УДК 621.9.06:628.5

А.Н.ЧУКАРИН, С.А.ШАМШУРА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ АКУСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТЕНДОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

В статье рассмотрена динамическая модель стенда испытаний на циклическую прочность лонжеронов вертолетов. Получены зависимости для теоретического описания вибраций на основных элементах, таких как самоиспытуемое изделие, и тросах системы натяжения.

Ключевые слова: *вибрация, акустика, динамические испытания*

Введение. Процесс испытаний изделий на циклическую прочность по времени достаточно длительный, поэтому обслуживающий персонал подвергается постоянному воздействию вибраций и шума. Исследования проводили на стенде динамических испытаний, компоновка которого приведена на рис.1.

Рис.1. Стенд динамических испытаний

Стенд для динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета – это сложная конструкция, состоящая из следующих подсистем (рис.2):

1 – подсистема опоры со стороны лонжерона;
2 – подсистема опоры со стороны системы натяжения;
3 – подсистема тросов натяжения;
4 – подсистема лонжерона;
5 – подсистема вибровозбудителя.

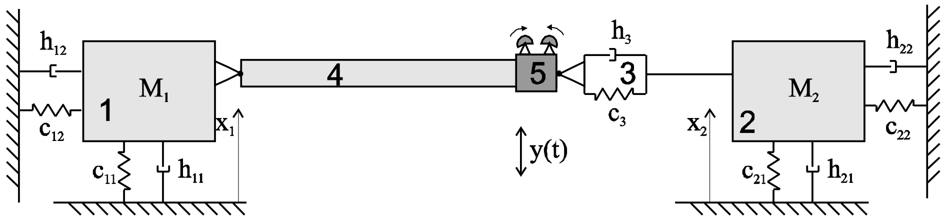

Рис.2. Структурная схема стенда динамических испытаний лопасти вертолета

Рассмотрим более подробно структуру стенда (см.рис.2). Опоры со стороны лонжерона 1 и со стороны системы натяжения 2, массами M_1 и M_2, соответственно, соединены с полом цеха упругодиссипативными связями. Жесткость c_{ij} и диссипация h_{ij} связей, $i = \overline{1,2}$, $j = \overline{1,2}$ в общем случае нелинейно зависят от смещений x_i и скоростей x_i.

Подсистема натяжения 3 состоит из стальных тросов, с помощью которых осуществляется предварительный натяг лонжерона на стенде. С точки зрения излучения звуковых колебаний – это набор систем с распределенной массой.

Возбудитель колебаний 5 имеет два эксцентрика, закрепленные на правом конце лонжерона. Для уменьшения колебаний в продольном направлении эксцентрики вращаются навстречу друг другу. Вращение производится от электродвигателя постоянного тока (на схеме не показан) с приводом через упругую муфту, практически исключающую передачу колебаний на двигатель. Эксцентрики имеют форму полуцилиндров, сумма несбалансированных масс эксцентриков равна m, расстояние от несбалансированной массы до оси вращения - r, циклическая частота вращения ω может регулироваться. Общая масса эксцентриков с системой закрепления равна M_3 .

Исследование. Допустим, что основными источниками излучений звуковой энергии, имеющими широкий спектр собственных частот колебаний, являются самоиспытуемое изделие и система натяжения. Известно, что задача расчета спектров шума фактически сводится к определению виброскоростей на собственных модах колебаний, т.е. к расчету спектра вибраций.

Конструкция стенда позволяет рассматривать испытуемое изделие как балку или оболочку, шарнирно закрепленную с одной стороны, при воздействии продольной силы (или натяжения), а второй ее конец получает возбуждение от эксцентрикового вибратора. Расположим начало координат на шарнирном закреплении, а в координате $z = l$ расположим вибратор. Краевые условия в этом случае определяются следующим образом [1]:

Шарнирно опертый конец: свободный конец:

$x = 0$; $x = l$;

$$y = 0; \quad \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = 0; \qquad\qquad y = a^*; \quad \frac{\partial^3 y}{\partial z^3} = 0,$$

где l – длина изделия, м; а – амплитуда колебаний вибратора, м.

Функцию, удовлетворяющую таким краевым условиям, зададим в виде:

$$\varphi(z) = \sin^3 \frac{2k-1}{2l}\pi z,$$

где k - коэффициент, учитывающий соответствующую моду колебаний.

Дифференциальное уравнение колебаний изделия определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} &EI_x(z) + \frac{\partial^4\eta}{\partial z^4} - \rho I_x(z)\frac{\partial^4\eta}{\partial x^2\partial t^2} + \rho F(z)\frac{\partial^2\eta}{\partial t^2} - T_0\frac{\partial^2\eta}{\partial t^2} = \\ &= \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi \sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l} - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi x\right); \\ &EI_y(z) + \frac{\partial^4\eta}{\partial z^4} - \rho I_y(z)\frac{\partial^4\eta}{\partial x^2\partial t^2} + \rho F(z)\frac{\partial^2\eta}{\partial t^2} - T_0\frac{\partial^2\eta}{\partial t^2} = \\ &= \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi \sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l} - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi x\right). \end{aligned} \tag{1}$$

Используя метод разделения переменных, получаем:

$$\begin{cases} \rho\left[I_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\right)^2 + F(z)\right]\frac{d^2\eta}{dt^2} + \left[EI_x\left(\frac{2k-1}{2l}\right)^4 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}\right)^2\right]\eta(t) = \\ \qquad = \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi\ \sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l} - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi x\right) \\ \rho\left[I_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\right)^2 + F(z)\right]\frac{d^2\eta}{dt^2} + \left[EI_y\left(\frac{2k-1}{2l}\right)^4 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}\right)^2\right]\eta(t) = \\ \qquad = \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi\ \sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l} - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi x\right) \end{cases} \tag{2}$$

$$\begin{cases} \rho\left[I_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + F(z)\right]\frac{d^2\eta}{dt^2} = \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi \sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l} - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi x\right) \\ \rho\left[I_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + F(z)\right]\frac{d^2\eta}{dt^2} = \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi \sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l} - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi x\right). \end{cases}$$

Решение системы уравнений относительно виброскоростей получено в следующем виде:

$$\mathrm{Re}\{\eta\} = \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi\,\sin\omega t\cos\omega t\times$$

$$\times\left\langle \frac{3\left\{EI_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 - \rho\left[I_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2}{\left\{EI_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 - \rho\left[I_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2 + \left(EI_x(z)\right)^2\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^8} - \right.$$

$$\left. - \frac{3\left\{EI_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 - \rho\left[I_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2}{\left\{EI_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 - \rho\left[I_x(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2 + \left(EI_x(z)\right)^2\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^8}\right\rangle$$

$$\mathrm{Re}\{\varepsilon\} = \frac{ma^*\omega^2}{4m_0 l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi\,\sin\omega t\cos\omega t\times$$

$$\times\left\langle \frac{3\left\{EI_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 - \rho\left[I_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2}{\left\{EI_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 - \rho\left[I_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2 + \left(EI_y(z)\right)^2\left(\frac{2k-1}{2l}\pi\right)^8} - \right.$$

$$\left. - \frac{3\left\{EI_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 - \rho\left[I_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2}{\left\{EI_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + T_0\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 - \rho\left[I_y(z)\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^2 + F(z)\right]\right\}\omega^2 + \left(EI_y(z)\right)^2\left(\frac{2k-1}{2l}3\pi\right)^8}\right\rangle$$

Тогда среднеквадратическое значение скорости определяется по формуле:

$$V = \sqrt{\left(\mathrm{Re}(\eta)\right)^2 + \left(\mathrm{Re}(\varepsilon)\right)^2}\;. \qquad (3)$$

Для принятых краевых условий определение собственных частот колебаний является задачей очень сложной. Для расчета октавных уровней звукового давления в особенности в области средних и высоких частот 500…8000 Гц вследствие широких полос пропускания октавных фильтров (тысячи Гц) принято допущение о возможности использования собственных мод колебаний шарнирно опертых оболочек и балок. В этом случае согласно данных работ [2,3] получена следующая система для заготовки типа оболочки

$$\begin{cases} E_x(z)\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 - T_0\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 - \rho\left[I_x(z)\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 + F(z)\right]P_{k_1}^{\,2} = 0 \\ E_y(z)\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 - T_0\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 - \rho\left[I_y(z)\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 + F(z)\right]P_{k_1}^{\,2} = 0, \end{cases} \qquad (4)$$

где P_{k_1} - круговые собственные частоты колебаний (р/с) и для изделий типа балок

$$P_k = \frac{\pi k}{l}\sqrt{\frac{T_0}{m_0}\left[1+\frac{EI_x}{T_0}\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2\right]}. \qquad (5)$$

Аналогичным образом определим возбуждение вибраций для заготовки типа балки и тросов. Дифференциальное уравнение колебаний имеет вид:

$$EJ\frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + m_0\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - T_0\frac{\partial^2 y}{\partial z^2} =$$

$$= \frac{ma^*\omega^2}{4l}\sin^3\frac{2k-1}{2}\pi\,\sin\omega t\left(3\sin\frac{2k-1}{2l}\pi z - \sin\frac{2k-1}{2l}3\pi z\right). \qquad (6)$$

Производя аналогичные преобразования, получаем:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2z}{dt^2} + \left[6\dfrac{EJ}{m_0}\left(\dfrac{2k-1}{l}\right)^4 + 2{,}5\dfrac{T_0}{m_0}\left(\dfrac{2k-1}{l}\right)^2\right]y = \dfrac{3ma\omega^2}{4m_0l}\sin^3\dfrac{2k-1}{2}\pi\,\sin\omega t \\ \dfrac{d^2z}{dt^2} + \left[486\dfrac{EJ}{m_0}\left(\dfrac{2k-1}{l}\right)^4 + 22{,}5\dfrac{T_0}{m_0}\left(\dfrac{2k-1}{l}\right)^2\right]y = \dfrac{ma\omega^2}{4m_0l}\sin^3\dfrac{2k-1}{2}\pi\,\sin\omega t \end{cases} \qquad (7)$$

$$\mathrm{Re}\{V\} = \frac{3ma\omega^3}{4m_0l}\sum_{k=1}^{\infty}\left[-(-1)^k\left\{\frac{\left[6\frac{EJ}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 + 2{,}5\frac{T_0}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 - \omega^2\right]\cos\omega t\sin\frac{2k-1}{2l}\pi z}{\left[6\frac{EJ}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 + 2{,}5\frac{T_0}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 - \omega^2\right]^2 + \left(6\frac{EJ}{m_0}\eta\right)^2\left(\frac{2k-1}{l}\right)^8} -\right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\left[486\frac{EJ}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 + 22{,}5\frac{T_0}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 - \omega^2\right]\cos\omega t\sin\frac{2k-1}{2l}3\pi z}{\left[486\frac{EJ}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 + 22{,}5\frac{T_0}{m_0}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 - \omega^2\right]^2 + \left(486\frac{EJ}{m_0}\eta\right)^2\left(\frac{2k-1}{l}\right)^8}\right\}\right] = \qquad (8)$$

$$= K_1\sin\frac{2k-1}{2l}\pi z - K_2\sin\frac{2k-1}{2l}3\pi z.$$

Выводы. Полученные зависимости позволяют теоретически рассчитать уровни виброскорости на каждой собственной моде колебаний, т.е. прогнозировать спектры вибраций на этапе проектирования подобного оборудования и участков динамических испытаний.

Библиографический список

1. Расчеты на прочность в машиностроении: справочник; под ред. С.Д.Пономарева. – М.: Машгиз, 1959. – 884 с.

2. Власов В.З. Избранные труды в 3-х томах. Т.2. / В.З. Власов. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 507 с.

3. Стрельченко С.Г. Виброакустические расчеты и проектирование систем шумозащиты при центробежно-ротационном наклепе. / С.Г. Стрель-

ченко, А.Н.Чукарин, С.А Шамшура. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 164с.

Материал поступил в редакцию 10.02.09.

S.A.SHAMSHURA, A.N. CHUKARIN

MODELLING OF VIBRATIONS OF PRODUCTS AND CABLES AT DYNAMIC TESTS

In article the dynamic model of the stand of tests for cyclic durability of longerons of helicopters is considered. Dependences for the theoretical description of vibrations on basic elements such as itself испытуемое a product and cables of system of a tension are received.

ШАМШУРА Сергей Александрович (р.1977), доцент кафедры «Вертолетостроение» института управления и инноваций авиационной промышленности, кандидат технических наук (2006). Окончил Ростовский-на-Дону государственный университет путей сообщения (1999), а также механико-математический факультет Ростовского-на-Дону государственного университета (2000).
Область научных интересов: виброакустическая динамика технологического оборудования.
Имеет 20 научных публикаций.

ЧУКАРИН Александр Николаевич (р.1950), заведующий кафедрой «Технологическое оборудование» ДГТУ, доктор технических наук (1996), профессор. Окончил РИСХМ (1972).
Область научных интересов – виброакустическая динамика технологического оборудования.
Опубликовано около 140 научных работ.

aeroengdstu@lest.ru