электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 534.134

Замена испытательного воздействия при динамических испытаниях

#12, декабрь 2012

Хамидуллин Р.К.

Студент,
кафедра «Аэрокосмические системы»

Научный руководитель: Дмитриев С.Н.,
к.т.н., доцент кафедры «Аэрокосмические системы»

МГТУ им. Н.Э. Баумана
Brus555555@yandex.ru

Проведение акустических испытаний изделий может проводиться только в специализированных лабораториях и требует применения дорогостоящего оборудования. Данная статья посвящена рассмотрению возможности замены в отдельных случаях акустических испытаний вибрационными, для проведения которых используется традиционная аппаратура возбуждения и измерения вибраций. При акустических испытаниях задается акустическое поле с известным амплитудным значением уровня давления в 1/3 октавном диапазоне частот [1]. В каждом диапазоне воздействие носит синусоидальный характер. Целью работы является подбор вибрационного воздействия, обеспечивающего нагружение, эквивалентное по некоторому выбранному критерию, акустическому. При использовании конечно-элементной модели динамика изделия при синусоидальном испытательном воздействии может быть представлена векторным линейным дифференциальным уравнением второго порядка [2]:

$$M\ddot{Y} + D\dot{Y} + KY = P_A(p).\sin(p \cdot t) \qquad (1)$$

Здесь $\ddot{Y}$, $\dot{Y}$ и Y, соответственно, векторы ускорений, скоростей и перемещений узловых точек; M, D, K – симметричные матрицы масс, демпфирования и жесткости; p - круговая частота вынуждающей силы; $P_A(p)$ - вектор амплитудных значений внешнего синусоидального воздействия. При синусоидальных испытаниях $P_A(p)$ задается обычно в виде кусочно-линейной функции частоты. Изменение частоты испытательного воздействия осуществляется достаточно плавно, поэтому при решении уравнения (1) значение $P_A(p)$ для каждого заданного значения частоты можно считать постоянным. При акустических испытаниях

$$P_A(p) = A_a(p) \cdot S_a \qquad (2)$$

где $A_a(p)$ – скалярная величина - амплитуда акустического давления; заданная в виде гистограммы, $S_a = (s_1, s_2, \ldots, s_n)$ - вектор постоянных детерминированных коэффициентов, которые при приложении давления по нормали к поверхности

являются площадями элементарных площадок. При синусоидальных вибрационных испытаниях

$$P_A(p) = A_w(p) \cdot S_w \tag{3}$$

$A_W(p)$- подлежащая определению скалярная функция, задающая зависимость ускорения стола вибровозбудителя от частоты испытательного воздействия. Предполагается, что $A_W(p)$ так же имеет вид гистограммы. В данном случае S_w представляет собой вектор, характеризующий распределение массы по длине корпуса. Для решения задачи предварительно определим частоты и формы колебаний системы без демпфирования, посредством [3-5], будем считать, что они удовлетворяют соотношениям ортогональности с матрицей жесткости и массы. Возвращаясь далее к уравнению (1) будем считать демпфирование классическим, так что возможным переход к координатам форм недемпфированной системы. Представим вектор перемещений в виде разложения в ряд по собственным формам колебаний

$$Y = \Phi \cdot q\,, \tag{4}$$

здесь q - n-мерный вектор координат форм; в общем случае комплексный, $\Phi = [\varphi_1, \varphi_2, \ldots, \varphi_n]$ - действительная матрица форм колебаний, φ_i - вектор i-той формы колебаний. После перехода к координатам форм получим векторное дифференциальное уравнение

$$\ddot{q} + R \cdot \dot{q} + \Lambda \cdot q = Q_A \cdot \sin(p \cdot t) \tag{5}$$

с диагональными матрицами собственных чисел $\Lambda = diag(\omega_1^2, \omega_2^2, \ldots, \omega_n^2)$ и демпфирования $R = diag(r_1, r_2, \ldots, r_n)$. ω_i - угловые собственные частоты колебаний недемпфированной системы, r_i - коэффициенты модального демпфирования, i - номер тона колебаний, n - число учитываемых тонов колебаний. Q_A - вектор обобщенных сил

$$Q_A = \Phi^T \cdot P_A \tag{6}$$

Вектор обобщенных сил при акустическом воздействии:

$$Q_a = A_a(p) \cdot \Phi^T \cdot S_a \tag{7}$$

Вектор обобщенных сил при вибрационном воздействии:

$$Q_w = A_w(p) \cdot \Phi^T \cdot S_w \tag{8}$$

Обобщенные силы для i - того тона определяются как

$$Q_{ai} = A_a(p) \cdot \varphi_i^T \cdot S_a \tag{9}$$

и, соответственно,

$$Q_w = A_w(p) \cdot \varphi_i^T \cdot S_w \tag{10}$$

Для того, чтобы с помощью вибрационного воздействия произвести нагружение, эквивалентное акустическому, потребуем выполнения неравенства:

$$Q_{wi} \geq Q_{ai} \tag{11}$$

Из (9), (10) и (11) следует

$$A_w(p) \geq \frac{\varphi_i^T \cdot S_a}{\varphi_i^T \cdot S_w} \cdot A_a(p) \tag{12}$$

Выполнение неравенства (12) необходимо обеспечить на всех диапазонах частот гистограммы. Для проверки предлагаемого способа замены вида испытательной нагрузки была рассчитана модель в виде консольной балки постоянного поперечного сечения, закрепленной на столе вибровозбудителя. Собственные частоты и формы

колебаний балки в заданном диапазоне частот были определены аналитически, для форм колебаний использовалось запись решения через функции А.Н. Крылова, таблицы значения которых можно найти в [5]. Формы колебаний нормировались по массе. Акустическое давление предполагалось равномерно распределенным по длине балки. Вибрационное возбуждение рассматривалось как кинематическое, обусловленное ускоренным движением заделки. Таким образом, инерционная нагрузка была постоянной по длине балки. Для аналитически найденных форм колебаний скалярные произведения в формуле (12) должны быть заменены на интегралы по длине балки:

$$A_w(p) \geq \frac{S_a \cdot \int_0^L \varphi_i(x) \cdot dx}{\int_0^L \rho F \cdot \varphi_i(x) \cdot dx} \cdot A_a(p) \qquad (13)$$

ρF - погонная плотность. Расчет, проведенный с использованием реальной гистограммы акустического воздействия в диапазоне частот от 20 Гц до 2 кГц, подтвердил пригодность предлагаемого способа пересчета испытательного воздействия.

Список литературы

1. Акустика: Справочник / А.П. Ефимов, А.В. Никопожкова. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Радио и связь, 1989. – 336 с.: ил.
2. Строительная механика: Учеб. Для строит. спец. вузов. – 8-е изд., перераб и доп. – М.: Высш. Шк., 1986. – 607 с.: ил.
3.С.П.Тимошенко. Колебания в инженерном деле. М., Наука, 1967.
4.В.Л.Бидерман. Прикладная теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1972.
5.Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах, т.3. М., Машиностроение, 1968.