

Ю.И. Видманов, М.А. Петровичев

КОМПЕНСАЦИЯ ВЛИЯНИЯ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО ВИБРАТОРА
НА ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ИСПЫТУЕМЫХ ИЗДЕЛИЙ

Достоверность усталостных испытаний и исследования динамики различных изделий определяется не только точностью поддержания параметров вибраций, а также тем влиянием, которое оказывает подвижная часть вибратора на динамику испытуемого изделия.

Методы механической компенсации широко известны [2, 3]. В данной статье рассматриваются методы, основанные на применении систем автоматического управления.

Предположим, что на испытуемое изделие действует идеальная сила F_H , не накладывающая связей. Она вызывает в точке ее приложения перемещение X_2 (или другой параметр вибраций). Тогда связь между изображениями указанных величин определится:

$$X_2 = W_H F_H, \quad (1)$$

где W_H — передаточная функция испытуемого изделия.

В выражении (1) и далее для упрощения записи опущен знак оператора p .

Присоединение испытуемого изделия к вибратору через упругий элемент C_2 (рис. 1) ведет к тому, что подвижная система вибратора (с массой m , жесткостью подвески C и вязким трением с коэффициентом D) совершает колебания.

Выражение

$$\frac{X_1}{F_H} = W_H = \frac{1}{mp^2 + Dp + C} \quad (2)$$

представляет собой передаточную функцию механической части вибратора.

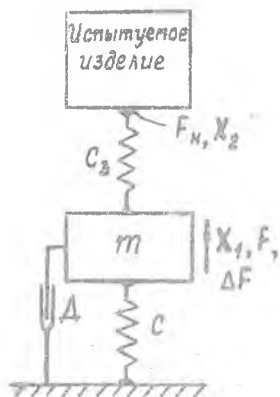


Рис. 1.

Уравнения, описывающие движение системы "электродинамический вибратор - испытуемое изделие", следующие:

$$\frac{X_2'}{W_H} + C_3(X_2' - X_1') = F_H \quad (3)$$

$$\frac{X_1'}{W_H} + C_3(X_1' - X_2') = 0,$$

где X_2' - параметр вибрации нагрузки с присоединенным вибратором, X_1' - перемещение подвижной системы вибратора.

Исключив здесь X_1' , получаем

$$X_2' = \frac{W_H(1 + W_H C_3)}{1 + W_H C_3 + W_M C_3} F_H \quad (4)$$

Как видно из (4), присоединение испытуемого изделия к вибратору ведет к изменению его динамических свойств.

Предположим, что вибратор создает силу ΔF , которая должна компенсировать его влияние на динамику изделия:

$$\frac{X_2'}{W_H} + C_3(X_2' - X_1') = F_H \quad (5)$$

$$\frac{X_1'}{W_H} + C_3(X_1' - X_2') = \Delta F$$

В этом случае перемещение под действием силы

$$X_2' = \frac{W_H(1 + C_3 W_M)}{1 + W_H C_3 + W_M C_3} F_H + \frac{W_M \cdot W_H C_3}{1 + W_H C_3 + W_M C_3} \Delta F. \quad (6)$$

Условие компенсации будет выполнено, если $X_2' = X_2$, что с учетом (I) и (6) дает

$$\Delta F = \frac{X_2}{W_M}. \quad (7)$$

Таким образом, для компенсации влияния вибратора необходимо измерить перемещение испытуемого изделия в месте присоединения к упругой связи C_3 и ввести положительную обратную связь с передаточной функцией $\frac{1}{W_M}$.

Однако такая связь может быть осуществлена только приближенно, поскольку необходимо выполнить двойное идеальное дифференцирование [см. выражение (3)].

Степень приближения зависит от динамических свойств испытуемого изделия.

Необходимо заметить, что в реальных условиях силу F_H создает вибратор, и приложенная вначале идеализация необходима была лишь для того, чтобы проще показать влияние вибратора на динамику испытуемого изделия.

Поэтому рассмотрим иной путь создания системы с компенсацией влияния: вибратор создает силу F и вводится компенсирующая сила ΔF , равная силе F_M , идущей на раскачку подвижной системы вибратора.

Уравнения движения системы "вибратор - испытуемое изделие"

$$\frac{X_2'}{W_H} + C_3(X_2 - X_1) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{X_1'}{W_M} + C_3(X_1 - X_2) = F_H + \Delta F$$

при выполнении условия компенсации $\Delta F = F_M$ преобразуются к следующему виду:

$$X_1 = \frac{1 + W_H C_3}{C_3} F \quad (9)$$

$$X_2 = W_H F.$$

При жестком креплении испытуемого изделия к стоду вибратора

($C_3 \rightarrow \infty$) имеем $\chi_1 = \chi_2 = W_H F$, и параметры вибраций не зависят от динамических свойств подвижной части вибратора.

Как правило, возможно только косвенное измерение силы F_M , поэтому практически рассмотренная система может быть реализована только приближенно [4] с точностью до ε .

Как в первом, так и во втором случаях возможна приближенная реализация систем, инвариантных к динамическим свойствам подвижной части вибратора. Степень приближения в обоих случаях определяется параметрами испытуемого изделия, что вызывает необходимость настройки системы при его смене.

Необходимость в таких системах (даже инвариантных к динамике вибратора с точностью до ε) возникает при моделировании распределенной динамической нагрузки. Можно отметить, что эффективность вибратора для рассматриваемых систем выше, чем при использовании систем с механической компенсацией.

Для проведения динамических испытаний (определение частотных характеристик испытуемого изделия) может быть применен вибростенд, инвариантный к нагрузке [1].

Л и т е р а т у р а

1. Видманов Ю.И., Петровичев М.А. Об инвариантной системе регулирования вибростенда для усталостных испытаний. Труды КуАИ, вып. 66, 1973, Куйбышев.
2. Литвак В.И. Автоматизация усталостных испытаний натуральных конструкций. "Машиностроение", М., 1972.
3. Смыслов В.И. Об экспериментальных способах исследования колебаний летательных аппаратов. Труды ЦАГИ, вып. 1217, 1970.
4. Техническая кибернетика. Книга 2, ред. Солодовников В.В., "Машиностроение", 1967.