

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Самсонов В.Н., Черевань А.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

При вибрационных испытаниях летательных аппаратов и их систем требуется воспроизвести граничные условия, которые соответствуют условиям эксплуатации, а также сформировать вибрационное воздействие с заданными параметрами. В состав стендовой системы для испытаний объектов больших габаритов и масс включаются вспомогательные стендовые устройства (ВСУ) для подвески, крепления изделия и передачи усилий. Эти устройства влияют на инерционные, жесткостные и демпфирующие характеристики системы вибратор опорные узлы - изделие и вносят погрешности в результаты испытаний.

Наличие плотного спектра резонансных частот изделия большой массы приводит к эффекту взаимного влияния элементов стендовой системы, что также способствует снижению точности вибрационных натуральных испытаний. При исследовании стендовой системы с позиции оценки достоверности экспериментальных данных целесообразно представить ее в виде иерархии с несколькими уровнями. На каждом уровне выбираются критерии оценки достоверности, а также параметры, характеризующие систему с позиции ее влияния на выбранные критерии.

При оценке влияния ВСУ на точность воспроизведения сигнала возбуждения стендовая система рассматривается как испытываемый объект с определенным числом различных наложенных на него связей, движущийся под действием выбранного испытательного воздействия.

Связи, накладываемые на объект со стороны ВСУ, описываются уравнениями вида:

$$f(q, \dot{q}, \ddot{q}, t) \leq 0, \quad (1)$$

где q - обобщенные координаты.

Уравнения связи определяют область возможных значений параметров движения испытываемого объекта, т.е. являются граничными условиями.

Граничные условия определяются:

- типом опорных узлов системы подвески;
- характеристиками опорных узлов;
- количеством опорных узлов;
- координатами точек крепления опорных узлов;

- характером расположения главных осей жесткости опорного узла относительно неподвижной системы осей, связанных с объектом испытаний;
- массами и моментами инерции устройств крепления и передачи усилия;
- жесткостными и демпфирующими характеристиками соединений между устройствами крепления и передачи усилия;
- характером взаимного расположения неподвижных осей, связанных с устройствами крепления и передачи усилия.

Таким образом, граничными условиями 1-го рода можно назвать следующие параметры, характеризующие ВСУ.

- 1.Динамическая жесткость опорного узла системы подвески $C_{дин}(p)$.
- 2.Косинусы углов между осями неподвижной системы, связанной с объектом испытаний и главными осями жесткости опорного узла.
- 3.Количество опорных узлов n .
- 4.Динамическая жесткость устройств крепления и передачи усилия.
- 5.Коэффициенты жесткости и демпфирования соединений.
- 6.Косинусы углов между неподвижными осями, связанными с устройствами крепления и передачи усилия.
- 7.Количество устройств крепления и передачи усилия.

При исследовании динамики реальной стеновой системы ее расчетной моделью является пространственная система твердых тел, соединенных между собой и основанием упругодемпфирующими связями. Динамический расчет такой системы сводится к исследованию системы с конечным числом степеней свободы и осуществляется с помощью ЭВМ и матричных методов расчета. Данный метод подробно рассмотрен в [1,2].

Применительно к исследуемой динамической системе, расчетная модель которой представлена на рис.1, уравнения движения записываются как

$$Aq + Bq + Cq = F(t), \quad (2)$$

где A – матрица коэффициентов инерции; B – матрица коэффициентов демпфирования; C – матрица коэффициентов жесткости; q, \dot{q}, \ddot{q} – матрицы-столбцы обобщенных координат, скоростей и ускорений; $F(t)$ – матрица- столбец активных сил.

Или

$$Aq + C_{дин}q = F(t), \quad (3)$$

где $C_{дин}(p)$ – матрица коэффициентов динамической жесткости в операторном представлении.

Матрицы $A, B, C, C_{дин}(p)$ имеют размерность $iN \times iN$, где $i \leq 6$ – количество обобщенных координат рассматриваемой системы, N – количество твердых тел, входящих в систему (в рассматриваемом случае $N = 4$).

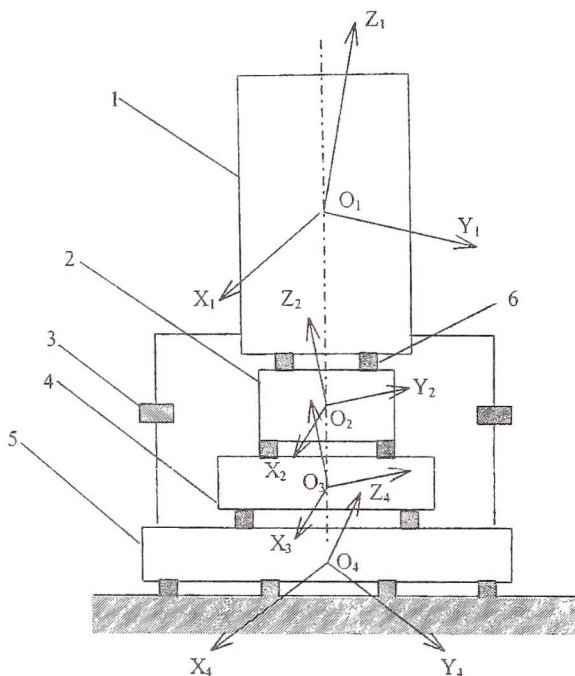


Рис.1 Расчетная модель стеновой системы:
 1-объект испытаний; 2-подвижная часть вибратора; 3- опорные узлы системы подвески; 4-неподвижная часть вибратора; 5- фундамент; 6-упругодемпфирующие элементы

Матрица A имеет блочно – диагональную структуру.

$$A = \begin{pmatrix} A_1 & & & & \\ & \dots & & & \\ & & A_j & & \\ & & & \dots & \\ & & & & A_N \end{pmatrix};$$

где A_j - матрица инерционных коэффициентов размерностью $i \times i$ отдельно взятого j - го тела.

Если главные оси инерции j - го тела совпадают с осями неподвижной системы координат, то матрица A_j будет диагональной.

Матрицы C , B , $C_{\text{дин}}(p)$ имеют блочную структуру, например матрица C :

$$C = \begin{pmatrix} C_{11} & \dots & \dots & C_{1N} \\ \vdots & & & \vdots \\ C_{N1} & \dots & \dots & C_{NN} \end{pmatrix}.$$

Построение блоков матрицы C , B , $C_{\text{дин}}(p)$ осуществляется по правилу:

$$C_{jk} = \begin{cases} \sum_{S \in N_j} S_{S O_s}^{O O_j} C_S^{(S)} (S_{S O_s}^{O O_j})^T & (j = k) \\ \sum_{S \in N_{jk}} S_{S O_s}^{O O_k} C_S^{(S)} (S_{S O_s}^{O O_j})^T & (j \neq k) \end{cases},$$

где $S_{S O_s}^{O O_j}$ - матрица преобразования усилия, заданного в s -ной системе отсчета (связана с упругой опорой) в точке O_s (центр s -ной системы осей) при приведении его в точку O_j (центр j -ой системы координат); $S_{S O_s}^{O O_k}$ - матрица преобразования усилия, заданного в s -ой системе отсчета в точке O_s при приведении его в точку O_k в k -ю систему координат; s - порядковый номер опоры; N_j - номер упругой опоры, связанной с j -м телом; N_{jk} - номер упругой опоры, расположенной между j -м и k -м телами системы; $C_S^{(S)}$ - матрица в главных осях жесткости s -ой опоры.

Таким образом, граничные условия, выбранные в пункте 6 учитываются в матрицах A , C , B , $C_{\text{дин}}(p)$.

Граничное условие 1 учитывается в матрице $C_{\text{дин}}(p)$ через $C_S^{(S)}$.

Граничное условие 2 учитывается в матрице $C_{\text{дин}}(p)$ через матрицу $S_{S O_s}^{O O_s}$.

Граничное условие 3 учитывается в матрице $C_{\text{дин}}(p)$ как s .

Граничное условие 4 учитывается матрицей A .

Граничное условие 5 учитывается в матрице $C_{\text{дин}}(p)$ через $C_S^{(S)}$.

Граничное условие 6 учитывается в матрице $C_{\text{дин}}(p)$ через матрицы передачи усилия.

Граничное условие 7 определяет размерность матриц A , B , C , $C_{\text{дин}}(p)$.

Задавая значения элементов матриц (значения граничных условий), решаем систему (2) или (3).

Для оценки взаимного влияния элементов стеновой системы из уравнения (2) или (3) при $F(t)=0$ получается матрица передаточных функций размером $iN \times iN$:

$$W(p) = \begin{pmatrix} W_{11}(p) & \dots & \dots & \dots & W_{1N}(p) \\ \vdots & & & & \vdots \\ W_{N1}(p) & \dots & \dots & \dots & W_{NN}(p) \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Каждый элемент матрицы W_{jk} представляет собой матрицу размером $i \times i$ и позволяет определить критерий оценки взаимного влияния j -го тела на k -ое тело, выраженный в виде коэффициента взаимного влияния.

Погрешность воспроизведения вибростендом назначенного испытательного сигнала следует рассматривать как сумму

$$\delta_{вс} = \delta_{ст} + \delta_{дин}, \quad (5)$$

где $\delta_{ст}$ – статическая составляющая погрешности воспроизведения сигнала; $\delta_{дин}$ – динамическая составляющая погрешности воспроизведения сигнала стендовой системой (вибратор с установленным на нем объектом испытаний и испытательной оснасткой).

При этом

$$\delta_{дин}(t) = f_p(t) - f_{ид}(t), \quad (6)$$

где $f_p(t)$ – сигнал, передаваемый на изделие; $f_{ид}(t)$ – идеальный сигнал при том же входном сигнале $x(t)$.

Динамическая погрешность зависит от вида входного сигнала (спектра и размера), а также от динамических характеристик стендовой системы.

Из уравнения (6) находим операторную динамическую погрешность:

$$\delta_{дин}(p) = f_p(\delta) - f_{ид}(\delta) \quad (7)$$

или

$$\delta_{дин}(p) = [W_p(p) - W_{ид}(p)]x(p), \quad (8)$$

где $f_p(\delta)$, $f_{ид}(\delta)$, $\delta_{дин}(p)$, $x(p)$ – изображения по Лапласу соответствующих сигналов; $W_p(p)$, $W_{ид}(p)$ – передаточные функции реального и идеального стенда.

Для оценки качества стендовой системы по точности воспроизведения сигнала заданной величины предлагается использовать различные оценки относительной динамической погрешности [2].

Во временной области:

$$\delta_1 = \frac{\|f(t) - f_{uo}(t)\|}{\|f_{uo}(t)\|}; \quad \delta_2 = \frac{\|f(t)\| - \|f_{uo}(t)\|}{\|f_{uo}(t)\|},$$

где $\|f(t)\|$ - норма (оценка размера) величины $f(t)$; при этом норма может быть средней по модулю.

Погрешность δ_1 характеризует неточность воспроизведения мгновенных значений и отражает инерционные свойства стендовой системы; погрешность δ_2 учитывает несовпадение формы и масштаба сравниваемых функций [3]. Для удобства сравнения в качестве входного сигнала можно использовать переходную функцию $g(t)$ системы.

В частотной области используются оценки:

$$\delta_3(\omega) = \frac{|W_p(i\omega) - W_{uo}(i\omega)|}{|W_{uo}(i\omega)|}; \quad \delta_4(\omega) = \frac{|W_p(i\omega)| - |W_{uo}(i\omega)|}{|W_{uo}(i\omega)|}.$$

Эти оценки удобны для гармонических сигналов: $\delta_3(\omega)$ характеризует относительную амплитуду сигнала ошибки (абсолютной погрешности), $\delta_4(\omega)$ – относительную погрешность в амплитуде выходного сигнала.

Примем $x(p) = f(p)$, следовательно: $f_{uo}(t) = f(t)$, $f_{uo}(p) = f(p)$, $W_{uo}(p) = 1$. Тогда из (4) имеем: $\delta_{дин}(p) = [W_p(p) - 1]f(p)$.

Таким образом, можно записать:

$$\delta_{дин}(p) \rightarrow 0 \text{ при } W_p(p) \rightarrow W_{uo}(p) \rightarrow 1.$$

Выбор параметров стендовой системы должен осуществляться по правилу:

$$\delta_{дин}(p) = [W_p(p) - 1]f(p) \leq [\delta_{дин}],$$

где $[\delta_{дин}]$ - допускаемая динамическая погрешность воспроизведения сигнала.

Влияние параметров и характеристик ВСУ на достоверность результатов стендовых испытаний оценивается следующим образом.

1. Определяется интервал возможных значений граничных условий.
2. При изменении значений граничных условий определяются элементы матрицы (4), строятся динамические характеристики стендовой системы (АЧХ, ФЧХ, ПХ) в зависимости от различных значений каждого граничного условия.

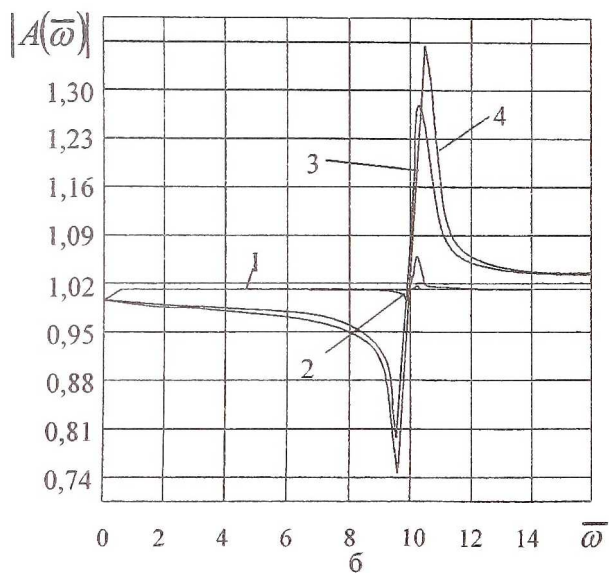
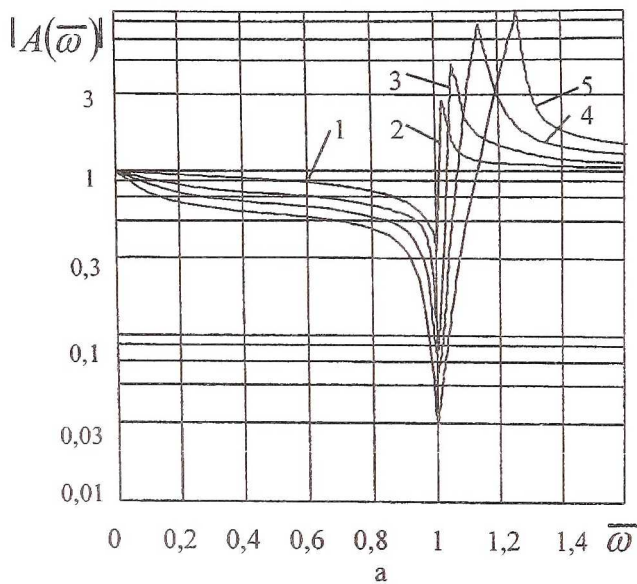


Рис.2 Зависимость коэффициента обратного влияния от демпфирования (а) и параметров опорной системы (б)

3. Определяются значения выбранного критерия оценки достоверности δ_1 , δ_2 , δ_3 , δ_4 в зависимости от различных граничных условий.

Таким образом, необходимо выбрать параметры ВСУ, влияющие на $W_p(p)$. Эти параметры рассчитываются на основании разработанных алгоритмов итерационным путем до обеспечения заданных точностных качеств системы.

Влияние параметров ВСУ на точность результатов испытаний оценивается также путем определения коэффициента обратного влияния, выраженного через отношение передаточных функций $W_p(p)$, $W_{uo}(p)$. Передаточные функции могут быть получены для различных конструктивных схем опорных и других узлов стенда и величина коэффициента позволяет установить частотные диапазоны, где взаимное влияние элементов значительно. На рис.2 показано изменение коэффициента обратного влияния в системе с упруго-демпферной подвеской испытываемого изделия при различных уровнях демпфирования в опорных узлах. Полученные результаты показывают возможность изменения коэффициента обратного влияния по уровню (рис.2,а) и по частоте (рис.2,б) в зависимости от демпфирования, что свидетельствует о необходимости учета характеристик отдельных узлов системы.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). - М. : Машиностроение, 1981 Т.5. Измерения и испытания. - Под ред. М. Д. Генкина. 1981.-496с.
2. Динамика сложной механической системы типа пространственной рамы //Л.Я. Банах, М.Д. Перминов, А.В. Синев. Сб.: «Виброизоляция машин и виброзащита человека - оператора». М., Наука, 1973.
3. Методы расчета матриц жесткости, инерции и демпфирования для ложных и пространственных систем //Л.Я. Банах, М.Д. Перминов, А.В. Синев. Сб.: «Виброизоляция машин и виброзащита человека - оператора». М., «Наука», 1973.