

УДК 621.396.6

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА УСТАНОВЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОННЫХ ПРИБОРОВ

В.Г. НАЗАРЕНКО

*Высший государственный колледж связи
ул. Ф. Скорины, 8/2, Минск, 220114, Беларусь*

Поступила в редакцию 3 ноября 2006

Приведены результаты моделирования процесса установления резонансных колебаний резонаторов при воздействии синусоидальной вибрации фиксированной частоты. Установлена зависимость коэффициента передачи резонаторов от добротности и приведенного числа колебаний при кинематическом возбуждении. Полученные результаты позволяют давать оценку степени влияния неустановившихся колебаний на долговечность элементов приборов.

Ключевые слова: резонаторы, синусоидальная вибрация, неустановившиеся колебания.

Введение

В процессе эксплуатации большинство видов электронных приборов и аппаратуры подвергаются механическим воздействиям, характер и интенсивность которых могут быть весьма разнообразными в зависимости от типа источников воздействия, места установки аппаратуры и многих других факторов. Уровни внешних механических нагрузок на приборы и аппаратуру, установленных на автомобилях и на гусеничном транспорте, достигают 100 м/с^2 и возрастают по мере увеличения скорости движения. Так, ускорения при передвижении на бульжных дорогах в среднем на 60, а иногда и на 300% выше, чем на дорогах с асфальтовым покрытием. Уровни вибраций, возбуждаемых при проведении маневровых работ на железнодорожном транспорте, при сцеплении вагонов на горках, при погрузочно-разгрузочных работах достигают значений $300\text{--}500 \text{ м/с}^2$.

При взлетно-посадочных режимах работы самолетов уровни динамических нагрузок доходят до 500 м/с^2 , а при взлетах с неподготовленных взлетно-посадочных полос они возрастают в 2–3 раза. Вибрационные нагрузки на участке разгона ракет могут достигать значений 500 м/с^2 . Значительные уровни ударных и вибрационных нагрузок (до 1500 м/с^2) возникают на отдельных поверхностях различных частей кораблей (палуба, надстройки, перегородки) при движении во льдах, при ударе волн и пусках ракет. Вследствие тенденции увеличения скоростей движения объектов, мощности двигателей, эксплуатации в специфических условиях происходит увеличение интенсивности уровней воздействия на используемые в составе объектов приборы.

Вибрационные нагрузки вызывают механические напряжения и деформации элементов приборов, которые приводят к нестабильности электрических параметров, являются причиной необратимых изменений первоначально установленных при настройке и регулировке приборов номиналов элементов, способствуют возникновению усталостных явлений в материале элементов. Особо опасны явления резонанса, при которых за период времени, равный нескольким десяткам или сотням периодов собственных колебаний, нагрузка возрастает в десятки раз. По-

сколько спектр вибрационных воздействий (9–5000 Гц и выше) [1] попадает в диапазон 60–10000 Гц резонансных частот большинства элементов, плат, приборов [2], то вполне возможно возбуждение их резонансных колебаний.

При испытании элементов электронных приборов на вибропрочность вибрацией фиксированной частоты их долговечность определяется числом циклов нагружения до отказа и уровнем нагрузки, которую считают постоянной. Однако установление амплитуды резонансных колебаний резонаторов до максимального значения происходит с некоторым запаздыванием вследствие их инерционности [3], а в течение этого времени на испытываемые изделия действует переменная нагрузка. Следовательно, долговечность изделий частично будет определяться и временем установления резонансных колебаний резонаторов.

Теоретический анализ процесса установления резонансных колебаний

Оценить степень влияния процесса установления резонансных колебаний на долговечность изделий можно путем сравнения числа циклов переменной и постоянной нагрузок при испытаниях. Для этого представим резонатор в виде линейной механической системы с одной степенью свободы, состоящей из груза массы m на пружине жесткости C и демпфера вязкого трения с коэффициентом демпфирования μ [4].

Дифференциальное уравнение движения груза при кинематическом возбуждении (за счет движения опорного основания) имеет вид

$$m \ddot{z} + \mu(\dot{z} - \dot{x}) + C(z - x) = 0, \quad (1)$$

где z — абсолютное перемещение массы; x — перемещение основания.

Введем в уравнение новые параметры: $\omega_0 = \sqrt{C/m}$ — угловая частота собственных недемпфированных колебаний системы; отношение $\mu/m = \omega_0/Q$, где Q — добротность механической системы. После выделения в левую и правую части зависимых от x и z величин уравнение (1) примет вид

$$z + (\omega_0/Q) \dot{z} + \omega_0^2 z = \omega_0^2 x + (\omega_0/Q) \dot{x}. \quad (2)$$

При виброиспытаниях изделий задают ускорение резонатора и контролируют ускорение стола стенда. Поэтому перейдем от уравнения перемещений к дифференциальному уравнению ускорений. Дважды дифференцируя правую и левую части выражения (2), пренебрегая начальной фазой колебаний и представляя ускорение основания

$$j_x = A_{jx} \sin \omega t \quad (3)$$

в комплексной форме

$$j_x = A_{jx} e^{i\varphi(t)} \quad (4)$$

с учетом зависимости $dj_x/dt = i\omega j_x$ получим уравнение

$$d^2 j_z/dt^2 + (\omega_0/Q) (dj_z/dt) + \omega_0^2 j_z = \omega_0(\omega_0 + i(\omega/Q)) A_{jx} e^{i\varphi(t)}, \quad (5)$$

где $\omega = \varphi(t)$ — фиксированная частота возбуждения; $A_{jx} = \text{const}$ — амплитуда ускорения основания.

Запишем выражение (5) в действительной форме, для чего перейдем от ускорения вида (4) к ускорению (3)

$$\frac{d^2 j_z}{dt^2} + \frac{\omega_0}{Q} \frac{dj_z}{dt} + \omega_0^2 j_z = A_{jx} \omega_0^2 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \frac{1}{Q^2} \sin \omega t.$$

Реакцию механической системы, описываемой подобным уравнением, определяют через интеграл Дюамеля [3]:

$$j_z = \frac{A_{jx} \omega_0^2}{\omega^*} \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \frac{1}{Q^2} \int_0^t e^{-\frac{\omega_0}{2Q}(t-\tau)} \sin[\omega^*(t-\tau)] \sin \omega \tau d\tau,$$

где $\omega^* = \omega_0 \sqrt{1 - 1/4Q^2}$ — собственная частота демпфированной системы.

После преобразований получим

$$j_z = \frac{A_{jx} \omega_0^2}{2\omega^*} e^{-\frac{\omega_0 t}{2Q}} \left\{ \int_0^t e^{\frac{\omega_0 \tau}{2Q}} \cos[\omega^* t - (\omega^* + \omega)\tau] d\tau - \int_0^t e^{\frac{\omega_0 \tau}{2Q}} \cos[\omega^* t - (\omega^* - \omega)\tau] d\tau \right\}. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) при нулевых начальных условиях $t=0, j_x=j_z=0$ имеет вид

$$j_z = \frac{A_{jx} \omega_0^2}{2\omega^*} \left[\begin{aligned} & \frac{\frac{\omega_0}{2Q} \cos \omega t + (\omega^* + \omega) \sin \omega t}{\frac{\omega_0^2}{4Q^2} + (\omega^* + \omega)^2} - \frac{\frac{\omega_0}{2Q} \cos \omega^* t - (\omega^* + \omega) \sin \omega^* t}{\frac{\omega_0^2}{4Q^2} + (\omega^* + \omega)^2} e^{-\frac{\omega_0 t}{2Q}} - \\ & - \frac{\frac{\omega_0}{2Q} \cos \omega t + (\omega^* + \omega) \sin \omega t}{\frac{\omega_0^2}{4Q^2} + (\omega^* + \omega)^2} + \frac{\frac{\omega_0}{2Q} \cos \omega^* t - (\omega^* + \omega) \sin \omega^* t}{\frac{\omega_0^2}{4Q^2} + (\omega^* + \omega)^2} e^{-\frac{\omega_0 t}{2Q}} \end{aligned} \right]. \quad (7)$$

Для упрощения выражения (7) примем $\omega = \omega^*$. Тогда ускорение массы будет равно

$$j_z = \frac{A_{jx} \omega_0^2}{2\omega^*} \left[\begin{aligned} & \frac{\frac{\omega_0}{2Q} \cos \omega^* t + 2\omega^* \sin \omega^* t}{\frac{\omega_0^2}{4Q^2} + 4\omega^{*2}} - \frac{e^{-\frac{\omega_0 t}{2Q}}}{\frac{\omega_0^2}{4Q^2} + 4\omega^{*2}} \times \\ & \times \left(\frac{\omega_0}{2Q} \cos \omega^* t - 2\omega^* \sin \omega^* t \right) - \frac{2Q}{\omega_0} \cos \omega^* t + e^{-\frac{\omega_0 t}{2Q}} \frac{2Q}{\omega_0} \cos \omega^* t \end{aligned} \right]. \quad (8)$$

В произвольные моменты времени t по формуле (8) можно определить изменение ускорения механической системы при конкретных значениях A_{jx} , Q , ω_0 , а огибающую колебательного процесса получим при $A_{jz} = |j_{z\max}|$. Относительный коэффициент передачи по ускорению $K_{j\text{омн}}$ позволяет найти A_{jz} для различных A_{jx} , Q , ω_0 .

$$K_{j\text{отн}} = \frac{A_{jz}}{A_{jx}Q} = \frac{\omega_0}{\omega^*} \left[e^{-\frac{\omega_0}{2Q}t} \left(\cos \omega^*t - \frac{\cos \omega^*t}{16Q^2 - 3} - \frac{\sqrt{4Q^2 - 1}}{8Q^2 - 1,5} \sin \omega^*t \right) + \frac{\cos \omega^*t}{16Q^2 - 3} + \frac{\sqrt{4Q^2 - 1}}{8Q^2 - 1,5} \sin \omega^*t - \cos \omega^*t \right]. \quad (9)$$

Время установления резонансных колебаний системы определяется числом колебаний N , при котором коэффициент $K_{j\text{отн}}$ меняется от 0 до максимума. Для построения зависимости $K_{j\text{отн}} = \varphi(N)$ в относительных координатах введем понятие приведенного числа колебаний $N_Q = N/Q$: числа колебаний, приходящегося на единицу добротности. Тогда в формуле (9) текущее время будет равно

$$T = QN_Q / f_0,$$

где $f_0 = \omega_0 / 2\pi$ — циклическая собственная частота системы.

Расчет коэффициента передачи $K_{j\text{отн}}$ проведен для $Q=5, 10, 20, 40, 80, 160$ при различных значениях f_0, N_Q . Графически результаты расчета представлены на рис. 1. Для их описания можно использовать эмпирическую зависимость, средняя погрешность которой составила 0,63%:

$$K_{jр} = \frac{\sqrt{1+1/Q^2}}{0,197} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,8^{N_Q/0,3} N_Q [1 + 0,5(N_Q - 0,5)^2]}{}}. \quad (10)$$

Экспериментальная часть

Для реального резонатора процесс установления резонансных колебаний заснят на запоминающем осциллографе С8-13 (рис. 2) при ускорении стола вибростенда $A=59 \text{ м/с}^2$. Действительное время установления составило $t_y=0,38 \text{ с}$, а число колебаний $N=t_y f_r=0,38 \cdot 316,8=120,4$. Расчетное значение последнего равно $N=1,6$; $Q=1,6 \cdot 80=128$, погрешность определения составляет 6,3%.

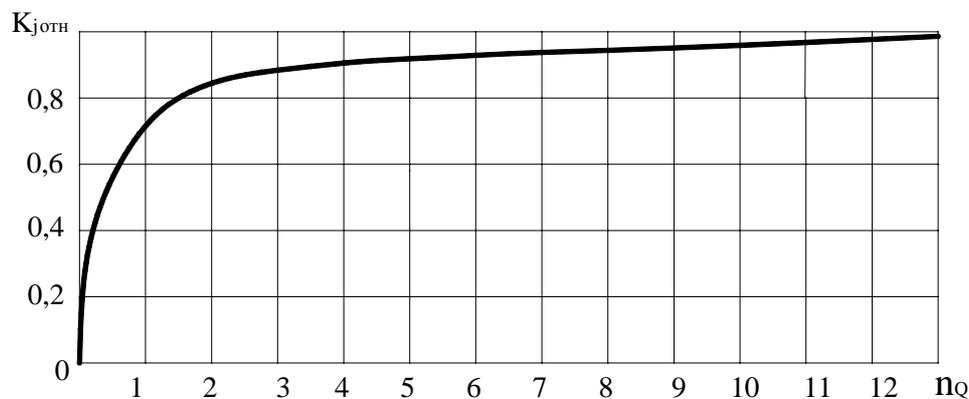


Рис. 1. Изменение относительного коэффициента передачи по ускорению от приведенного числа колебаний при резонансе

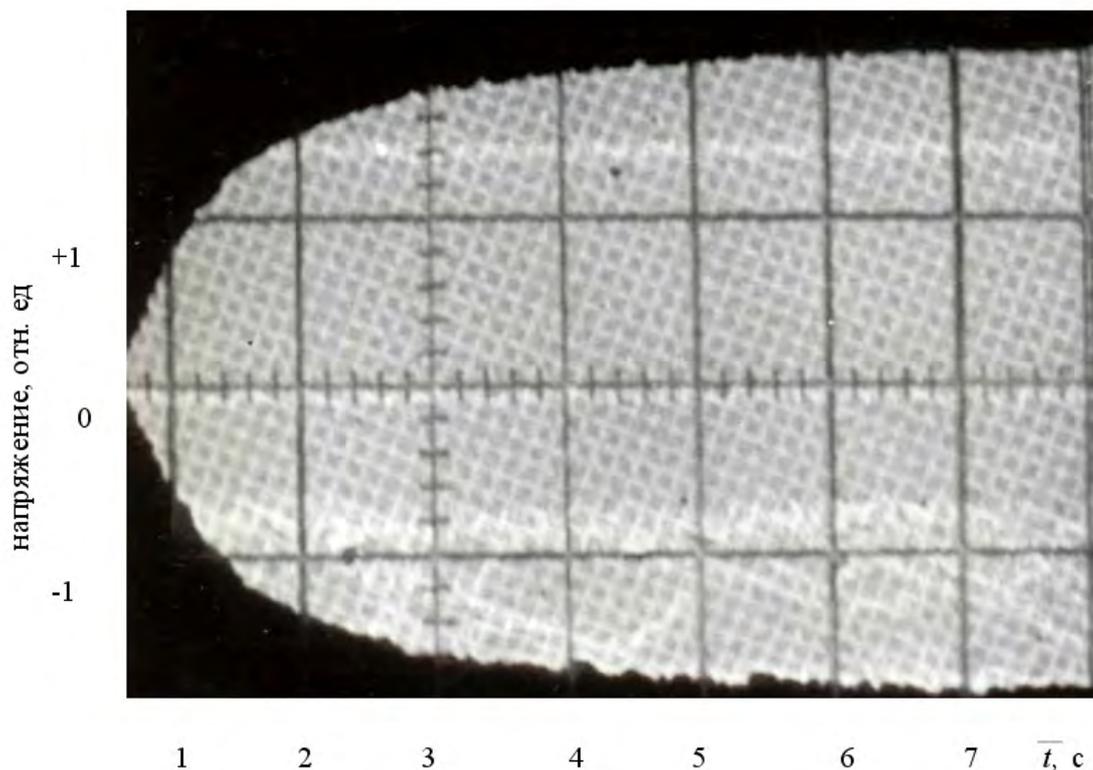


Рис. 2. Установление резонансных колебаний резонатора при $Q=80$; $f_r=316,8$ Гц; $t_y=0,38$ с

Заключение

Анализ полученных результатов позволил установить следующее:

1. Установление резонансных колебаний системы происходит при числе колебаний $N > 1,6 Q$ ($K_{\text{отн}} > 0,993$).

2. Для постоянных значений Q , N_Q коэффициент передачи $K_{\text{отн}}$ не зависит от частоты ω_0 .

3. В процессе установления резонансных колебаний меняется как амплитуда, так и частота (максимум $K_{\text{отн}}$ достигается не всегда при t , кратных периоду $T=1/f_0$).

Таким образом, если расчетное число колебаний резонатора до момента установления резонанса на порядок меньше ожидаемой долговечности изделий, то изменением их амплитуды ускорения можно пренебречь.

EFFECT OF THE PROCESS OF TRANSITION TO A STEADY STATE OF RESONANCE VIBRATIONS ON THE DURABILITY OF ELECTRONIC COMPONENTS

V.G. NAZARENKO

Abstract

The results of the simulation of the process of transition to a steady state of resonance vibrations of mechanical resonators under harmonic action are presented. It's established, that the gain per pass of resonators under the cinematic action depends on the Q-factor and the number of loading cycles. The presented results permit to estimate the effect of unsteady vibrations on the durability of electronic components.

Литература

1. *Лысов В.Б., Якушенко Е.А.* Метрологическое обеспечение испытаний изделий электронной техники на механические и климатические внешние воздействующие факторы. Ч. 1. Обеспечение единства исследований внешних воздействующих факторов в условиях эксплуатации изделий электронной техники // *Обзоры по электронной технике. Сер. 8. Управление качеством, стандартизация, метрология, испытания.* М.: ЦНИИ "Электроника", 1984, вып. 4 (1052). 79 с.
2. *Fiedler W.* // *Feingeratetechnik.* 1986. № 7. S. 178–182.
3. *Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / Ред. В.Н Челомей.* М., 1978. Т. 1. 352 с.
4. *Токарев М. Ф., Талицкий Е.Е., Фролов В.А.* Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры. М., 1984. 224 с.