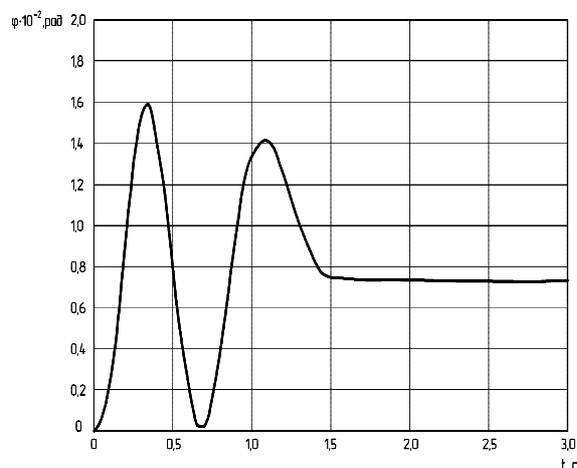


Рис. 3. График угловых колебаний АО

На основе анализа технических характеристик амортизирующего устройства разработки КБСМ (Санкт-Петербург) (максимальная грузоподъемность ≥ 300 т; максимальный рабочий ход по вертикали +350 мм) видно,

что при сравнительно больших размерах объекта ход амортизатора по вертикали будет определяться суммой вертикального перемещения центра масс Z_0 и узлов крепления амортизаторов ϕL . При $L > 10$ м ход амортизатора будет превышать максимальный рабочий ход (+350 мм) данного амортизирующего устройства, что будет приводить к пробоям амортизаторов (ударам об упоры).

Для улучшения работы амортизирующих устройств по угловым движениям целесообразно применять активные устройства. Их использование в транспортных средствах [3] и для угловой стабилизации объектов [4] дает хорошие результаты.

Таким образом, угловые колебания амортизируемого объекта со штатной системой упруго-демпфирующей подвески при сейсмических воздействиях могут достигать величин, при которых прямолинейные перемещения упругих элементов (совместно с вертикальными перемещениями) превышают допустимые значения, поэтому для улучшения работы амортизирующих устройств по угловым движениям целесообразно применять активные устройства демпфирования колебаний.

Библиографический список

1. Вибрации в технике : справ. : в 6 т. Т. 6 / под ред. К. В. Фролова. М. : Машиностроение, 1995.
2. Генькин, М. Д. Методы управляемой виброзащиты машин / М. Д. Генькин, В. Г. Елезов, В. В. Яблонский. М. : Наука, 1985.
3. Бурьян, Ю. А. Активная система демпфирования угловых колебаний многоосного автомобиля / Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин // Строительные и дорожные машины. 2002. № 9.
3. Михеев, А. П. Угловая стабилизация твердого тела при помощи активных устройств / А. П. Михеев // Теория активных виброзащитных систем : сб. науч. трудов. Иркутск, 1975. Вып. 2. Ч. 2.

R. N. Khamitov

ANGULAR FLUCTUATIONS OF THE DAMPED OBJECT WITH PASSIVE DAMPING SYSTEM

Angular movements of the damped object with passive damping system and elastic hanger are investigated. The approached decisions for non-stationary seismic influence are considered and results of numerical modelling of transients by means of applied program Matlab are resulted.

Keywords: angular movements, passive damping system.