

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 621.9.06:628.5

С.А. ШАМШУРА

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ВИБРОЗАЩИТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ ЛОН- ЖЕРОНОВ ВЕРТОЛЕТОВ

В статье рассмотрен совмещенный метод виброизоляции и виброгашения на примере стенда виброударного упрочнения лонжеронов вертолетов. Разработанная динамическая модель позволяет минимизировать коэффициент передачи сил на фундамент оборудования, что приводит к уменьшению уровней вибрации. Рациональный подбор параметров модели, таких как масса, приведенные жесткости, частота вибрации, позволяет обеспечить выполнение санитарных норм вибрации при проектировании подобного оборудования.

Ключевые слова: методы виброзащиты, виброударное упрочнение.

Введение. Оборудование для виброударного упрочнения длинномерных изделий создает на рабочих местах операторов уровни вибрации, превышающие предельно допустимые значения на 5-8 дБ [1]. Для обеспечения санитарных норм вибрации целесообразно использовать совмещенный метод виброизоляции и виброгашения.

Методы исследования. Расчетная схема стенда дана на рисунке. Масса m_1 включает основную массу стенда: несущую систему, вибровозбудитель, привод, синхронизаторы и др. Масса m_2 представляет виброгаситель-контейнер с лонжеронами вертолета и упрочняющей массой.

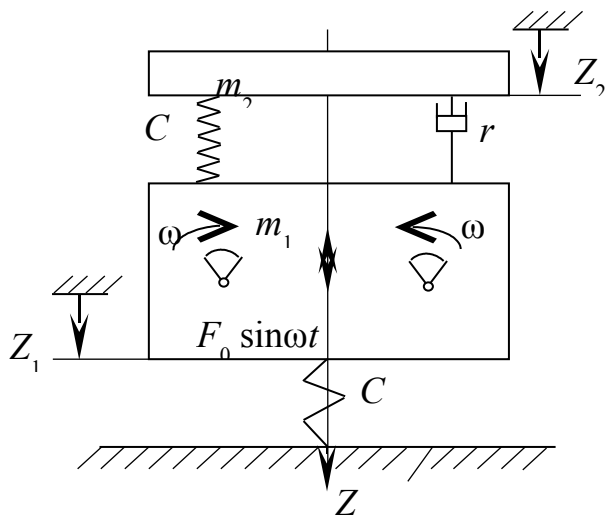


Схема стенда виброупрочнения лонжеронов

Ввиду малости упрочняющей массы (по сравнению с массой контейнера) влиянием её движения на колебания контейнера пренебрегаем. Основная конструкция массой m_1 опирается на виброизоляторы с приведенной жесткостью C_1 , демпферы с известными допущениями при этом не используются, то есть сопротивление считаем малым. Виброгаситель связан с основной массой виброизоляторами с приведенной жесткостью C_2 и демпферами с приведенным коэффициентом вязкого сопротивления r .

Дифференциальные уравнения движения системы имеют вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + rz_1 \ddot{z}_2 + (C_1 + C_2) z_1 - rz_2 \ddot{z}_2 - C_2 z_2 &= F_0 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{z}_2 - rz_1 \ddot{z}_2 - C_2 z_1 + rz_2 \ddot{z}_2 + C_2 z_2 &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Решение системы уравнений (1) имеет вид:

$$\begin{aligned} z_1 = F_0 \sin(\omega t) & \left[C_2^2 C_1 - \sin(\omega t) C_2^2 m_1 \omega^2 - \sin(\omega t) C_2^2 m_2 \omega^2 - 2 \sin(\omega t) C_2 C_1 m_2 \omega^2 + \right. \\ & + 2 \sin(\omega t) C_2 m_1 \omega^4 m_2 + \sin(\omega t) C_2 m_2^2 \omega^4 - \sin(\omega t) m_2 \omega^4 r^2 + \sin(\omega t) C_1 r^2 \omega^2 + \\ & + \sin(\omega t) C_1 m_2^2 \omega^4 - \sin(\omega t) m_1 \omega^4 r^2 - \sin(\omega t) m_1 \omega^6 m_2^2 - \cos(\omega t) m_2^2 \omega^5 r \Big] / \\ & \left[C_2^2 C_1^2 - 2 C_2 m_1^2 \omega^6 m_2 + m_2^2 \omega^4 C_2^2 + 2 m_2 \omega^6 r^2 m_1 - 2 m_2 \omega^4 r^2 C_1 + \right. \\ & + 2 C_2^2 m_2 \omega^4 m_1 - 2 C_2^2 m_2 \omega^2 C_1 + m_2^2 \omega^6 r^2 + 2 C_2 m_2^2 \omega^4 C_1 - 2 C_2 m_2^2 \omega^6 m_1 + \\ & + C_2^2 m_1^2 \omega^4 + C_1^2 r^2 \omega^2 + C_1^2 m_2^2 \omega^4 + m_1^2 \omega^6 r^2 + m_1^2 \omega^8 m_2^2 - 2 C_2^2 C_1 m_1 \omega^2 + \\ & \left. + 4 C_2 C_1 m_2 \omega^4 m_1 - 2 C_2 C_1^2 m_2 \omega^2 - 2 C_1 r^2 \omega^4 m_1 - 2 C_1 m_2^2 \omega^6 m_1 \right]. \end{aligned} \quad (2)$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} C_2^2 C_1 - C_2^2 m_1 \omega^2 - C_2^2 m_2 \omega^2 - 2 C_2 C_1 m_2 \omega^2 + 2 C_2 m_1 \omega^4 m_2 + \\ + C_2 m_2^2 \omega^4 - m_2 \omega^4 r^2 + C_1 r^2 \omega^2 + C_1 m_2^2 \omega^4 - m_1 \omega^4 r^2 - m_1 \omega^6 m_2^2 = \alpha; \\ - m_2^2 \omega^5 r = \beta; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_2^2 C_1^2 - 2 C_2 m_1^2 \omega^6 m_2 + m_2^2 \omega^4 C_2^2 + 2 m_2 \omega^6 r^2 m_1 - 2 m_2 \omega^4 r^2 C_1 + \\ + 2 C_2^2 m_2 \omega^4 m_1 - 2 C_2^2 m_2 \omega^2 C_1 + m_2^2 \omega^6 r^2 + 2 C_2 m_2^2 \omega^4 C_1 - 2 C_2 m_2^2 \omega^6 m_1 + \\ + C_2^2 m_1^2 \omega^4 + C_1^2 r^2 \omega^2 + C_1^2 m_2^2 \omega^4 + m_1^2 \omega^6 r^2 + m_1^2 \omega^8 m_2^2 - 2 C_2^2 C_1 m_1 \omega^2 + \\ + 4 C_2 C_1 m_2 \omega^4 m_1 - 2 C_2 C_1^2 m_2 \omega^2 - 2 C_1 r^2 \omega^4 m_1 - 2 C_1 m_2^2 \omega^6 m_1 = \gamma. \end{aligned}$$

С учетом вышеприведенных зависимостей получим выражение амплитуды колебаний

$$z_1 = F_0 \frac{\alpha \sin \omega t + \beta \cos \omega t}{\gamma}.$$

Введя обозначения $\alpha = \mu \cos \varepsilon$, $\beta = \mu \sin \varepsilon$, получим $\alpha \sin \omega t + \beta \cos \omega t = \mu \cos \varepsilon \sin \omega t + \mu \sin \varepsilon \cos \omega t = \mu \sin(\omega t + \varepsilon)$,

где $\mu = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$, $\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\beta}{\alpha}$.

Тогда
$$z_1 = \frac{F_0 \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\gamma} \sin(\omega t + \varepsilon). \quad (3)$$

Аналогичные обозначения введем для колебаний виброгасителя по координате z_2 :

$$\begin{aligned} & -C_2^2 m_2 \omega^2 - m_2 \omega^4 r^2 + C_2 m_1 \omega^4 m_2 - C_2 C_1 m_2 \omega^2 - \\ & - m_1 \omega^4 r^2 + C_1 r^2 \omega^2 - C_2^2 m_1 \omega^2 + C_2^2 C_1 = \lambda; \\ & m_2 \omega^5 r m_1 - m_2 \omega^3 r C_1 = \eta; \\ & C_2^2 C_1^2 - 2C_2 m_1^2 \omega^6 m_2 + m_2^2 \omega^4 C_2^2 + 2m_2 \omega^6 r^2 m_1 - 2m_2 \omega^4 r^2 C_1 + \\ & + 2C_2^2 m_2 \omega^4 m_1 - 2C_2^2 m_2 \omega^2 C_1 + m_2^2 \omega^6 r^2 + 2C_2 m_2^2 \omega^4 m_1 - \\ & - 2C_2 m_2^2 \omega^6 m_1 + C_2^2 m_1^2 \omega^4 + C_1^2 r^2 \omega^2 + C_1^2 m_2^2 \omega^4 + m_1^2 \omega^6 r^2 + \\ & + m_1^2 \omega^8 m_2^2 - 2C_2^2 C_1 m_1 \omega^2 + 4C_2 C_1 m_2 \omega^4 m_1 - 2C_2 C_1^2 m_2 \omega^2 - \\ & - 2C_1 r^2 \omega^4 m_1 - 2C_1 m_2^2 \omega^6 m_1 = \nu. \end{aligned}$$

Тогда
$$z_2 = F_0 \frac{\lambda \sin \omega t + \eta \cos \omega t}{\nu}.$$

Введя обозначения $\lambda = \theta \cos \psi$; $\eta = \theta \sin \psi$, получим

$$\lambda \sin \omega t + \eta \cos \omega t = \theta \cos \psi \sin \omega t + \theta \sin \psi \cos \omega t = \theta \sin(\omega t + \psi),$$

где $\theta = \sqrt{\lambda^2 + \eta^2}$, $\operatorname{tg} \psi = \frac{\eta}{\lambda}$.

Тогда
$$z_2 = \frac{F_0 \sqrt{\lambda^2 + \eta^2}}{\nu} \sin(\omega t + \psi). \quad (4)$$

В прикладной теории виброизоляции качество виброзащиты определяется коэффициентом передачи сил K_B , представляющим отношение амплитуды силы, передаваемой основанию $R_{\max}$, к амплитуде возмущающей силы F_0 :

$$K_B = \frac{R_{\max}}{F_0}. \quad (5)$$

С целью создания единой методологии виброзащиты машин используем этот же критерий и для виброзащиты совмещенным методом виброизоляции и виброгашения.

В соответствии с принципом равенства действия и противодействия сила, передаваемая основанию, равна реакции основания:

$$\begin{aligned} R &= C_1 z_1, \\ \text{или} \quad R &= \frac{C_1 F_0 \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\gamma} \sin(\omega t + \varepsilon). \end{aligned} \quad (6)$$

Из (6) следует, что

$$R_{\max} = \frac{C_1 F_0 \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\gamma}. \quad (7)$$

Тогда, в соответствии с (5),

$$K_B = \frac{C_1 \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\gamma}. \quad (8)$$

Очевидно, что как для метода виброизоляции, так и для метода виброгашения эффективность виброзащиты будет тем выше, чем меньше коэффициент передачи сил K_B .

Результаты исследований. Методика расчета вибраций станка виброударного упрочнения позволяет найти рациональные параметры вибровозбудителя и решить задачу минимизации коэффициента передачи сил на фундамент.

В связи с этим для выбора рациональных параметров виброзащитной системы (использующей метод виброизоляции совместно с методом виброгашения) используем коэффициент передачи сил K_B , минимум которого и необходимо найти в результате минимизации при наличии ограничений в виде равенств или неравенств. В общем случае задача минимизации сформулирована в виде:

$$K_B \rightarrow \min; \quad m_{1\min} \leq m_1 \leq m_{1\max}; \quad C_{1\min} \leq C_1 \leq C_{1\max}; \quad m_{2\min} \leq m_2 \leq m_{2\max}; \\ C_{2\min} \leq C_2 \leq C_{2\max}; \quad r_{\min} \leq r \leq r_{\max}; \quad \omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}. \quad (9)$$

В качестве примера выберем ограничения на параметры рассматриваемой виброзащитной системы на основании теории и практики виброзащитных систем, а также из технической и проектной документации вибростендов, находящихся в эксплуатации. В первую очередь задается в соответствии с технологическим процессом упрочнения лонжеронов вертолета амплитуда и частота виброупрочнения. Диапазон ограничения масс m_1 и m_2 устанавливается в соответствии с техническим проектом. В случае необходимости после минимизации может использоваться частично балластная масса.

Диапазон изменения жесткости C_1 устанавливается из условия несовпадения собственной частоты вибростенда без гасителя с частотой внешнего возмущения, а диапазон изменения жесткости C_2 назначается из условия обеспечения собственной частоты гасителя (при неподвижной основной массе стенда) в узком диапазоне изменения вынужденной частоты колебаний.

Диапазон изменения коэффициента неупругого сопротивления устанавливается таким образом, чтобы он был меньше критического.

Если в результате минимизации какой-либо параметр оказывается на границе ограничения, задается новое приближение, расширяющее это ограничение в допустимых пределах.

С учетом изложенного выше задача минимизации представлена в виде:

$$K_B \rightarrow \min; \quad 10000000 \leq C_1 \leq 40000000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \quad 21675000 \leq C_2 \leq 32400000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ 10000 \leq m_1 \leq 13000 \text{ кг}; \quad 3000 \leq m_2 \leq 4000 \text{ кг}; \quad 800000 \leq r \leq 1000000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}; \\ 85 \leq \omega \leq 90 \text{ с}^{-1}. \quad (10)$$

Оптимизация выполнена в системе *MATLAB* (пакет оптимизации *Optimization Toolbox*) в виде задачи минимизации при наличии ограничений в виде неравенств. В результате оптимизации найдены следующие параметры:

$$C_1 = 10000000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \quad C_2 = 16755000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ m_1 = 10000 \text{ кг}; \quad m_2 = 3000 \text{ кг}; \quad r = 800000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}; \quad \omega = 90 \text{ с}^{-1}.$$

Заключение. Минимальное значение коэффициента передачи сил $K_B=0,11$, это позволяет в девять раз снижать динамические нагрузки на несущую систему стенда и фундамент, что, в свою очередь, приводит к снижению уровней виброскорости на 7-10 дБ и обеспечивает выполнение предельно допустимых значений.

Библиографический список

1. Шамшура С.А. Виброакустические характеристики на участке виброударного упрочнения / С.А. Шамшура // Вестник ДГТУ. – 2009. – Т.9. – №1(140). – С. 51-56.

Материал поступил в редакцию 24.08.09.

S.A. SHAMSHURA

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF METHODS OF VIBRATING PROTECTION OF THE EQUIPMENT FOR VIBRO-SHOCK HARDENING OF LONGERONS OF HELICOPTERS



In article the combined method of vibrating isolation and vibrating clearing on an example of the stand of vibratsionno-shock hardening of longerons of helicopters is considered. The developed dynamic model allows to minimise factor of transfer of forces on the equipment base that leads to reduction of levels of vibration. Rational selection of parametres of model: such as the weight, resulted rigidity, frequency of vibration allows to provide performance of a sanitary code of vibration at designing of the similar equipment.

ШАМШУРА Сергей Александрович (р. 1977), кандидат технических наук (2006), доцент кафедры «Вертолетостроение» Института управления и инноваций авиационной промышленности. Окончил Ростовский государственный университет путей сообщения (1999). В 2000 году окончил вечернее отделение механико-математического факультета Ростовского государственного университета. Имеет 38 научных публикаций.

dkozyrev@dstu.edu.ru