

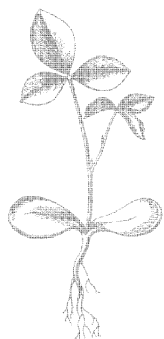
32.844
K 26

ВИБРАЦИИ И УДАРЫ В РАДИОАППАРАТУРЕ

В. Б. КАРПУШИН
ВИБРАЦИИ
И УДАРЫ
В РАДИО-
АППАРАТУРЕ

В. Б. КАРПУШИН

ВИБРАЦИИ И УДАРЫ В РАДИОАППАРАТУРЕ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «СОВЕТСКОЕ РАДИО»

МОСКВА — 1971

Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. Изд-во «Советское радио», 1971, стр. 344. т. 14 500, ц. 97 коп.

Изложены некоторые теоретические вопросы и значительное внимание уделено вопросам практического применения результатов исследования действия вибраций и ударов на РЭА при ее конструировании и испытаниях. Рассмотрены методы анализа гармонических и случайных вибраций и ударных нагрузок, действующих на аппаратуру, предлагается методика испытания блоков и элементов на вибрации и удары, приведены способы расчета собственных частот конструкций и конструктивные способы уменьшения влияния вибраций, упрощенные методы расчета систем амортизации и основные характеристики применяемых амортизаторов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, производством, настройкой и эксплуатацией РЭА, а также для студентов вузов.

Табл. 67, рис. 129, библи. 76 назв.

правочные таблицы

Василий Борисович Карпушин
ВИБРАЦИИ И УДАРЫ В РАДИОАППАРАТУРЕ

Редактор **Ю. И. Суханов**

Художник **В. В. Волков**

Художественный редактор **З. Е. Вендрова**

Техн. редактор **А. А. Белоус**

Корректоры **Л. И. Кирильченко. О. П. Трушкова**

Сдано в набор 1/VII-70 г.

Подписано в печать 30/XII-70 г.

Т-17290. Формат 84×108/32.

Бумага типографская № 3

Объем 18,06 усл. п. л. Уч. изд. л. 16,243. Тираж 14 500 экз. Зак. 1290.

Издательство «Советское радио», Москва, Главпочтамт, п/я 693.

Цена 1 р. 05 к.

Московская типография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати
при Совете Министров СССР
Москва, Б. Переяславская, д. 46

ПРЕДИСЛОВИЕ

В последнее время большое внимание уделяется изучению вибрации и ударов, воздействующих на радиоэлектронную аппаратуру (РЭА). Обусловлено это, во-первых, тем, что действие механических нагрузок может вызвать дефекты и неисправности РЭА, во-вторых, повышением интенсивности механических нагрузок вследствие увеличения мощностей двигателей и скоростей движения объектов, на которых устанавливается РЭА.

Изучение явлений вибрации и ударов и разработку способов их изоляции необходимо предусматривать при проектировании, конструировании, испытании и эксплуатации аппаратуры. Результаты исследований действия вибрации и ударов, а также методы расчетов систем амортизации опубликованы в многочисленных журналах и книгах применительно к машиностроению, самолетостроению, строительным сооружениям и различным видам транспортных машин.

В меньшей мере освещены вопросы исследования действия динамических нагрузок на радиоэлектронную аппаратуру, которая обладает характерными особенностями.

Возникла необходимость, с одной стороны, в систематизации опубликованных в различных специальных журналах и книгах методов исследования и испытания действия динамических нагрузок на радиоэлектронную аппаратуру, а с другой — в разработке новых и развитии существующих методов для решения вопросов, возникающих при разработке и эксплуатации РЭА, испытывающей механические воздействия.

В книге рассмотрены основные вопросы расчета, конструирования и испытаний радиоэлектронной аппаратуры, устойчивой к механическим воздействиям, а также методы защиты аппаратуры от этих воздействий. Рассмотрены также вопросы измерений, анализа вибраций и методы испы-

таний аппаратуры, которые необходимо знать для правильного конструирования аппаратуры и устройств для испытаний ее на устойчивость к вибрации и ударным нагрузкам.

Изложены некоторые теоретические вопросы, большое внимание уделено практическому применению результатов исследования действия вибраций и ударов на радиоэлектронную аппаратуру при ее конструировании, производстве и испытании на вибропрочность и виброустойчивость.

В книге используется система единиц СИ. Численные значения величин записываются в виде произведения двух множителей: первый приближенно соответствует значению величины в технической системе мер; второй множитель (10^n или 10^{-n}) позволяет выразить произведение в единицах системы СИ. Например, сила записывается в десятках ньютонов, так как $1 \text{ кгс} \approx 10 \text{ н}$. Так, сила в 1000 кгс равна $1000 \cdot 10 \text{ н}$ или 1000 дан (деканьютонов). Точно так же, но с множителем 10^5 , записывается в ньютонах на квадратный метр механическое напряжение. В этом случае первый множитель приблизительно соответствует величине давления в единицах килограмм-сила на квадратный метр. Например, напряжение $\sigma = 392,4 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ в технической системе единиц записывалось бы как $\sigma \approx 400 \text{ кгс/см}^2$.

Автор выражает глубокую благодарность канд. техн. наук Н. Н. Абжирко и Г. В. Ласточкину за ряд ценных замечаний, сделанных ими при подготовке рукописи книги к изданию.

Можно предполагать, что книга принесет пользу инженерам, конструкторам и испытателям различных специальностей, работающим в радиотехнической промышленности. Автор будет признателен за все замечания и предложения по содержанию книги.

ПЕРИОДИЧЕСКИЕ ВИБРАЦИИ И МЕТОДЫ ИХ АНАЛИЗА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИСПЫТАНИИ АППАРАТУРЫ

1.1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕТОДЕ РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ

Под вибрацией радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) будем понимать колебательные процессы в ее конструкции, которые снижают надежность работы аппаратуры. При исследовании вибрации не учитываются начальные фазы, в этом состоит основное отличие вибрации от других видов колебаний механических систем.

В общем случае конструкцию РЭА представляют в виде сложной колебательной системы. Изучение этой системы является трудной задачей, практически не всегда выполнимой. Поэтому в книге применяется следующий приближенный метод расчета.

Блок аппаратуры условно разделяют на простые эквивалентные колебательные системы с одной или двумя степенями свободы, т. е. представляют блок в виде конечного числа простых механических систем, состоящих из массы груза m_i , укрепленной на пружине, обладающей жесткостью k_i (рис. 1.1).

Такое разделение сложного устройства на простые колебательные системы во многих практических задачах дает хорошие результаты, так как блок РЭА, как правило, состоит из отдельных узлов, укрепленных на шасси и связанных между собой гибкими соединениями.

Кроме того, при анализе действия вибрации сначала следует рассчитывать колебательную систему, состоящую из узлов и элементов, которые чувствительны к вибрации, а затем уж систему, содержащую и нечувствительные к вибрации элементы.

Вид вибрации и мера ее действия на аппаратуру зависят от параметров колебательной системы, т. е. от конструктивных и схемных параметров, определяемых конструктором, и от характера возмущающих сил и точек их приложения, которые в большинстве случаев могут быть найдены конструктором.

Конструктивные и схемные параметры РЭА должны выбираться так, чтобы обеспечить:

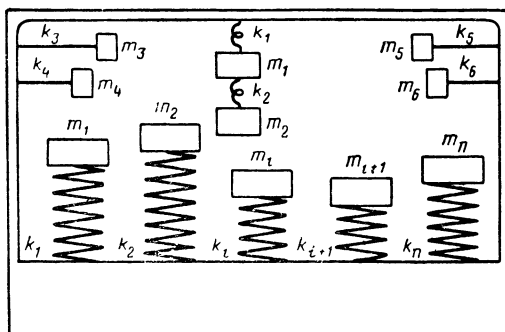


Рис. 1.1. Эквивалентная схема блока:

m_1, m_2, \dots, m_n — массы элементов или приборов, входящих в блок; k_i — эквивалентные жесткости механических систем, соответствующие жесткости элементов конструкции и деталей крепления радиоэлементов.

— вибропрочность аппаратуры (т. е. в ней не должно происходить силовых и усталостных разрушений и соударений элементов при действии вибрации);

— виброустойчивость (т. е. аппаратура должна нормально функционировать при действии помех и шумов, вызываемых вибрацией и ударами;

— отсутствие резонансных частот элементов конструкции в заданном диапазоне частот.

Приблизительно эти параметры могут быть определены из решения уравнения движения колебательной системы и из анализа колебательных процессов при действии различных возбуждающих сил.

1.2. СИСТЕМА С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Колебательной системой с одной степенью свободы называется система, движение которой под действием при-

ложенных сил вполне определяется изменением во времени одной координаты.

Система с одной степенью свободы (рис. 1.2) состоит из груза с массой m , пружины с жесткостью k и демпфера с коэффициентом демпфирования β . Движение массы m определяется изменением только одной координаты x :

Уравнение движения системы может быть составлено на основе принципа Даламбера, согласно которому в каж-

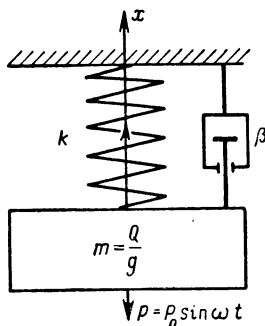


Рис. 1.2. Расчетная схема колебательной системы:

P — возбуждающая сила, приложенная к массе m ; k — жесткость пружины; β — коэффициент демпфирования.

дый момент времени все силы, действующие на систему, находятся в равновесии, если в число действующих сил включить силу инерции¹.

На систему действуют следующие силы: 1) сила инерции $m\ddot{x}$; 2) сила упругости пружины kx ; 3) сила демпфирования $\beta\dot{x}$, которая принимается пропорциональной мгновенной скорости массы и направленной в сторону, противоположную этой скорости, и 4) возбуждающая сила $P = P_0 \sin \omega t$. Поэтому уравнение движения массы m относительно положения статического равновесия будет

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + kx = P_0 \sin \omega t;$$

разделив правую и левую части на m , получим

$$\ddot{x} + 2\delta_0\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 x_{ct} \sin \omega t, \quad (1.1)$$

¹ В общем случае дифференциальные уравнения движения любой колебательной механической системы могут быть составлены на основе уравнений Лагранжа в обобщенных координатах [5].

где $\delta_0 = \beta/2 \sqrt{mk}$ — параметр, пропорциональный коэффициенту демпфирования; P_0 — амплитуда действующей силы, $x_{ст} = P_0/k$ — удлинение пружины, которое она получила бы при статическом действии на нее силы P_0 , кгс или н; $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ — круговая частота собственных колебаний системы, рад/сек. (1.2)

При решении дифференциального уравнения (1.1) различают свободные и вынужденные колебания механической системы. Рассмотрим вначале свободные колебания, т. е. колебания, определяемые только состоянием самой системы. При свободных колебаниях правая часть уравнения (1.1) обращается в нуль, т. е. уравнение становится однородным. Допустим, например, что в начальный момент времени $t = 0$ массе m была сообщена мгновенная скорость v , а затем система была предоставлена самой себе. Решение дифференциального уравнения свободных колебаний, удовлетворяющее начальным условиям $\dot{x}(0) = v$, $x(0) = 0$, при отсутствии демпфирования ($\delta_0 = 0$) будет

$$x = \frac{v}{\omega_0} \sin \omega_0 t = A \sin \omega_0 t, \quad (1.3)$$

где $A = v/\omega_0$, т. е. возникает периодическое синусоидальное движение с собственной частотой ω_0 , которая определяется по формуле (1.2).

Из формулы (1.2) следует также, что собственная частота системы не зависит от начальных условий: с увеличением массы m частота уменьшается, а с увеличением жесткости пружины k — увеличивается.

Любой реальной системе присуще демпфирование, которое характеризуется величиной параметра $\delta_0 = 0,02 \div 0,25$. Принимая $\delta_0^2 \approx 0$, решение уравнения свободных колебаний в этом случае можно записать в виде

$$x = \frac{v}{\omega_0} e^{-\delta_0 \omega_0 t} \sin \omega_0 t. \quad (1.4)$$

Из формулы (1.4) следует, что демпфирование качественно меняет характер колебаний, так как даже при малом значении δ_0 множитель $e^{-\delta_0 \omega_0 t}$ с течением времени t стремится к нулю, и, следовательно, свободные колебания затухают и перестают быть периодическими.

Рассмотрим теперь вынужденные колебания системы под воздействием гармонической силы $P = P_0 \sin \omega t$.

Общее решение уравнения (1.1) может быть представлено в виде суммы решения (1.4) однородного уравнения и частного решения, соответствующего гармонической силе P :

$$x = Ae^{-\delta_0 \omega_0 t} \sin(\omega_0 t - \varphi_0) + \mu x_{\text{ст}} \sin[\omega t - \varphi], \quad (1.5)$$

где $\varphi = \arctg \frac{2\delta_0 \alpha}{1 - \alpha^2}$ — начальная фаза; $\alpha = \omega/\omega_0$ — безразмерный параметр, пропорциональный частоте возбуждающей силы;

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{4\delta_0^2 \alpha^2 + (1 - \alpha^2)^2}}. \quad (1.6)$$

Величины A и φ_0 зависят от начальных условий. Все другие величины в этой формуле от начальных условий не зависят.

Установившиеся вынужденные колебания определяются вторым членом формулы (1.5):

$$x = \mu x_{\text{ст}} \sin(\omega t - \varphi). \quad (1.7)$$

Входящая в формулу (1.7) безразмерная величина μ , показывающая, во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний при действии силы $P_0 \sin \omega t$ больше статического отклонения пружины под действием силы P_0 , называется коэффициентом динамичности.

Характерной особенностью вынужденных колебаний является то, что амплитуда их зависит не только от параметров системы и величины возмущающей силы, но и от частоты ω возмущающей силы, так как согласно формуле (1.6) коэффициент μ зависит от ω .

Максимальное значение коэффициента динамичности получается при $\alpha = \sqrt{1 - 2\delta^2}$:

$$\mu_{\text{макс}} = \frac{1}{2\delta \sqrt{1 - \delta^2}}.$$

Если частота возмущающей силы ω совпадает с собственной частотой ω_0 механической системы без трения ($\delta = 0$; $\alpha = 1$), то имеют место резонансные колебания.

При резонансных колебаниях и отсутствии трения полное решение уравнения (1.1) при нулевых начальных условиях будет

$$x = -\frac{\omega_0 x_{\text{ст}} t}{2} \cos \omega_0 t, \quad (1.8)$$

т. е. амплитуда линейно зависит от времени t и от частоты собственных колебаний системы ω_0 .

Амплитуда резонансных колебаний нарастает тем медленнее, чем меньше коэффициент $\omega_0 x_{\text{ст}}/2$, т. е. чем меньше частота собственных колебаний системы ω_0 и чем меньше статический прогиб пружины под действием силы P_0 .

Отсюда следует, что при быстром прохождении резонансной частоты амплитуда будет достигать меньшей величины по сравнению с амплитудой при медленном прохождении резонанса.

Время прохождения резонанса можно определить, зная условия периодичности решения (1.8) и число волн колебаний n , прошедших за это время

$$t_n = \frac{2\pi n}{\omega_0} = \frac{n}{f_0},$$

где f_0 — собственная частота, гц ; $n = 1, 2, 3, \dots$, — число волн.

Наращение амплитуды при резонансе в зависимости от числа волн n и собственной частоты системы f_0 определяется по формулам

$$\begin{aligned} A &= \pi n x_{\text{ст}} \approx 3n x_{\text{ст}}; \\ A &\approx 3f_0 t_n x_{\text{ст}}. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Формула (1.8) для колебательной системы без затухания ($\delta_0 = 0$) теряет смысл при бесконечном возрастании времени t , так как амплитуда колебаний становится бесконечно большой. Однако если на такую систему в момент времени $t = 0$ начинают действовать затухающие колебания, частота которых равна резонансной частоте системы, то дифференциальное уравнение движения системы принимает вид

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 x_{\text{ст}} e^{-\alpha t} \cos \omega_0 t, \quad (1.10)$$

где значение коэффициента затухания α много меньше частоты собственных колебаний системы, т. е. $\alpha \ll \omega_0$.

Тогда решение уравнения (1.10) будет

$$x = \frac{\omega_0 x_{\text{ст}}}{2\alpha} (1 - e^{-\alpha t}) \sin \omega_0 t.$$

В этом случае амплитуда синусоидального колебания не нарастает неограниченно во времени, а стремится к стационарному значению

$$A = \frac{\omega_0 x_{\text{ст}}}{2\alpha},$$

которое соответствует вынужденным синусоидальным колебаниям на резонансной частоте.

Если система обладает трением, то амплитуда колебаний при резонансе будет ограничена и ее величина зависит от коэффициента δ_0 , пропорционального демпфированию β (рис. 1.2). Амплитуда колебаний A_p системы с одной степенью свободы согласно выражениям (1.5), (1.6) при резонансе определяется по одной из следующих формул:

$$A_p = \frac{x_{\text{ст}}}{2\delta_0} = x_{\text{ст}} Q = \frac{250}{\gamma f_c^2} = P_0 Q l_k = V \rho W Q l_k, \quad (1.11)$$

где $2\delta_0 = Q^{-1} = \gamma$ — коэффициент неупругого сопротивления материала; $x_{\text{ст}} = 250/f_c^2$ — статический прогиб, мм; $Q = \mu_{\text{рез}}$ — добротность механической системы при малых значениях δ_0 ; f_c — собственная частота системы, которая при учете коэффициента демпфирования δ_0 незначительно отличается от резонансной частоты $f_0 = \omega_0/2\pi$; P_0 — амплитудное значение силы, действующей на систему масса — пружина; V — приведенный объем массы; ρ — плотность материала груза; $l_k = 1/k$ — податливость упругой системы; W — амплитуда действующего ускорения.

Из формулы (1.11) следует, что амплитуда смещения при резонансе прямо пропорциональна статическому прогибу $x_{\text{ст}}$, добротности системы Q , объему V и плотности ρ материала груза, амплитуде действующего ускорения W , податливости l_k упругой системы и обратно пропорциональна коэффициенту неупругого сопротивления $\gamma = 2\delta_0$ и квадрату величины собственной частоты f_c .

Коэффициент неупругого сопротивления γ и другие показатели демпфирования определяются следующими соотношениями [59]:

$$\gamma = 2\delta_0 = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{\delta}{\pi} = \frac{1}{\mu_p},$$

где μ_p — коэффициент динамичности при резонансе (определяется по экспериментальной резонансной кривой); $\psi = \Delta P / P$ — коэффициент поглощения энергии за один период в единице объема материала; ΔP — энергия, соответствующая площади петли гистерезиса; $P = P_p x_{ст} / 2$ — энергия, соответствующая амплитуде деформации $x_{ст}$; $\delta = \ln x_n / x_{n+1}$ — логарифмический декремент колебания; x_n, x_{n+1} — амплитуды затухающих колебаний, соответствующие началу и концу $(n+1)$ -го цикла.

При исследовании вибрации первым членом в формуле (1.5) не следует пренебрегать, так как даже мгновенное действие вибрации может нарушить виброустойчивость аппаратуры. Под влиянием вибрации могут одновременно возникать собственные и вынужденные колебания и, следовательно, аппаратура может подвергаться усиленным вибрациям.

Согласно формуле (1.5) и условий

$$\omega_0 t = \omega t - \varphi = \frac{n\pi}{2} \quad (n = 1, 2, \dots)$$

при одновременном действии вынужденных и собственных колебаний амплитуда колебаний может достигнуть удвоенного значения по сравнению с амплитудой установившихся вынужденных колебаний [19].

1.3. ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ВИБРАЦИЙ

Параметры гармонических вибраций определяются из соотношения (1.3), которое запишем в виде

$$x = A \sin 2\pi f t, \quad (1.12)$$

где A — амплитуда вибраций, мм; $f = 1/T$ — частота, гц; T — период вибрации, сек.

Скорость вибрации определяется дифференцированием выражения (1.2) по времени:

$$v = A2\pi f \cos 2\pi ft.$$

Амплитуда скорости вибрации $v_a = 2\pi f A$ пропорциональна частоте f .

Ускорение вибрации равно второй производной от перемещения (1.12) по времени

$$w = -(2\pi f)^2 A \sin 2\pi ft.$$

Амплитуда ускорения $W = (2\pi f)^2 A$ пропорциональна квадрату частоты f .

Динамическая перегрузка (резкость) [32] определяется как производная от ускорения по времени:

$$n = -(2\pi f)^3 A \cos 2\pi ft,$$

где амплитуда резкости вибрации $n_a = (2\pi f)^3 A$ пропорциональна кубу частоты.

Резкость вибрации характеризует скорость изменения действующей силы, т. е. величину динамической перегрузки. Амплитуда резкости является дополнительной характеристикой гармонических вибраций, при помощи которой можно сравнивать режимы вибрационных испытаний.

Амплитуды перемещения A , скорости v_a , ускорения W и резкости n_a связаны между собой следующими соотношениями:

$$n_a = \omega W = \omega^2 v_a = \omega^3 A,$$

где $\omega = 2\pi f$.

При изменении амплитуды ускорения для фиксированной частоты вибрации f средняя за время T величина динамической перегрузки определяется по формуле

$$U_{\text{ср}} = \pi \sqrt{\frac{2f(W_1^2 + W_2^2 + \dots + W_n^2)}{T}},$$

где W_1, W_2, \dots, W_n — амплитуды ускорений.

Квадрат амплитуды скорости равен произведению амплитуд перемещения и ускорения вибрации:

$$v_a^2 = AW. \quad (1.13)$$

Соотношение (1.13) не зависит от времени и частоты гармонических вибраций.

Мгновенные значения перемещения x , скорости \dot{x} и ускорения \ddot{x} связаны с амплитудами перемещения A , скорости v_a и ускорения W следующей зависимостью:

$$\dot{x}^2 - x\ddot{x} = v_a^2.$$

Встречающиеся на практике механические вибрации редко бывают чисто гармоническими. В большинстве случаев они состоят из нескольких гармонических колебаний с разными амплитудами и частотами. Сложные вибрации можно анализировать с помощью осциллограмм, определяя при этом следующие параметры:

1. Пиковое (максимальное) отклонение. При сложной вибрации пиковые значения амплитуд колебаний существенно зависят от сдвига фаз между отдельными составляющими. На практике могут возникать случайные всплески, толчки, удары, которые в дальнейшем хотя и затухают, но могут оказывать сильное воздействие на радиоэлектронную аппаратуру.

2. Максимальный размах — разность между максимальным и минимальным значениями отклонений за период.

3. Среднее арифметическое абсолютных величин отдельных значений амплитуд колебаний, отсчитанных от средней линии.

4. Среднее арифметическое квадратов отдельных значений амплитуд для гармонических составляющих

$$[x(t)]^2 = \sum_1^N \frac{A_n^2}{2}.$$

Эта формула дает связь мощности процесса с амплитудами A_n синусоидальных составляющих, т. е. мощность периодических вибраций равна сумме мощностей гармоник. Зависимость $A_n^2/2$ от частоты называется спектром мощности.

5. Среднее квадратическое, или эффективное, значение — корень квадратный из среднего квадрата отдельных значений амплитуд за период основной вибрации.

Среднее квадратическое значение для сложной вибрации представляет собой величину, среднюю между пиковой и средней арифметической.

Для сложной вибрации, состоящей из нескольких гармонических колебаний с амплитудами A_1, A_2, \dots, A_n и частотами f_1, f_2, \dots, f_n , кратными основной частоте, эквивалентное значение амплитуды определяется по формуле

$$A_g = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + \dots + A_n^2}.$$

Для гармонической вибрации соотношение между отдельными параметрами вполне определенное, поэтому они могут измеряться с достаточной точностью измерительными приборами. Вычисления параметров сложных вибраций по измеренным данным могут давать разные результаты.

Например, в случае сложной вибрации, содержащей высшие гармоники, вычисление амплитуды колебаний по формуле (1.4) будет давать завышенный результат, потому что значения измеренных величин A_n , относящихся к высшим гармоникам, нужно делить на квадраты соответствующих им более высоких частот и, кроме того, амплитуды отдельных составляющих должны складываться геометрически, т. е. с учетом сдвига фаз составляющих колебаний.

1.4. ВИБРАЦИИ С ПЕРЕМЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Вибрации с переменными параметрами, воздействующие на радиоэлектронную аппаратуру, по характеру изменения параметров условно можно разделить на следующие три вида:

- вынужденные вибрации с переменными параметрами;
- параметрические вибрации, вызываемые изменением параметров колебательной системы под действием вынужденных вибраций;
- вибрации в колебательных системах с заранее заданными переменными параметрами.

Рассмотрим вынужденные вибрации с переменными параметрами.

К таким вибрациям прежде всего относятся периодические или почти периодические вибрации с переменными параметрами, определяемые зависимостью

$$x = A(t) \sin [\omega(t) t], \quad (1.14)$$

в которой величины $A(t)$ и $\omega(t)$ изменяются во времени и, следовательно, определяются мгновенными значениями амплитуды перемещения $A(t)$ и частоты $\omega(t)$.

Мгновенная скорость вибрации получается дифференцированием выражения (1.14) по времени:

$$\dot{x} = \dot{A} \sin \omega t + A (\omega + \dot{\omega} t) \cos \omega t, \quad (1.15)$$

и соответственно мгновенное ускорение будет

$$\begin{aligned} \ddot{x} = \{ \ddot{A} - A [\omega + \dot{\omega} t]^2 \} \sin \omega t + \{ A [2\dot{\omega} + \ddot{\omega} t] + \\ + 2\dot{A} [\omega + \dot{\omega} t] \} \cos \omega t. \end{aligned} \quad (1.16)$$

В формулах (1.15) и (1.16) аргумент функций $A(t)$ и $\omega(t)$ опущен. Точками над буквами обозначены производные по времени. Из формул (1.15) и (1.16) следует, что скорость и ускорение вибрации будут также периодическими функциями с той же переменной частотой $\omega(t)$, что и исходное перемещение $x(t)$.

Амплитуды скорости и ускорения имеют сложную зависимость от параметров вибрации и их производных, и поэтому при стендовых испытаниях задают закон изменения ускорения. Для получения требуемого закона изменения частоты используют метод качающейся частоты или метод переменных амплитуд.

При использовании метода качающейся частоты ускорение изменяется по закону

$$\ddot{x} = W \sin [\omega(t) t],$$

где W — амплитуда ускорения, не зависящая от времени; $\omega(t)$ — частота, медленно меняющаяся во времени от номинального значения до наибольшего и обратно.

При низких частотах (до 50 гц) задается закон перемещения

$$x(t) = A \sin [\omega(t) t],$$

где A — постоянная амплитуда вибрации.

При проведении испытаний поддерживают постоянными следующие параметры: поддиапазоны изменения частоты, амплитуду смещения или амплитуду ускорения, время и скорость изменения частоты для каждого поддиапазона.

Производную от частоты вибрации в процессе испытаний изменяют пропорционально частоте, т. е. частота вибрации меняется во времени по логарифмическому закону:

$$\ln \omega = kt \text{ или } \omega = e^{kt}.$$

Так как демпфирование механических систем уменьшается с ростом частоты колебаний, то более точной будет линейная зависимость между производной частоты по времени и частотой в дробной степени, т. е.

$$\dot{\omega} = k\omega^\gamma,$$

где γ — дробное число; k — коэффициент пропорциональности.

Метод качающейся частоты применяется для испытаний изделий на виброустойчивость и вибропрочность, а также для определения частоты их собственных колебаний и снятия частотных характеристик. Этот метод удобен тем, что позволяет непосредственно определять частоты собственных колебаний испытываемой конструкции и величины амплитуд при резонансе, выявить, какая из собственных частот конструкции оказывает наибольшее влияние на работу аппаратуры в условиях эксплуатации. В процессе испытаний поддерживают постоянными ускорение, скорость или смещение платформы вибростенда. Величины этих параметров зависят в основном от конструкции аппаратуры и условий ее эксплуатации. Как правило, испытания на вибрацию проводят сначала при постоянной величине смещения на низких частотах, затем продолжают их при постоянном ускорении на более высоких частотах. Частота перехода от режима вибрации при постоянном смещении к режиму вибрации при заданном ускорении зависит от условий эксплуатации аппаратуры,

Если закон изменения частоты задается по методу переменных амплитуд, то

$$\ddot{x} = W(\omega) \sin \omega(t),$$

где $W(\omega)$ — амплитуда ускорения, изменяющаяся в зависимости от частоты ω ; ω — частота, задаваемая как параметр.

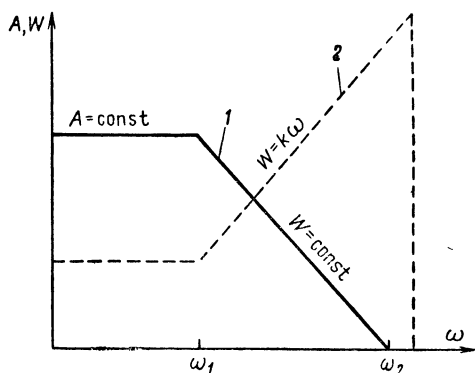


Рис. 1.3. Зависимость амплитуды перемещения A и ускорения W от частоты ω :

1 — изменение амплитуды A при постоянной амплитуде ускорения W в диапазоне частот $\omega_1 \div \omega_2$; 2 — изменение амплитуды A при линейном изменении амплитуды ускорения W в зависимости от частоты.

В качестве примера на рис. 1.3 изображены зависимости амплитуд перемещения и ускорения от частоты.

К вынужденным вибрациям с переменными параметрами относятся и явления биений. Биения наблюдаются в том случае, когда частота ω возмущающей силы [формула (1.1)] незначительно отличается от частоты ω_0 собственных колебаний системы. При этом биения представляют собой гармонические вибрации с частотой $\frac{(\omega + \omega_0)}{2}$ и с периодически меняющейся амплитудой.

Число биений в единицу времени равно разности между частотой собственных колебаний системы и частотой возмущающей силы, т. е.

$$f_6 = \frac{\omega - \omega_0}{2\pi}.$$

Решение уравнения (1.1) при $\delta=0$ и близких значениях ω и ω_0 можно записать в виде

$$x = \frac{v}{\omega_0} \sin \omega_0 t + \frac{x_{\text{ст}}}{m(\omega_0 + \omega)} \cos \left(\frac{\omega - \omega_0}{2} t \right) \sin \left(\frac{\omega + \omega_0}{2} t \right) + \frac{x_{\text{ст}}}{m(\omega_0 - \omega)} \sin \left(\frac{\omega - \omega_0}{2} t \right) \cos \left(\frac{\omega + \omega_0}{2} t \right). \quad (1.17)$$

Для малых значений $(\omega - \omega_0)$ третий член в формуле (1.17) велик по сравнению с первыми двумя членами и характеризует биения с периодически меняющейся амплитудой

$$A_6 = \frac{x_{\text{ст}}}{m(\omega - \omega_0)} \sin \frac{\omega - \omega_0}{2} t.$$

При исследовании действия вибрации на аппаратуру явление биения следует отличать от резонанса: при резонансных колебаниях амплитуда вибраций неограниченно нарастает во времени, а амплитуда биения периодически изменяется во времени. Резонанс и биения — явления существенно различные и по-разному влияют на прочность конструкции РЭА. Резонанс может вызвать механические разрушения, в то время как при биениях этого может не быть. Биения могут возникать и в том случае, когда собственные частоты элементов близки друг к другу.

Пример. Два одинаковых элемента массой m укреплены на днище шасси, обладающем жесткостью k_1 и k (рис. 1.4). При действии вертикальной гармонической вибрации на определенных частотах первый и второй элементы будут совершать горизонтальные колебания.

Уравнения движения такой системы:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= -(k_1 + k)x_1 + kx_2, \\ m\ddot{x}_2 &= kx_1 - (k_1 + k)x_2. \end{aligned} \quad (1.18)$$

Решение системы (1.18) при начальных условиях $t=0$; $x_1(0)=0$; $\dot{x}_1=v_1$; $\ddot{x}(0)=0$ имеет вид

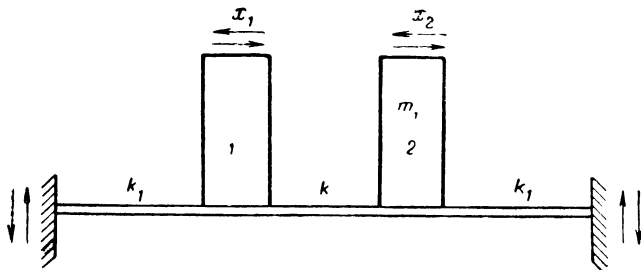
$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{v_1}{2\omega_1} \sin \omega_1 t + \frac{v_1}{2\omega_2} \sin \omega_2 t, \\ x_2 &= \frac{v_1}{2\omega_1} \sin \omega_1 t - \frac{v_1}{2\omega_2} \sin \omega_2 t, \end{aligned} \quad (1.19)$$

где

$$\omega_1^2 = \frac{k_1}{m}; \quad \omega_2^2 = \frac{k_1 + 2k}{m}.$$

При условии $k \ll k_1$ частоты ω_1 и ω_2 незначительно отличаются друг от друга и, следовательно, будут наблюдаться биения.

В этом случае решение (1.19) примет вид



Р и с. 1 4. Колебательная система из двух элементов, размещенных на днище шасси:

1, 2—элементы, имеющие одинаковые массы m ; k , k_1 —жесткости участков днища шасси; x_1 и x_2 —смещения элементов в горизонтальной плоскости.

$$x_1 \approx \frac{v_1}{\omega_1} \cos \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t \right) \sin \left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t \right),$$

$$x_2 \approx \frac{v_1}{\omega_1} \sin \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t \right) \cos \left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t \right),$$

т. е. амплитуды колебания первого и второго элементов будут

$$A_{1\phi} = \frac{v_1}{\omega_1} \cos \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t,$$

$$A_{2\phi} = \frac{v_1}{\omega_1} \sin \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t. \quad (1.20)$$

Из формул (1.20) следует, что амплитуда вибрации первого элемента будет с течением времени убывать, а второго—возрастать до тех пор, пока амплитуда первого элемента не обратится в нуль, а амплитуда второго элемента не достигнет начальной амплитуды первого элемента. Этот процесс обмена амплитудами между первым и вторым элементом будет чередоваться.

Если большое число однотипных элементов расположено в один ряд на шасси и расстояния между элементами одинаковы, то будет наблюдаться аналогичное явление обмена амплитудами вибрации между соседними элементами. При этом первый элемент ряда возобновит вибрации только в тот момент, когда амплитуда последнего элемента уменьшится до нуля, т. е. время действия вынужденных вибраций каждого элемента ряда будет меньше, чем в системе с двумя элементами.

1.5. ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИИ

Вибрации радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) возникают при ее транспортировке и при эксплуатации. В зависимости от этого различают и источники возбуждения вибрации, которые необходимо определить, чтобы правильно разместить аппаратуру с учетом ее виброустойчивости и вибропрочности.

При транспортировке аппаратуры следует различать внутренние и внешние источники возбуждающих колебаний. Внутренними источниками являются, например, неравномерное вращение вала двигателя, деталей трансмиссии или ходовой части. К внешним источникам относятся неровности дороги, пульсирующие порывы ветра, атмосферная турбулентность, акустический шум, волнение водной поверхности и другие возбудители. Поэтому при выборе вида транспорта для перевозки аппаратуры необходимо согласовывать вибрационные характеристики аппаратуры и применяемых транспортных средств. Каждому виду транспорта присущи свои вибрационные и ударные нагрузки, воздействующие на аппаратуру, и в то же время при различных способах транспортировки наблюдаются общие закономерности. Например, общим для всех видов транспорта является то, что вибрации можно рассматривать как случайные стационарные процессы.

Параметры вибраций трудно предсказать в каждом конкретном случае, но при разработке аппаратуры можно пользоваться обобщенными приближенными данными, которые приведены в табл. 1.1 и 1.2 [28, 33].

В техническом задании на конструирование РЭА должны быть оговорены параметры вибраций, действующих на аппаратуру при ее транспортировке и эксплуатации.

При эксплуатации стационарной радиоэлектронной аппаратуры источниками вибрации являются: неуравновешенность вращающихся частей вентиляторов и электродвигателей; работа агрегатов электропитания и преобразователей тока. Такие источники вибрации в большинстве случаев можно изолировать от аппаратуры и ее вибросуществительных элементов, если это своевременно предусмотреть при конструировании.

В подвижной аппаратуре можно в какой-то мере осуществить виброизоляция аппаратуры и ее элементов, но невозможно изолировать сами источники вибрации.

Таблица 1.1

**Характеристики вибраций, действующих на аппаратуру,
установленную на подвижных объектах**

Источник вибрации	Характеристики вибрации
Транспортные средства колесного типа	Частоты возбуждающих колебаний подвески машины $2 \div 10$ гц, кузова $8-15$ гц, ускорение $1 g$; частоты возбуждения двигателя $20-60$ гц
Транспортные средства гусеничного типа	Ударновозбуждаемые вибрации в диапазоне частот $400-700$ гц, амплитуда колебаний на низких частотах $\pm 0,25$ мм
Корабль	Частоты возбуждающих колебаний и ускорения: кормовая часть $2-35$ гц, $0,05-0,5 g$
Самолет	Частоты возбуждения $3-500$ гц, амплитуда колебаний $\pm 3,8$ мм на низких частотах. Акустические вибрации с частотой до 130 кгц на уровне 150 дб выше звукового порогового уровня
Управляемые снаряды	Частоты возбуждающих колебаний $30-5000$ гц, ускорения $5-30 g$. На участке резонанса возможны ускорения до $40 g$. Акустические вибрации с частотой до 10 кгц на уровне 130 дб выше звукового порогового уровня

Таблица 1.2

**Параметры вибраций, действующих на аппаратуру
при транспортировке**

Условия транспортировки	Частота возбуждающих колебаний, гц	Ускорение, g	Амплитуда, мм	
			низкие частоты	высокие частоты
Автомобиль	2—3 15—40	3 1	180 1,1	80 0,15
Железная дорога	2 100	$\pm 1,5$ ± 2	25 —	— 0,05
Морской транспорт	1—50	$0,4 \div 2$	до 10	$\leq 0,2$
Воздушный транспорт	3—500	$0,2-20$	> 3	$\leq 0,02$

ВЛИЯНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ВИБРАЦИЙ НА РАДИОЭЛЕКТРОННУЮ АППАРАТУРУ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТЫ

2.1. ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ НА КОНСТРУКЦИЮ И ЭЛЕМЕНТЫ РЭА

Внешние вибрации воздействуют на корпус аппаратуры и вызывают механические нагрузки в шасси и элементах блока. Реакции элементов блока на вибрации передаются в свою очередь шасси блока корпусу аппаратуры. При определенных условиях реакция элементов может гасить вибрации корпуса. При этом силы, действующие на элементы, будут наибольшими и могут быть даже разрушительными.

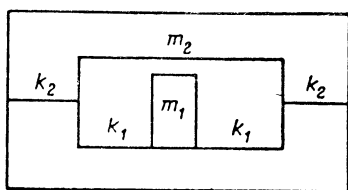
Такое явление объясняется следующим образом. Если корпус имеет достаточную жесткость, т. е. его собственные частоты выше максимальной частоты воздействующих вибраций, а жесткость шасси, элементов креплений и монтажа значительно меньше жесткости корпуса, то эквивалентная колебательная система может быть представлена в виде, показанном на рис. 2.1.

Пусть на корпус (рис. 2.1) действуют гармонические вибрации $x = x_{\text{ст}} \sin \omega t$, которые создают ускорения, направленные вдоль вертикальной оси. Из теории колебаний известно, что амплитуды колебаний первой и второй массы будут

$$A_1 = \frac{x_{\text{ст}}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} + \frac{k_1}{k_2}\right)}, \quad (2.1)$$

$$A_2 = \frac{x_{\text{ст}} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} + \frac{k_1}{k_2} \right) - \frac{k_1}{k_2}}, \quad (2.2)$$

где $x_{\text{ст}}$ — статическая деформация деталей крепления шасси к корпусу; $\omega_1^2 = k_1/m_1$ — квадрат собственной частоты системы днище шасси — масса элементов, укреплен-



Р и с. 2.1. Эквивалентная колебательная система с двумя степенями свободы:

m_1 — масса элемента; k_1 — жесткость днища шасси блока в местах крепления элементов; m_2 — масса блока; k_2 — жесткость деталей крепления блока к корпусу.

ных на днище; $\omega_2^2 = k_2/m_2$ — квадрат собственной частоты системы: детали крепления шасси к корпусу — масса шасси и всех элементов.

Из формул (2.1) и (2.2) следует, что если масса m_1 и жесткость k_1 такие, что $\omega_1 = \omega$, т. е. собственная частота системы днище шасси — масса элементов равна частоте возмущающих вибраций, то амплитуда вибрации всего шасси A_2 теоретически будет равна нулю, а амплитуда вибрации элемента на днище шасси A_1 будет максимальной, т. е. этот элемент получает максимальные ускорения и является динамическим поглотителем колебаний шасси [5].

При конструировании РЭА динамического поглощения следует избегать.

Примеры, иллюстрирующие явление динамического поглощения колебаний в конструкциях РЭА, приведены в гл. 5 (§ 5.9).

Рассмотрим другие особенности действия вибраций на РЭА.

Конструкция радиоэлектронной аппаратуры должна быть виброустойчивой и вибропрочной. Виброустойчивость определяет степень чувствительности аппаратуры к динамическим нагрузкам. Она характеризуется значениями амплитуд ускорений и частот вибрации, при которых не нарушается нормальное функционирование аппаратуры. Например, у пентода типа 6Ж31Б-К эффективное значение

напряжения виброшумов на сопротивлении анодной нагрузки 10 *ком* при амплитуде ускорения 15 *g* и частоте 50 *гц* составляет менее 10 *мв* [6]. По критерию годности для этой лампы эффективное напряжение виброшумов должно быть не более 15 *мв*. Следовательно, допустимая амплитуда ускорения на частоте 50 *гц* не должна превышать 15 *g*.

Вибропрочность определяет способность аппаратуры выдерживать без разрушения длительные вибрационные нагрузки. Она характеризуется максимальными амплитудами ускорений, собственными частотами аппаратуры и ее отдельных элементов, демпфирующими свойствами материала конструкции и продолжительностью действия вибрационной нагрузки. Например, у той же лампы 6Ж31Б-К в диапазоне частот 10—4000 *гц* отсутствуют механические резонансы конструкции; допускаются вибрации с ускорением 15 *g* и частотой 50 *гц* в течение 20 *час*. Следовательно, такая лампа является вибропрочной при условии, что параметры воздействующих вибраций при эксплуатации не будут превышать указанных величин.

Радиоэлектронные приборы являются сложными многоэлементными конструкциями, обладающими спектром статических упругих характеристик. Кроме этого, элементы имеют различную массу, и, следовательно, прибор в целом может иметь большое число собственных частот, которые при совпадении с частотами возмущающих вибраций могут создать практически сплошной спектр резонансных частот прибора. Поэтому вероятность повреждения аппаратуры при действии вибрации будет пропорциональна числу резонансных частот в заданном диапазоне частот.

Допустимые ускорения, характеризующие виброустойчивость элементов и аппаратуры, в большинстве случаев меньше ускорений, при которых выполняются условия вибропрочности, и которые должны превышать ускорения воздействующих вибраций. Следовательно, конструкция аппаратуры должна быть вибропрочной и такой, чтобы ускорения, испытываемые радиоэлементами, не превосходили значений, определяющих виброустойчивость, т. е. конструкция должна обладать демпфирующими свойствами.

Одновременное удовлетворение требований виброустойчивости и вибропрочности аппаратуры создает характерную особенность конструирования РЭА.

2.2. ВИБРАЦИИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА СТАЦИОНАРНУЮ АППАРАТУРУ

Под стационарной аппаратурой здесь, в отличие от определения, данного в работе [16], понимается аппаратура, которая при функционировании остается неподвижной и в случае необходимости может быть транспортирована любым видом транспорта в другое место. Различают вибрации, действующие на стационарную аппаратуру при ее функционировании и при транспортировании.

Вибрации при функционировании аппаратуры возбуждаются внутренними источниками и, как правило, имеют пониженные уровни ускорений и фиксированные, вполне определенные частоты.

Таковыми источниками вибрации могут быть вентиляторы, преобразователи напряжения, вращающиеся антенные устройства, генераторы источников питания. Внутренние источники вибрации необходимо определять в каждом конкретном случае и вибрацию изолировать. Если каждый источник вибрации невозможно виброизолировать, то необходимо изолировать от вибрации линейки и элементы блока, которые чувствительны к вибрации.

Внутренние вибрации, как правило, влияют только на виброустойчивость аппаратуры и почти не влияют на ее вибропрочность. Уровни ускорений и частоты таких вибраций значительно отличаются от вибраций, воздействующих на аппаратуру при транспортировке.

Так, например, измерения параметров вибраций аппаратуры, установленной в кабине прицепа при одновременной работе нагнетающего и вытяжного вентиляторов, установленных на амортизаторах в стенах кабины, показали, что частоты имеют дискретные значения в диапазонах 100—130; 210—240 и 1000—1200 *гц*, а амплитуды ускорений не превышают 0,1 *г*.

Частоты вибраций, возбуждаемых вентилятором:

$$f_{k1} = k \frac{n}{60}, \quad (2.3)$$

$$f_{k2} = k \frac{zn}{60} i, \quad (2.4)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$; n — частота вращения вала электродвигателя, *об/мин*; z — число лопастей вентилятора; i — передаточное отношение.

Первый ряд частот вибраций появляется из-за неуравновешенности деталей, вращающихся со скоростью вращения вала электродвигателя. Частоты второго ряда соответствуют импульсам, возникающим при работе вентиляторов.

В приведенном примере вентиляторы имели следующие данные: $n = 6000$ об/мин; $z = 6$; $i = 1$. Следовательно, частоты, определяемые по формулам (2.3) и (2.4), будут

$$f_{11} = \frac{6000}{60} = 100 \text{ гц}; f_{21} = 200 \text{ гц}; f_{22} = 1200 \text{ гц}.$$

Эти значения частот близки к измеренным.

2.3. ВИБРАЦИИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АППАРАТУРУ, УСТАНОВЛИВАЕМУЮ НА ПОДВИЖНЫХ ОБЪЕКТАХ

В отличие от стационарной РЭА, которая подвергается транспортной вибрации в неработающем состоянии, аппаратура, установленная на подвижных объектах, должна надежно функционировать при движении объекта. При этом РЭА может подвергаться более интенсивной вибрации, чем при транспортировке.

В общем случае при движении объекта на аппаратуру воздействуют установившиеся и случайные вибрации. Эти вибрации по-разному действуют на аппаратуру, поэтому следует отдельно рассматривать влияние каждой из этих вибраций и их одновременное действие.

Амплитуду колебаний установившихся вибраций можно определить для любого момента времени, тогда как амплитуду случайной вибрации можно определить только как вероятность ее появления.

Правильное определение параметров реально действующих вибраций является основной практической задачей при проектировании аппаратуры, устанавливаемой на подвижных объектах. Завышенные требования к параметрам вибрации приводят к ненужному увеличению жесткости и веса конструкции аппаратуры и, как следствие, к снижению характеристик подвижного объекта. Например, если аппаратура устанавливается на автомашине и измерения показали, что при движении возникают вибрации с максимальным ускорением $W = 2 \text{ г}$ на частотах 3—6 и 100—200*

115 гц, то нет необходимости рассчитывать аппаратуру на ускорение $W = 4 g$ и испытывать при таком ускорении и удовлетворять требованию отсутствия резонансов элементов конструкции в диапазоне частот 10—40 гц, как это предусмотрено нормами на параметры вибрации для рассматриваемого класса автомашин [27, 44].

Рассмотрим на примерах влияние увеличения диапазона частот, в котором элементы конструкции не должны иметь резонанса, на увеличение жесткости и веса конструкции.

Допустим, что груз с массой m подвешен на пружине, жесткость которой k . В зависимости от основной собственной частоты системы f_0 , которая соответствует верхнему значению заданного диапазона частот, требуемая жесткость пружины, отнесенная к единице массы, определяется по формуле

$$\frac{k}{m} \simeq 40 f_0^2. \quad (2.5)$$

Из формулы (2.5) следует, что при неизменном значении массы m расширение диапазона собственных частот увеличивает жесткость пружины по параболическому закону. Например, если задано, что конструктивные элементы не должны иметь резонансных частот в диапазонах 10—20; 10—40; 10—80; 10—120 гц, то жесткости соответственно будут иметь следующие максимальные значения: $16 \cdot 01^3$; $4 \cdot 16 \cdot 10^3$; $16 \cdot 16 \cdot 10^3$; $36 \cdot 16 \cdot 10^3$ н/м, т. е. при расширении диапазона безрезонансных частот с 20 до 120 гц, жесткость конструкции аппаратуры возрастает в 36 раз. С ростом жесткости увеличивается вес пружины.

Аналогичным способом можно определить объем или вес конструктивного элемента в зависимости от задаваемой собственной частоты, ниже которой не должно быть резонансов для других видов конструкций.

Рассмотрим теперь зависимость требуемого объема V и веса Q конструктивных элементов от величины задаваемой амплитуды ускорения.

Амплитуду прогиба A можно выразить через полную упругую работу пружины следующим образом:

$$\frac{1}{2} \frac{QA}{i} = \frac{1}{4} \tau^2 \frac{V}{G} \quad (2.6)$$

или

$$A = \frac{1}{2} \tau^2 \frac{Vi}{QG}, \quad (2.7)$$

где τ — напряжение сдвига; G — модуль упругости сдвига; i — число витков.

Зависимость амплитуды вибрации от вибрационной перегрузки n определяется по формуле

$$A = \frac{250n}{f^2}. \quad (2.8)$$

Из формул (2.7), (2.8) находим зависимость активного объема материала пружины V от величины перегрузки n и частоты вибрации f :

$$V = \frac{500QG}{if^2 \tau^2} n. \quad (2.9)$$

Следовательно, при постоянных значениях Q , G , i , f и τ объем материала пружины и вес будут прямо пропорциональны задаваемым вибрационным перегрузкам n .

Оценка напряжений в конструкциях при транспортировке в зависимости от характеристик случайных стационарных воздействий приводится в книге Н. А. Николаенко [50].

2.4. ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ

Проектируемая аппаратура должна удовлетворять требованиям вибро- и удароустойчивости. Действие вибрации может приводить к скрытым или трудно контролируемым нарушениям функционирования радиоэлектронной аппаратуры. При этом разрушений или необратимых отказов может и не быть, что значительно затрудняет выявление причин, вызывающих нарушение функционирования, и требует тщательного контроля работы всех элементов аппаратуры. Известны случаи, когда отсутствие тщательного контроля работы аппаратуры при действии вибрации приводило к аварийному исходу. Поэтому при испытаниях на виброустойчивость основной задачей является выявление

самого процесса действия вибрации на функционирование элементов, установленных в конструкции. После решения этой задачи разрабатывается методика контроля функционирования аппаратуры в процессе эксплуатации. Если при испытании по такой обоснованной методике аппаратура не удовлетворяет требованиям виброустойчивости, то производятся изменения в схеме и конструкции аппаратуры или вводится амортизация конструкций РЭА.

Действие вибрации на виброустойчивость радиоэлементов и приборов вызывается различными явлениями. Рассмотрим некоторые примеры.

При воздействии вибрации на подстроечные конденсаторы происходит изменение установленной емкости, что приводит к изменению настройки контуров. Флюктуация емкости подстроечного конденсатора при действии вибрации принимается за основной параметр виброчувствительности конденсатора. При действии вибрации на соединительный кабель в нем появляются заряды, вызываемые трением в материале кабеля.

В электронных лампах вибрации вызывают изменение крутизны характеристики, вследствие взаимного перемещения электродов лампы.

Изменения коэффициента индуктивности возникают при действии вибрации на устройства, содержащие индуктивные токосъемы.

Во многих случаях нарушение функционирования аппаратуры является следствием явления механических резонансов, вызываемых внешними вибрациями в деталях.

Пример. Узел точечного диода закреплен на пластине вместе с другими радиоэлементами. Частота собственных колебаний диода находится в диапазоне 14—16 *кГц*. При испытании на виброустойчивость в диапазоне частот до 2000 *Гц* были обнаружены нарушения работы узла при воздействии гармонических вибраций различных частот, значительно меньших частоты собственных колебаний диода. Так как частота собственных колебаний диода значительно выше частоты возбуждения, то требования к виброустойчивости диода удовлетворяются и диод применен в схеме правильно.

Анализ собственных колебаний пластины — основания узла — показал, что она имеет сложные формы колебаний, содержащие гармонические составляющие от первой до девятой гармоник. Следовательно, если основная частота возбуждения вибрации выше 1500 *Гц*, то высшая гармоника пластины совпадает с собственной частотой диода и наступает явление резонанса, которое нарушает нормальное функционирование диода. Такой дефект функционирования аппара-

туры является скрытым и его трудно выявить. В данном случае требованиям виброустойчивости блока не удовлетворяет конструктивный элемент — пластина (основание узла).

Рассмотренные примеры показывают, что виброустойчивость аппаратуры в основном зависит от параметров вибрации, виброчувствительности применяемых радиоэлементов, сложности схемы и жесткости конструкции аппаратуры.

2.5. ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ АППАРАТУРЫ

В результате действия вибрации и ударов могут возникать механические повреждения элементов, нарушаться контакты реле, целость паяк, резьбовых и других соединений. Для мощных контактов даже небольшое ослабление их и связанное с этим увеличение переходного сопротивления ведет к нагреву, а иногда даже к оплавлению и выгоранию контакта. В электровакуумных приборах возникают межэлектродные замыкания, обрывы цепи подогревателя, нарушения вакуума из-за трещин в стекле. В результате действия вибрации происходят усталостные повреждения элементов аппаратуры и перемежающиеся отказы устройств, имеющих подвижные детали.

Например, надежность работы ламп понижается при действии вибраций, которые создают переменное напряжение на анодной нагрузке и вызывают таким образом паразитную модуляцию параметров сигнала.

Причиной возникновения вибронпряжений являются колебания электродов лампы, приводящие к периодическому изменению междуэлектродных расстояний. Это, в свою очередь, вызывает изменение анодного тока, в результате чего на анодной нагрузке появляется переменное напряжение. Величина этого напряжения зависит от соотношения между анодным током, нагрузкой и анодным напряжением. Для получения большей надежности лампы это соотношение при испытании ламп на вибропрочность должно быть таким, чтобы величина переменного напряжения, возникающего вследствие действия вибрации, была максимальной. При эксплуатации же ламп величина виброшумов должна быть возможно меньше, что также обеспечивается соответ-

ствующим подбором соотношения между анодным током, напряжением и нагрузкой при заданных параметрах вибраций. В наибольшей степени подвержены влиянию вибрации многоэлектродные лампы. Даже при небольшом изменении расстояния между слюдой и баллоном лампы или между слюдой и фиксируемым ею элементом лампы слюда начинает изнашиваться. Действие вибрации на лампу значительно ускоряет подобный износ.

Вибрации и удары особенно опасны при работе лампы в тяжелых температурных условиях, когда электроды лампы из-за перегрева легко деформируются.

На полупроводниковые приборы благодаря их незначительной массе вибрация и удары влияют в меньшей степени, чем на электронные лампы. При продолжительных механических воздействиях возможны обрывы выводов и нарушение контактов.

Особое внимание следует уделять вибрационным характеристикам материалов, которые в процессе эксплуатации подвергаются действию вибраций и нагреву. При колебаниях металлических деталей часть энергии поглощается внутри материала вследствие внутреннего трения. С повышением температуры величина внутреннего трения материала возрастает, при этом будет изменяться виброустойчивость конструкции.

В общем случае вибрации и нагрева упруго напряженных конструкций изменяется амплитуда вибрации и резонансная частота, поэтому при выборе материалов для деталей конструкции следует учитывать:

а) статические характеристики механических свойств: пределы упругости, ползучести, прочности и их зависимость от температуры;

б) динамические характеристики: модуль упругости и внутреннее трение;

в) изменение механических свойств при деформации.

Материалы, применяемые для создания надежных и виброустойчивых конструкций, должны обладать большим внутренним трением, т. е. иметь высокий коэффициент затухания.

Действие вибрации на радиоэлектронную аппаратуру и ее элементы в любом случае снижает надежность ее работы. Поэтому исследования действия вибрации с целью уменьшения их действия на аппаратуру тесно связаны с исследованиями повышения надежности работы РЭА.

2.6. ВИБРАЦИИ И МЕХАНИЧЕСКАЯ УСТАЛОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

В радиоэлектронной аппаратуре применяются детали из алюминиевых сплавов, у которых число циклов переменных нагружений за весь период эксплуатации меньше числа циклов, соответствующих пределу выносливости металла. Поэтому при расчете таких деталей на вибропрочность необходимо знать допустимые напряжения для ограниченной выносливости, которые определяются на основе усталостной кривой. Усталостная кривая графически изображает взаимосвязь между числом циклов N , при котором металл разрушается, и наибольшими напряжениями σ в металле в это время. Для алюминиевых сплавов усталостная кривая в координатах σ , $\lg N$ представляется в виде двух прямолинейных участков. Для произвольной точки M наклонного участка кривой усталости, характеризующего область ограниченной выносливости, получаем соотношение

$$\frac{\lg N_{01}}{R - \sigma_{01}} = \frac{\lg N_1}{R - \sigma_1}, \quad (2.10)$$

где N_{01} — число циклов нагружения, соответствующее точке перегиба усталостной кривой; R — напряжение, соответствующее разрушению металла при статической нагрузке; σ_{01} — предел длительной выносливости металла; N_1 — число циклов нагружений, соответствующее напряжению σ_1 ; $\sigma_1 < R$ — напряжение в области ограниченной выносливости.

Принимая величину R равной пределу текучести σ_T металла, из формулы (2.10) получаем

$$\sigma_1 = \sigma_T \left(1 - \frac{\lg N_1}{\lg N_{01}} \right) + \sigma_{01} \frac{\lg N_1}{\lg N_{01}}. \quad (2.11)$$

В условиях сложного напряженного состояния для гладких лабораторных образцов уравнение (2.11) примет вид

$$\sigma = \sigma_1 \left(1 - \frac{\lg N}{\lg N_{-1}} \right) + \sigma_{-1} \frac{\lg N}{\lg N_{-1}}, \quad (2.12)$$

где σ_{-1} — предел выносливости опасных напряжений при симметричном цикле для гладких лабораторных образцов;

N_{-1} — число циклов нагружений при симметричном цикле опасных напряжений, соответствующее точке перелома усталостной кривой.

Допускаемые напряжения для применяемых деталей определяются по приближенной формуле

$$[\sigma] = n [\sigma_T \left(1 - \frac{\lg N}{\lg N_{-1}} \right) + \sigma_{-1} \frac{\lg N}{\lg N_{-1}} k_1 k_2 k_3 k_4], \quad (2.13)$$

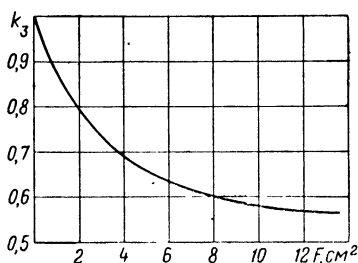


Рис. 2.2. Зависимость коэффициента k_3 , учитывающего влияние абсолютных размеров детали, от площади сечения детали F .

где n — коэффициент запаса прочности; выбирается в зависимости от конструкции, ресурса и надежности аппаратуры; k_1, k_2, k_3, k_4 — коэффициенты, учитывающие соответственно степень обработки, концентрацию напряжений в опасном сечении, влияние абсолютных размеров детали и влияние асимметрии цикла нагружения.

Значения коэффициентов указаны в табл. 2.1—2.3 и на графике рис. 2.2.

Для случая симметричного изгиба $N_{-1} \approx 7 \cdot 10^6$.

При заданной величине напряжений долговечность детали определяется по формуле

$$[\lg N] = \frac{1}{n} \left[\lg N_{-1} \frac{\sigma_T - \sigma}{\sigma_T - \sigma_{-1}} \frac{1}{k_1, k_2, k_3, k_4} \right] \quad (2.14)$$

Коэффициент k_4 , учитывающий влияние асимметрии цикла нагружения, определяется по формуле

$$k_4 = 1 - \frac{\sigma_T}{\sigma_B}, \quad (2.15)$$

где σ_B — временное сопротивление.

По формулам (2.13) и (2.14) и значениям коэффициентов, приведенных в табл. 2.1—2.3, ориентировочно определяют допускаемые напряжения $[\sigma]$ и долговечность $[\lg N]$ в области ограниченной выносливости для деталей из алюминиевых сплавов.

Т а б л и ц а 2.1
Значение коэффициента k_1 при испытании образца
на изгиб с вращением

Марка материала	Вид обработки образца		
	точение	полирование	накатывание роликом
Д16Т	1	1,09	1,21
В95Т	1	1,15	1,28
АВ	1,18	—	—
АД33	1,36	—	—
В91	1,31	—	—

Примечание. При упрочнении полированных образцов из алюминиевых и магниевых сплавов рекомендуется $k_1 = 1,05 \div 1,15$.

Т а б л и ц а 2.2
Значения коэффициента k_2 для точеных образцов при испытании
на консольный изгиб с вращением

Марка материала	Вид обработки отверстия			
	сверление	развертывание	дорнирование	развальцовка
Д16Т	0,48	0,565	0,614	0,653
В95Т	0,493	0,543	0,595	—
АВ	0,59	—	—	—
Д1	0,607	—	—	—
Д16	0,6	—	—	—
В95	0,6	—	—	—
АК8	0,613	—	—	—

Т а б л и ц а 2.3
Механические характеристики алюминиевых сплавов
и значения коэффициента k_4

Марка сплава	σ_B	σ_T	σ_{-1}	k_4
	кгс/мм ²			
Д16Т	47	32	15	0,315
Д18	30	17	9,5	0,43
АВТ1	33	28	7,5	0,15
АК2	42	28	10	0,35
АК4-1	44	37	15	0,16
АК8	49	38	15,5	0,22
В95Т	58	50	16	0,14
АЛ1	22—33	20—29	4,5—7	0,1—0,12
АМ	13—22	5—17	5,5—7	0,616—0,23
АД33	30	25	9,5	0,165
АВ	33	2	11	0,33
В91	45	36	13	0,2

СЛУЧАЙНЫЕ ВИБРАЦИИ И МЕТОДЫ ИХ АНАЛИЗА

3.1. НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫЕ МЕТОДЫ АНАЛИЗА СЛУЧАЙНЫХ ВИБРАЦИЙ

В общем случае случайные вибрации, воздействующие на аппаратуру или возбуждающиеся в ее элементах, являются пространственными вибрациями. Пространственные вибрации раскладывают на три составляющие по координатным осям x , y , z , и тогда случайные вибрации рассматриваются как случайные функции одного аргумента* — текущего времени t , т. е. исследуют случайные процессы $X(t)$, $Y(t)$, $Z(t)$.

Случайные процессы разделяют на стационарные и нестационарные. Рассмотрим основные характеристики случайных функций. Математическое ожидание или среднее значение функций $X(t)$ по ансамблю

$$M[X(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) p(x, t) dx, \quad (3.1)$$

где

$$p(x, t) dx = P(x - dx < X(t) \leq x) \quad (3.2)$$

— одномерный закон распределения или плотность вероятности случайной величины $X(t)$.

* Случайной величиной называется величина, которая в результате опыта может принимать то или иное значение, причем неизвестно заранее — какое именно. Случайной функцией называется функция, которая в результате опыта может принять тот или иной конкретный вид, неизвестно заранее — какой именно.

Если процесс стационарный и эргодический, то для определения всех его характеристик достаточно иметь одну реализацию случайной функции, т. е. например, одну осциллографическую запись на отрезке времени $(0, T)$. Если реализация $x(t)$ выражена в виде дискретных значений ординат x_i , то среднее значение случайной величины равно

$$M[X(t)] = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i, \quad (3.3)$$

где N — число ординат процесса на интервале $0, T$.

Математическое ожидание $M[X(t)]$ соответствует начальному моменту первого порядка, и его размерность такая же, как и размерность исследуемой величины.

Моментом высшего порядка случайной функции называется интеграл*

$$M[X_t^n] = \int_{-\infty}^{\infty} x_t^n p(x_t) dx_t. \quad (3.4)$$

Центральные моменты определяются по формуле**

$$M[X_t - M(X_t)]^n = \int_{-\infty}^{\infty} [X_t - M(X_t)]^n p(x_t) dx_t. \quad (3.5)$$

В формулах (3.4) и (3.5) индекс t означает, что в общем случае средние значения относятся к определенному моменту времени, так как закон распределения $p(x, t)$ зависит от времени.

Для стационарного случайного процесса моменты не зависят от времени, так как $p(x, t) = p(x)$. При дискретных значениях реализации центральные моменты k -го порядка определяются по формуле

$$M[X^k] = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - M[X_i])^k. \quad (3.6)$$

* Начальным моментом n -го порядка случайной величины X называется математическое ожидание n -й степени этой случайной величины.

** Центральным моментом n -го порядка случайной величины называется математическое ожидание n -й степени соответствующей центрированной случайной величины $\hat{X} = X - M[X]$.

Центральный момент второго порядка называется дисперсией* и находится как

$$D_x = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - M[X_i])^2. \quad (3.7)$$

Среднее квадратическое отклонение равно

$$\sigma_x = \sqrt{D_x} \quad (3.8)$$

и определяет разброс величин случайного процесса $X(t)$ относительно среднего значения $M[X_i]$.

Коэффициент асимметрии плотности распределения определяется по формуле**

$$Sk = \frac{M[\overset{\circ}{X}^3]}{(\sigma_x)^3}, \quad (3.9)$$

и эксцесс — по формуле

$$Ex = \frac{M[\overset{\circ}{X}^4]}{(\sigma_x)^4} - 3. \quad (3.10)$$

Величина Ex характеризует островершинность кривой распределения***.

Определение математического ожидания состоит в усреднении по ансамблю реализаций случайного процесса. Могут быть образованы также средние по времени. Если средние по времени совпадают со средними по ансамблю, то случайный стационарный процесс обладает свойством эргодичности, т. е. усреднение можно производить по времени и по одной реализации, выбранной из ансамбля реализаций.

* Дисперсией случайной величины X называется математическое ожидание квадрата соответствующей центрированной величины.

** Коэффициентом асимметрии распределения называют отношение третьего центрального момента к кубу среднего квадратического отклонения.

*** Четвертый центральный момент служит для характеристики островершинности или плосковершинности распределения по отношению к нормальному закону распределения, для которого $Ex = 0$.

Статистическая зависимость двух случайных значений случайного стационарного процесса определяется усреднением следующего вида:

$$R_x(\tau_i) = \frac{1}{N-m} \sum_{i=1}^{N-m} (x_i - M[X_i])(x_{i+m} - M[X_i]), \quad (3.11)$$

где $\tau_i = m\Delta t$; Δt — шаг дискретизации процесса; $m = 1, 2, \dots, \tau_{\max}/\Delta t$.

Функция $R_x(\tau_i)$ называется корреляционной функцией, она имеет размерность момента второго порядка, т. е. квадрата размерности измеряемой величины.

Нормированная корреляционная функция безразмерна и определяется по формуле

$$\rho_x(\tau_i) = \frac{R_x(\tau_i)}{D_x}, \quad (3.12)$$

где

$$D_x = R_x(0).$$

При вычислениях принимают

$$\Delta\tau = \Delta t, \quad \tau_{\max} \leq \frac{T}{S}.$$

$R_x(\tau_i)$ — четная и, кроме того, затухающая функция, если случайный процесс $X(t)$ не содержит периодических составляющих или постоянной величины.

Применяя преобразование Фурье для нормированной корреляционной функции стационарного процесса, получают формулу для определения нормированной спектральной плотности

$$s_x(\omega) = \frac{2}{\pi} \sum_{i=0}^N \rho_x(\tau_i) \cos \omega \tau_i \Delta\tau. \quad (3.13)$$

Спектральная плотность определяет распределение дисперсии процесса по частоте и выражается функцией

$$S_x(\omega) = R_x(0) S_x(\omega). \quad (3.14)$$

Из приведенных определений следует, что должны выполняться следующие соотношения:

$$\sigma_x^2 = D_x = \int_0^\infty S_x(\omega) d\omega, \quad (3.15)$$

$$\int_0^\infty S_x(\omega) d\omega = 1; \quad S_x(\omega) \geq 0.$$

При вычислении по формуле (3.13) условия (3.15) не всегда выполняются из-за погрешностей численного интегрирования, поэтому лучше аппроксимировать вычисляемую функцию корреляции (3.12) аналитическим выражением $\rho_x(\tau_i) = \rho_x(\tau)$ и нормированную спектральную плотность вычислять по формуле

$$s_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^\infty \rho_x(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (3.16)$$

Плотность распределения значений x_i на интервале $1 \leq i \leq k$ определяется по формуле

$$p(x_i) = \frac{n_{x_i}}{N \Delta x}, \quad (3.17)$$

где N — общее число значений x_i ; n_{x_i} — число значений x попавших в i -й интервал; Δx — ширина интервала; x_i — середина i -го интервала.

Другими словами, плотность распределения есть число случаев появления величины x_i в области возможных значений (x_{\min} , x_{\max}).

При вычислениях всю область возможных значений $x_{\min} \leq x(t) \leq x_{\max}$ разбивают на k интервалов шириной Δx , x_i — середина интервала. Подсчитывают число значений x , попавших в i -й интервал.

Для получения закона распределения производится такое же разделение области возможных значений (x_{\min} , x_{\max}) и определяется число значений x , превышающих x_i в каждом интервале. Вероятность этого превышения будет

$$F(x_i) = \frac{p_i}{n}, \quad (3.18)$$

где p_i — число значений x , превышающих x_i в каждом интервале; n — общее число значений x .

Для оценки того, является ли полученный закон распределения нормальным, используют моменты высших порядков — асимметрию и эксцесс.

Недостатком такого метода характеристики статистических распределений является его непригодность для случаев, когда коэффициенты асимметрии и эксцесса значительны и поэтому приходится учитывать моменты степени выше четвертой, что приводит к меньшей достоверности. Для достоверной оценки близости найденного распределения любому теоретическому применяются «критерии согласия» Пирсона, или критерий χ^2 . Сущность этого критерия состоит в следующем.

Пусть y_i ($i = 1, 2, 3, \dots$) — независимые случайные величины, каждая из которых имеет нормальный закон распределения вероятностей, среднее значение каждой из них равно нулю, а средний квадрат равен единице, т. е.

$$\begin{aligned} M[y_i] &= 0; & M[y_i^2] &= 1; \\ M[y_i y_j] &= 0, & i &\neq j. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Сумма k квадратов таких случайных переменных

$$\chi^2 = y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_k^2 \quad (3.20)$$

называется распределенным χ^2 (хи-квадрат) и обладает следующими свойствами.

χ^2 — неотрицательная переменная, среднее значение которой равно k — числу степеней свободы распределения χ^2 , т. е. числу независимых переменных, использованных в формуле (3.20).

Дисперсия χ^2 равна

$$D_{\chi^2} = 2k. \quad (3.21)$$

Величина χ^2 является простой случайной переменной, которая зависит от параметра k : она распределена от нуля до бесконечности, но ее среднее равно k , а дисперсия $2k$.

Если обозначить среднеквадратическое отклонение χ^2 через $\sigma = \sqrt{2k}$, а среднее значение — через $m = k$, то относительное отклонение от среднего будет

$$\left(\frac{\sigma}{m}\right) = \sqrt{\frac{2}{k}}, \quad (3.22)$$

т. е. с увеличением числа степеней свободы k действительное отклонение $\sigma = \sqrt{2k}$ также увеличивается, но относительное отклонение (3.22) уменьшается.

В практике используют таблицы распределения χ^2 , что позволяет указать 80%-ные границы, т. е. указать пределы, выше которых может лежать 10% выборок и ниже которых — также 10% выборок. Эквивалентное число статистических степеней свободы $k_{\text{экрв}}$ находится путем оценки среднего и дисперсии рассматриваемого процесса.

Распределение χ^2 имеет большую изменчивость при малых значениях k , поэтому лучше пользоваться отношением χ^2/k . В табл. 3.1 приведены значения χ^2/k в зависимости от числа степеней свободы k и вероятности p совпадения законов распределения. Если эта-вероятность близка к единице, то теоретический закон распределения и статистическое распределение исследуемого случайного процесса будут одинаковыми.

Например, при $k = 10$ 80% случайных выборок χ^2/k находятся между значениями 0,49 и 1,6, т. е. разброс получается большим, от — 51 до + 60%. При $k = 30$ получим значения χ^2/k 0,7 и 1,3, т. е. разброс составит $\pm 30\%$.

Если случайная величина z выражена через другую случайную величину y , имеющую закон распределения хи-квадрат с k статическими степенями свободы, т. е.

$$z = \frac{m}{k} y,$$

то

$$M[z] = m; \quad \sigma_z^2 = \frac{2m^2}{k}; \quad \frac{\sigma_z}{m} = \sqrt{\frac{2}{k}},$$

где m — константа.

Когда m известно, то при помощи табл. 3.1 можно определить интервал, в котором с вероятностью 80% лежат возможные выборки. Например, если $k = 30$, то отношение z/m будет находиться между 0,6 и 1,4 для 80% выборок.

Если m неизвестно, то производят его оценку при помощи единственной выборки величины z_0 . В этом случае табл. 3.1 используется для определения доверительных интервалов m . Пусть $k = 30$, тогда, полагая

$$\frac{z_0}{m_1} = 1,34, \quad \frac{z_0}{m_2} = 0,7,$$

Значения χ^2/k в зависимости от k и p

k	Вероятность, p												
	0,99	0,98	0,95	0,90	0,80	0,70	0,5	0,3	0,2	0,1	0,05	0,02	0,01
5	0,11	0,15	0,23	0,32	0,46	0,6	0,87	1,2	1,46	1,84	2,2	2,68	3
10	0,26	0,3	0,4	0,49	0,62	0,73	0,93	1,18	1,34	1,6	1,83	2,12	3,32
15	0,35	0,4	0,48	0,57	0,67	0,77	0,95	1,14	1,28	1,48	1,66	1,88	2,04
20	0,41	0,46	0,54	0,62	0,73	0,81	0,96	1,14	1,25	1,42	1,57	1,75	1,88
22	0,44	0,48	0,56	0,64	0,74	0,82	0,97	1,14	1,24	1,4	1,54	1,72	1,82
24	0,46	0,5	0,58	0,66	0,75	0,83	0,97	1,13	1,24	1,38	1,5	1,68	1,8
26	0,47	0,51	0,59	0,67	0,76	0,84	0,97	1,12	1,22	1,36	1,48	1,64	1,75
28	0,48	0,53	0,60	0,67	0,77	0,84	0,97	1,12	1,21	1,35	1,47	1,62	1,72
30	0,5	0,54	0,62	0,68	0,78	0,85	0,98	1,12	1,2	1,35	1,46	1,6	1,7

можем оценить, что в любом случае, когда истинное среднее значение лежит в интервале между

$$m_1 = \frac{z_0}{1,34} = 0,745 z_0$$

и

$$m_2 = 1,43 z_0,$$

выборочное значение z_0 находится внутри 80%-ного интервала, ограничивающего истинное среднее. Пределы m_1 и m_2 называются доверительными границами для среднего.

Пусть $x(t)$ на определенном интервале времени представляет выборку стационарного случайного процесса, по которой следует оценить спектральную плотность процесса. Теоретически спектральная плотность не может быть измерена точно за конечное время, так как для ее определения требуется усреднение по бесконечному ансамблю. Поэтому производят статистическую оценку спектральной плотности. Измеряемая выборка $x(t)$ фильтруется так, что остаются только частотные компоненты вблизи заданной частоты ω_0 . Чтобы получить оценку спектральной плотности $S(\omega)$, эти компоненты возводятся в квадрат и усредняются.

Предположим, что случайный процесс $x(t)$ проходит через узкополосный фильтр с функцией веса $h_f(t)$, затем через квадратор и усредняющее устройство с функцией веса $h_a(t)$, тогда сигнал на выходе усредняющего устройства будет

$$z(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h_a(\tau) h_f(\tau_1) h_f(\tau_2) x(t - \tau - \tau_1) \times \\ \times x(t - \tau - \tau_2) d\tau_1 d\tau_2 d\tau. \quad (3.23)$$

Задача состоит в том, чтобы показать, в каком смысле $z(t)$ представляет спектральную плотность $S(\omega_0)$ исходного случайного процесса.

Оценка $S_1(\omega_0)$ для действительной спектральной плотности $S(\omega)$ определяется соотношением

$$M[z] = 2b_1 S_1(\omega_0), \quad (3.24)$$

где $M[z]$ — среднее по ансамблю измерений, равное произведению удвоенной эквивалентной ширины полосы фильтра $2b_1$ на усредненную спектральную плотность $S_1(\omega_0)$ при центральном значении частоты ω_0 .

Дисперсия $D(z)$ распределения z , по определению, будет

$$D(z) = M[z^2] - (M[z])^2, \quad (3.25)$$

где каждая реализация $z(t)$ определяется формулой (3.23).

Формула (3.25) для вычисления дисперсии является очень громоздкой и сложной, поэтому применяют способ аппроксимации, согласно которому полагают, что фильтр имеет идеальную узкополосную характеристику с шириной полосы b , а усредняющее устройство является идеальным фильтром низких частот с шириной полосы $2c$. Коэффициент усиления каждого фильтра принимается равным единице внутри полосы пропускания и нулю вне полосы. В этом случае дисперсия сигнала $z(t)$ на выходе усредняющего устройства будет равна

$$D(z) = 8bcS^2(\omega_0), \quad (3.26)$$

а среднее значение определяется по формуле

$$m = M[z] = 2bS(\omega_0). \quad (3.27)$$

Относительное отклонение от среднего

$$\frac{\sigma_z}{m} = \sqrt{\frac{2c}{b}}. \quad (3.28)$$

Действительный закон распределения неизвестен, однако если принять закон χ^2 , то эквивалентное число статистических степеней свободы согласно (3.22) и (3.28) будет

$$k_{\text{ЭКВ}} = \frac{b}{c}. \quad (3.29)$$

Из формул (3.28) и (3.29) следует, что для того чтобы измеренное значение было достоверным, число степеней свободы $k_{\text{ЭКВ}}$ должно быть большим, т. е. ширина полосы пропускания фильтра b с центром при частоте ω_0 должна быть возможно больше частоты среза низкочастотного усредняющего фильтра c .

В фильтре с шириной полосы b каждую подполосу шириной c , равную ширине полосы усреднителя, можно рассматривать как независимую статистическую степень свободы.

Следовательно, для получения высокой разрешающей способности необходимо иметь полосу пропускания b узкой, но для получения статистической достоверности величина b должна превышать величину полосы c , т. е. следует значительно уменьшать значение c , что требует выборки большой продолжительности и большой трудоемкости.

Если центральную частоту идеального фильтра измерять в герцах, то полоса пропускания фильтра будет

$$B = \frac{b}{2\pi}. \quad (3.30)$$

Полоса низкочастотного усредняющего фильтра c связана с интервалом времени истинного усреднения T зависимостью

$$c = \frac{\pi}{T}. \quad (3.31)$$

Подставляя значения b и c из (3.30) и (3.31) в формулу (3.29), найдем, что эквивалентное число статистических степеней свободы равно

$$k_{\text{эКВ}} = 2BT. \quad (3.32)$$

Из формулы (3.32) следует, что если заданы число степеней свободы $k_{\text{эКВ}}$ и ширина полосы идеального фильтра b , то можно определить требуемое время усреднения T случайного процесса $z(t)$. Например, если $B = 30$ гц и $k_{\text{эКВ}} = 30$, то $T = 0,5$ сек, при этом неопределенность составит

$$\left(\frac{\sigma}{m}\right) = \sqrt{\frac{2}{30}} \approx 0,25, \text{ т. е. } 25\%.$$

Когда имеется результат измерения $z(t)$, то 80%-ные доверительные интервалы для среднего $m = M[z]$ согласно табл. 3.1 и формул (3.29 — 3.31) будут

$$0,74z < m < 1,43z.$$

В случае измерения спектральной плотности на низких частотах и требования большой разрешающей способности и высокой статистической надежности необходимо использовать выборки большой продолжительности. Например, при ширине полосы $B = 1$ гц, центральной частоте $f_0 = 20$ гц, доверительном интервале 80% и числе степеней свободы $k_{\text{экр}} = 50$ требуется запись $z(t)$ продолжительностью $T = 25$ сек.

Если случайный процесс подчиняется нормальному закону распределения, то при среднем отклонении 2,8 наиболее вероятная ширина полосы пропускания идеального фильтра равна примерно

$$B \approx 0,6f_0^{2/3}. \quad (3.33)$$

При наличии синхронных записей компонентов $x_i(t)$ многомерного случайного процесса $x(t)$ анализ процесса состоит в определении характеристик каждой составляющей и характеристик статистических связей различных пар составляющих.

Взаимная корреляционная функция составляющих $x_m(t)$ и $x_n(t)$ стационарного случайного процесса вычисляется по формуле

$$R_{m,n}(\tau_k) = \frac{1}{N-k} \sum_{i=1}^{N-k} (x_{mi} - m_{xm})(x_{n(i+k)} - m_{xn}),$$

где $\tau_k = k \Delta t$; Δt — шаг дискретизации процесса.

Нормированное значение функции взаимной корреляции будет

$$\rho_{m,n}(\tau_k) = \frac{R_{m,n}(\tau_k)}{\sqrt{D_{xm} D_{xn}}}.$$

Если процесс задан на интервале времени $(0, T)$, то вычисления производятся до значения $\tau_{\text{макс}} \leq T/S$.

Функция $R_{m,n}(\tau_k) \leq 1$ несимметрична относительно $\tau = 0$. При $R_{m,n}(\tau) < 0,1$ компоненты можно считать некоррелированными.

Взаимная спектральная плотность вычисляется по формуле

$$S_{m,n}(\omega) = \frac{\Delta t}{2\pi} \left[\sum_{k=-N}^N R_{m,n}(\tau_k) \cos \omega \tau_k - j \sum_{k=-N}^N R_{m,n} \times \right. \\ \left. \times (\tau_k) \sin \omega \tau_k \right] - \frac{\Delta t}{4\pi} [R_{m,n}(\tau_{-N}) \cos \omega \tau_{-N} + R_{m,n}(\tau_N) \cos \omega \tau_N - \\ - j R_{m,n}(-\tau_N) \sin \omega \tau_N - j R_{m,n}(\tau_N) \sin \omega \tau_N].$$

Нормированное значение взаимной спектральной плотности равно

$$s_{m,n}(\omega) = \frac{S(\omega)}{\sqrt{D_{xm} D_{xn}}}.$$

Взаимная спектральная плотность характеризует степень связи между двумя процессами и их фазовые соотношения. Если $s_{m,n}(\omega_0)$ имеет максимум, то можно утверждать, что интенсивные вибрации с частотой ω_0 наблюдаются в обоих процессах.

Когда процесс является суммой случайного и неслучайного процессов, то следует выделить неслучайную составляющую как математическое ожидание $m_x(t)$ ансамбля реализаций процесса $x(t)$.

Если неслучайная составляющая имеет высокую частоту, то выделить ее практически невозможно.

Интервал времени $(0, T)$ обрабатываемой реализации эргодического стационарного случайного процесса приблизительно должен быть равен

$$T \geq \frac{10 \div 15}{f_{\min}},$$

где f_{\min} — минимальная частота, которую следует получить в исследуемом процессе.

Для исследования нормальных случайных функций, имеющих спектральную плотность с резко выраженным максимумом, применяется метод огибающих, который состоит в следующем.

Вместо исходной нормальной случайной функции $x(t)$ вводят две новые независимые между собой функции $A(t)$ и

$\Phi(t)$. При этом функция $A(t)$, заменяющая амплитуду, подчиняется закону распределения Релея

$$p(a) = \frac{a}{\sigma_x^2} e^{-\frac{a^2}{2\sigma_x^2}},$$

а функция $\Phi(t)$, выражающая фазу, — закону равной вероятности с параметром 2π . Следовательно, полагают

$$x(t) = A(t) \cos \Phi(t).$$

При этом

$$|x(t)| \leq A(t).$$

Если спектральная плотность функции $x(t)$ имеет острый максимум, то реализации случайной функции имеют характер колебательного движения с почти постоянным периодом и медленно меняющейся амплитудой, т. е. функция $A(t)$ будет медленно изменяться во времени, а $\Phi(t)$ мало отличаться от линейной, что позволяет применить ряд упрощений.

Функция корреляции амплитуды $A(t)$ определяется по формуле

$$R(\tau) = \sigma^2 \left[2E(1-p^2) + p^2 K(1-p^2) - \frac{\pi}{2} \right],$$

где

$$K(p^2) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1-p^2 \sin^2 \varphi}},$$

$$E(p^2) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-p^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \quad (3.34)$$

— эллиптические интегралы первого и второго рода;

$$p^2 = 1 - \rho^2(\tau) - r^2(t);$$

$$\rho(\tau) = \frac{R_x(\tau)}{\sigma^2} = \frac{R_y(\tau)}{\sigma^2}$$

— нормированная функция корреляции составляющих $x(t)$ и $y(t)$;

$$r(\tau) = \frac{R_{x,y}(\tau)}{\sigma^2}$$

— нормированная функция взаимной корреляции $x(t)$ и $y(t)$; σ^2 — дисперсия $x(t)$;

$$A^2(t) = x^2(t) + y^2(t);$$

$x(t)$ и $y(t)$ — независимые прямоугольные координаты случайной точки на плоскости, подчиняющиеся двумерному нормальному закону распределения

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega t} d\Phi(\omega);$$

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega t} j d\Phi_1(\omega);$$

$$\Phi_1(\omega) = -\Phi(\omega) \frac{\omega}{|\omega|}.$$

Корреляционная функция фазы $\Phi(t)$

$$R_{\cos \Phi}(\tau) = \frac{r(\tau)}{2(1-p^2)} [E(1-p^2) - p^2 K(1-p^2)],$$

где E и K — полные эллиптические интегралы (3.34).

Для узкополосных спектральных плотностей $S_x(\omega)$ случайную функцию $x(t)$ можно записать в виде

$$x(t) = A(t) \cos[\omega_1 t + \Theta(t)],$$

где $A(t)$ и $\theta(t)$ — случайные функции, медленно меняющиеся сравнительно с периодом T_1 , соответствующим частоте ω_1 .

На основе приведенных формул можно приближенно определить закон распределения $p(\tau)$ времени τ_1 , в течение которого случайная функция $x(t)$ имеет положительные значения.

Пусть

$$\omega_1 T + \Theta(t) T \approx 2\pi,$$

т. е. период случайной функции

$$T \approx \frac{2\pi}{\omega_1 + \Theta(t)},$$

а время пребывания τ случайной функции $x(t)$ выше или ниже нулевого уровня равно

$$\tau = \frac{1}{2T} = \frac{\pi}{\omega_1 + \Theta(t)} = \frac{\pi}{\Phi(t)}.$$

Закон распределения величины τ

$$p(\tau) = \frac{\pi \Delta^2}{2 \left[\left(\frac{\pi}{\tau} - \frac{2\pi}{T_1} \right)^2 + \Delta^2 \right]^{3/2} \tau^2}, \quad (3.35)$$

где $\Delta^2 = \omega_2^2 - \omega_1^2$ — квадрат ширины полосы спектра;

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1}.$$

Кривая распределения (3.34) имеет максимум при $\tau \approx 0,5 T_1$.

Корреляционная функция производной случайного процесса $x(t)$ определяется по формуле

$$R_x(t) \approx \omega_1^2 R_x(\tau).$$

Рассмотрим нестационарные случайные процессы $y(t)$, обладающие свойством приводимости к стационарным, т. е. если $y(t)$ можно представить в виде

$$y(t) = x(t) f(t) + g(t), \quad (3.36)$$

где $x(t)$ — стационарный эргодический случайный процесс; $f(t)$ и $g(t)$ — некоторые случайные функции.

Функции $f(t)$ и $g(t)$ можно заменить системой ортогональных многочленов Чебышева:

$$f(t) = \sum_{i=1}^N a_i \varphi_i(t),$$

$$g(t) = \sum_{i=1}^N \alpha_i \varphi_i(t).$$

Коэффициенты α_i вычисляются по табличному заданию процесса, так как $g(t)$ является математическим ожиданием процесса.

Затем процесс центрируется

$$\delta y_i = y(t_i) - g(t_i)$$

и определяется значение

$$f(t_i) = \sqrt{\frac{\delta y_i^2}{\delta y_{\max}^2}}.$$

При этом коэффициенты a_i вычисляются так же, как и α_i .

Значения реализации стационарного процесса определяются из выражения (3.36):

$$x(t_i) = \frac{y(t_i) - g(t_i)}{f(t_i)}.$$

Характеристики процесса определяются по формулам

$$m_y(t) = g(t),$$

$$R_y(t, t') = f(t) f(t') R_x(t, t'),$$

$$D_y(t) = f^2(t) R_x(0).$$

Если случайный процесс не приводится к стационарному, то обработку производят по множеству реализаций x_{ij} , в котором первый индекс означает номер реализации, второй — момент времени.

Корреляционную функцию вычисляют по формуле

$$R_x(t_i, t_k) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (x_{ij} - m_{xi})(x_{kj} - m_{xk}),$$

где m_{x_i} и m_{x_k} — средние значения случайного процесса $x_{ij}(t)$.

Для определения плотности распределения $p(x, t) = a_x / N \Delta x$ необходимо иметь большое количество реализаций процесса (около 600).

3.2. АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ВИБРАЦИЙ НА КОНСТРУКЦИЮ РЭА

При анализе действия случайных вибраций на аппаратуру различают узкополосные и широкополосные случайные вибрации. Узкополосные вибрации разделяют на вибрации с постоянной частотой и переменной амплитудой и на вибрации с переменной средней частотой и переменной амплитудой.

Узкополосные процессы возникают как реакция механической системы с малым демпфированием на широкополосное возмущение. Среднее значение частоты ω_0 определяется по формуле Райса

$$\omega_0^2 = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} \omega^2 S_x(\omega) d\omega}{\int_{-\infty}^{\infty} S_x(\omega) d\omega} = \frac{R_x''(0)}{R_x(0)} = \frac{\sigma_x^2}{\sigma_x^2}.$$

Если колебательная система имеет острые резонансы и возбуждающие колебания представляют собой гауссов белый шум, то математическое ожидание частоты ω_0 совпадает с собственной частотой ω_i системы. Зная математическое ожидание частоты ω_0 , можно определить огибающую узкополосного процесса

$$A(t) = x^2(t) + \frac{\dot{x}^2(t)}{\omega_0^2}.$$

Одновременная плотность вероятности $A(t)$ подчиняется закону распределения Релея

$$P = e^{-\frac{y_0^2}{2\sigma^2}},$$

где y_0 — пиковые значения реакции системы, вызываемые нормальным случайным процессом.

Числовые значения y_0 можно найти, подставляя в последнюю формулу значения σ , определяемые по следующим формулам:

1. В случае воздействия случайных вибраций на основание системы с одной степенью свободы и демпфированием

$$\sigma = 224 \sqrt{\frac{S_W(f_0)}{\xi f_0^3}} \text{ мм},$$

где $S_W(f_0)$ — спектральная плотность ускорения основания; ξ — отношение коэффициента демпфирования системы к критическому демпфированию (определяется экспериментально); f_0 — собственная частота системы.

2. В случае воздействия случайной силы F

$$\sigma = \sqrt{\frac{\pi f_0 S_F(f)}{4\xi}} \text{ мм},$$

где $S_F(f)$ — спектральная плотность возмущающей случайной силы; σ — среднеквадратическое значение смещения основания, т. е. реакция системы.

Узкополосный случайный процесс имеет вид биений. Поэтому с уменьшением ширины полосы спектра период биений увеличивается, и, следовательно, для определения статистических характеристик требуются реализации большой длительности.

Реакция системы на узкополосную случайную вибрацию эквивалентна реакции на действие гармонических вибраций. На одновременное действие нескольких узкополосных случайных процессов колебательная система реагирует, как на полигармонические вибрации.

Реакцию конструкции на широкополосную случайную вибрацию можно определить как суммарное воздействие многих узкополосных случайных вибраций. В этом случае среднеквадратическое значение перемещения вычисляется по формуле

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^N \mu_{f_i}^2 S(f_i) \Delta f_i}$$

или

$$\sigma = \left[\int_{f_1}^{f_2} \mu_f^2 S(f) df \right]^{1/2},$$

где μ_f — коэффициент динамичности — отношение амплитуды смещения основания к амплитуде возбуждающей силы на заданной частоте; $S(f)$ — спектральная плотность возмущающей случайной вибрации в полосе частот f_1 и f_2 ; Δf_i — интервал разбиения полосы частот $f_1 \div f_2$; N — число интервалов разбиения полосы частот.

При действии широкополосной случайной вибрации в аппаратуре возбуждаются одновременно колебания на всех собственных частотах, присущих этой аппаратуре. При воздействии на конструкцию РЭА узкополосной случайной вибрации с переменной центральной частотой резонансные колебания будут возбуждаться последовательно. Поэтому реакции системы при воздействии узкополосной и широкополосной случайной вибрации будут иметь различие только во времени действия, что может повлиять при определенных условиях на виброустойчивость и вибропрочность аппаратуры.

Если на аппаратуру воздействует широкополосная случайная вибрация, то виброустойчивость аппаратуры зависит от уровня спектральной плотности, ширины полосы возбуждающих частот, общего числа резонансных колебаний, возникающих одновременно, и числа радиоэлементов или приборов, чувствительных к действию вибрации.

Допустим, что в блок входит один «вибросensительный» элемент, например точечный диод, вибрационные параметры которого определяются допустимым ускорением $W = 15g$ и собственной частотой $f_c = 16 \text{ кгц}$. Тогда запас виброустойчивости блока будет определяться величиной ускорения и частотой действующей вибрации. Если величина виброускорения превышает $15 g$, то параметры сигнала будут изменяться. При этом ускорение не зависит от частоты и, следовательно, нет необходимости испытывать блок на устойчивость к случайным вибрациям.

Такой блок достаточно испытать при воздействии гармонических вибраций, чтобы выявить влияние резонансов элементов конструкции, на которой укреплен диод. Например, если при воздействии гармонической вибрации в элементах конструкции возникает резонанс на основной

частоте $f_0 = 2000$ гц и на частоте восьмой гармоники $f_8 = 16$ кгц, которая совпадает с частотой собственных колебаний диода f_c , то может произойти нарушение работы блока даже при ускорении менее $10g$, так как проявится эффект резонанса самого диода.

Если в блок входят несколько чувствительных к вибрациям элементов и их собственные частоты находятся в диапазоне частот возбуждающих сил, то испытывать его на виброустойчивость целесообразно при воздействии широкополосной случайной вибрации или полигармонической вибрации для одновременного возбуждения колебаний всех резонансных частот. В случае, когда собственные частоты элементов находятся вне полосы частот внешних вибраций, испытания аппаратуры на устойчивость к воздействию случайных вибраций с такой шириной полосы производить нецелесообразно, так как при этом будет иметь значение только уровень спектральной плотности, который в данном случае можно заменить требуемой величиной ускорения гармонической вибрации.

Отличие действия широкополосной случайной вибрации от эквивалентной гармонической повлияет на вибропрочность конструкции в том случае, когда результирующие механические напряжения в элементах конструкции превышают предел прочности и каждый элемент конструкции имеет в диапазоне частот возбуждающих сил несколько резонансов. Такое сочетание механических воздействий является редким, и поэтому испытания на вибропрочность при действии широкополосной случайной вибрации целесообразно производить только в тех случаях, когда аппаратура имеет сложную конструкцию и малый ресурс времени, т. е. когда испытания необходимо провести за короткое время.

Заметим также, что конструкция аппаратуры, обладая определенными демпфирующими свойствами, фильтрует воздействующие на нее широкополосные случайные вибрации, и поэтому в месте установки виброчувствительных приборов в большинстве случаев действуют узкополосные случайные вибрации, которые можно заменить эквивалентными полигармоническими вибрациями.

3.3. ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ СЛУЧАЙНЫХ ВИБРАЦИЙ С ПОМОЩЬЮ ГАРМОНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

На практике всегда имеют дело с вибрациями, спектр частот которых ограничен, т. е. он не содержит частот выше некоторой граничной частоты ω_c . Кроме того, вибрации действуют конечное время T и имеют ограниченный размах. В таких случаях можно предположить, что реализации вибрации являются непрерывными функциями времени в заданном интервале $(0, T)$ и имеют ограниченный спектр частот. Следовательно, к таким реализациям применима теорема Котельникова, согласно следствию которой функция с ограниченным спектром F и конечной длительностью T определяется $m = 2FT$ числами независимо от того, что представляют собой эти числа — дискретные значения функции, отсчитанные через шаг дискретизации m , или спектральные коэффициенты разложения в ряд Фурье [71].

Разложение реализации $x(t)$ в ряд Фурье записывается в комплексном виде

$$x(t) = \sum_{k=-n}^{k=n} C_k e^{j2\pi kt/T}, \quad (3.37)$$

где n — номер высшей гармоники, определяемый из соотношения

$$2\pi \frac{n}{T} = \omega_c;$$

$$C_k = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t) e^{-j\pi kt/T} dt \quad (3.38)$$

— спектральные коэффициенты функции $x(t)$.

Представление реализации $x(t)$ через ее дискретные значения определяется по формуле

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} x(k \Delta t) \frac{\sin \omega_c (t - k \Delta t)}{\omega_c (t - k \Delta t)}.$$

Каждое слагаемое суммы представляет отклик идеального фильтра нижних частот с граничной частотой ω_c на импульс, приходящий в момент $t = k\Delta t$ и имеющий площадь $\Delta t f(k\Delta t)$.

Так как реализация случайных вибраций изменяется неповторимо во времени, то и спектральные коэффициенты C_k будут изменяться таким же образом. Поэтому n последовательных выборок случайного процесса продолжительностью T дадут n множеств коэффициентов Фурье C_k на каждой частоте. Следовательно, коэффициенты C_k образуют случайное амплитудное распределение вероятности, которое может определяться только статистически, т. е. средним значением, дисперсией и моментами высших порядков.

Амплитудное распределение вероятности определяется по формуле

$$P(C_k) = \frac{P(C_k, C_k + \Delta C_k)}{\Delta C_k}, \quad (3.39)$$

где $P(C_k, C_k + \Delta C_k)$ — вероятность того, что амплитудное значение C_k будет находиться в интервале $(C_k, C_k + \Delta C_k)$.

Применяя следствие теоремы Котельникова, амплитудное распределение вероятности (3.39) можно рассматривать как относительное время, в течение которого амплитуда находится в заданном интервале $(C_k, C_k + \Delta C_k)$.

Например, при нормальном распределении амплитуд, что соответствует случайному процессу, имеющему постоянное значение спектральной плотности, 68% времени вибрации находятся в амплитудном интервале $\pm \sigma$, 95% времени — в интервале $\pm 2\sigma$ и 99,7% — в интервале $\pm 3\sigma$ (σ — среднеквадратическое значение отклонения амплитуды от ее среднего значения).

Стационарные случайные вибрации имеют нормальный закон распределения. Нестационарные случайные вибрации имеют закон распределения амплитуд, отличающийся от нормального. Отклонение от нормального распределения амплитуд прежде всего обусловлено наличием периодических вибраций в суммарном случайном процессе.

Если случайный процесс $X(t)$ эргодический, то при больших значениях T можно приближенно считать, что относительное время пребывания амплитуды в заданном

интервале $(C_k, C_k + \Delta C_k)$ совпадает с вероятностью того, что значения случайной функции $X(t)$ заключены в пределах

$$C_k < x(t) \leq C_k + \Delta C_k.$$

Например, рассматривается положение материальной точки, перемещающейся по закону $x = C \sin \omega \xi$ в случайный момент времени $t = \xi$. Относительное время пребывания этой точки ниже уровня x ($-C < x < C$) равно

$$F(X) = \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \arcsin \frac{x}{C},$$

$$|x| \leq C,$$

т. е. совпадает с интегральной функцией распределения случайной величины X [42].

Таким образом, можно случайные стационарные вибрации заменить полигармоническими и гармоническими вибрациями с амплитудой, равной спектральному коэффициенту (3.38), и относительным временем действия, определяемым из закона распределения (3.39).

При воспроизведении случайных вибраций с помощью гармонических в практике поступают следующим образом. Исследуемый диапазон частот $f_1 \div f_2$, на котором задана спектральная плотность ускорений случайной вибрации, разбивают на поддиапазоны шириной Δf .

Ширина полосы Δf определяется по формуле (3.33), в которой центральная частота f_0 выбирается из условия, чтобы в каждом поддиапазоне было не более одного максимума функции спектральной плотности $S(f)$, если они имеются у этой функции.

Для гладкой функции спектральной плотности центральная частота может выбираться, например, исходя из заданных поддиапазонов частот согласно техническим условиям.

В каждом поддиапазоне частот вычисляют дисперсию вибрационных перегрузок n в единицах ускорения g по формуле

$$D_i = \frac{S_i}{S},$$

где S_i — площадь под кривой нормированной спектральной плотности ускорений в рассматриваемом поддиапазоне частот; S — вся площадь нормированной спектральной плотности ускорений в исследуемом диапазоне частот $f_1 \div f_2$.

По значениям дисперсий определяют среднеквадратические значения перегрузок

$$\sigma_i = \sqrt{D_i}. \quad (3.40)$$

Дисперсия гармонической вибрации $D_{иг}$ в каждом поддиапазоне должна равняться дисперсии D_i случайной вибрации, т. е.

$$D_{иг} = D_i = \frac{n_i^2}{2}. \quad (3.41)$$

Из формулы (3.41) определяется перегрузка гармонической вибрации:

$$n_i = \sqrt{2D_i}.$$

По найденной перегрузке n_i и частоте f_i в заданном диапазоне определяется амплитуда вибрации A_i , которая будет соответствовать среднеквадратическому значению. По найденной амплитуде вибрации A_i и заданному на основе экспериментальных данных закону распределения амплитуд определяется относительное (процентное) время испытаний на устойчивость к воздействию гармонических вибраций в рассматриваемом поддиапазоне частот.

Когда распределение амплитуд или перегрузок подчиняется нормальному закону, то применяют правило 3σ . Если при этом потребовать, чтобы максимум перемещения системы был одинаковым как для гармонических, так и для случайных вибраций, то перегрузку гармонических вибраций находят по формуле

$$n_i = \sqrt{2} \sigma_i,$$

где σ_i — определяется по формуле (3.40).

МЕТОДЫ АНАЛИЗА УДАРНЫХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РАДИОЭЛЕКТРОННУЮ АППАРАТУРУ

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ОБ УДАРЕ

В механике ударом твердых тел друг о друга называют такое движение, при котором за очень малый промежуток времени происходят конечные изменения количества движения твердых тел.

В этом определении нет точного разграничения явлений удара от обычных движений, так как не дается точных указаний, при каких именно значениях интервалов времени и соответствующих им изменениях количества движения рассматриваемое движение относится к классу ударов. Но этого ограничения нет как в природе, так и в теории удара.

При ударе происходит конечное изменение скорости v , а следовательно, и количества движения mv за весьма малый промежуток времени, называемый в дальнейшем длительностью импульса τ .

Величина силы взаимодействия тел за время их соударения определяется импульсом силы или ударной силой

$$F = \int_0^{t+\tau} F(t) dt,$$

где $F(t)$ — мгновенное значение силы, действующей при ударе.

Приращение количества движения при ударе определяется по формуле

$$mv - mv_0 = \int_t^{t+\tau} F(t) dt = F, \quad (4.1)$$

где v_0 — скорость в начале удара; v — скорость в конце удара; m — масса ударяющейся точки.

Из уравнения (4.1) следует, что при малой длительности импульса τ приращение количества движения будет иметь конечную величину только в том случае, если импульс силы F имеет большую величину.

В механике различают упругий и неупругий удары точки о неподвижную поверхность.

Если v — скорость точки до удара и v' — скорость точки после удара, то:

1) при $v' = 0$ удар называют абсолютно неупругим; происходит полная потеря нормальной составляющей скорости;

2) при $v' = -v$ удар называют абсолютно упругим; в этом случае нормальная составляющая скорости не изменяется по величине, а только меняет свое направление на противоположное;

3) при $v' = -kv$, где $0 < k < 1$, удар называют несовершенным упругим, т. е. происходит частичная потеря нормальной составляющей скорости по величине.

Коэффициент $k_y = -(v'/v)$ называют коэффициентом удара или коэффициентом восстановления скорости при ударе.

Этот коэффициент характеризует упругость, пластичность и другие механические свойства соударяющихся тел и поэтому используется при настройке стендов, применяемых для испытания аппаратуры на удар.

Коэффициент восстановления скорости зависит также от величины скорости v и высоты h , с которой падает тело. Поэтому коэффициент восстановления экспериментально определяется по результатам измерений высоты падения тела h и высоты его отскока после удара h' :

$$k_y = \frac{v'}{v} = \sqrt{\frac{h'}{h}}.$$

Коэффициент восстановления скорости при упругом ударе зависит от формы соударяющихся тел и соотношения их масс. Этот коэффициент определяет потерянную при ударе кинетическую энергию.

Помимо импульса силы F , длительности импульса τ и коэффициента восстановления скорости k_y , ударный процесс характеризуется еще формой ударного импульса

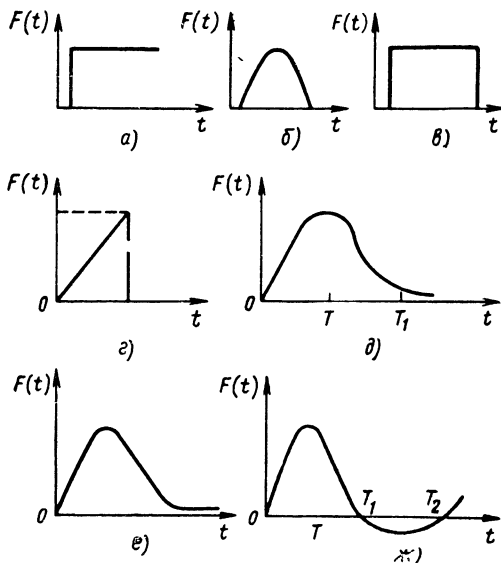


Рис. 4.1. Простые формы ударных импульсов:

а — ступенчатый; *б* — полусинусоидальный; *в* — прямоугольный; *г* — пилообразный; *д* — синусоидально экспоненциальный, *е* — линейно-экспоненциальный, *ж* — знакопеременный.

При исследовании ударных процессов различают ударные импульсы простой и сложной формы (рис. 4.1, 4.2).

К ударным импульсам простой формы относят скоростной удар, вызываемый изменением ускорения, скорости, смещения. Форма этих импульсов может быть описана простой математической формулой.

К ударным импульсам сложной формы относят такие импульсы, которые не выражаются простой функцией в зависимости от времени, а могут быть представлены энергетическим спектром удара. Спектром удара называют зависи-

мость максимальных ответных реакций простых эквивалентных колебательных систем (см. рис. 1.1), вызываемых ударным импульсом, от частоты собственных колебаний этих систем. При этом предполагается, что эквивалентные системы не имеют затухания. За реакцию системы принимается смещение элементов относительно основания. Спектры скорости и ускорений определяются умножением реакции соответственно на ω и ω^2 .

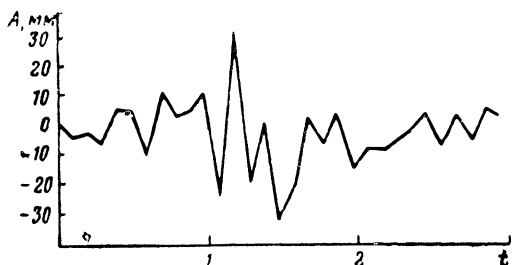


Рис. 4.2. Сложная форма ударного импульса.

Спектр удара не дает представления о том, что представляет собой движение при ударе, а лишь указывает на возможные случаи поломки.

4.2 СКОРОСТНОЙ УДАР

Удар, рассматриваемый как внезапное изменение скорости, представляет собой простой удар, состоящий из ударных движений различного вида. Это приближенное определение. Предполагают, что такой удар будет представлять собой импульс бесконечно малой продолжительности, так что величина ускорений и форма волны являются несущественными.

Удары, вызванные падением аппаратуры, или удары сравнительно легкой аппаратуры о прочные поверхности могут также рассматриваться как скоростные удары.

Если, например, внезапно меняется скорость движения при падении на землю груза массой m , подвешенного на пружине с жесткостью k , то груз будет колебаться с максимальными скоростями и смещением относительно каркаса (см. рис. 2.1).

Из равенства кинетической и потенциальной энергий находим

$$\frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} k x_c^2, \quad (4.2)$$

где v — изменение скорости; x_c — максимальное отклонение пружины; k — жесткость пружины.

Из формулы (4.2) находим $\frac{k}{m} = \frac{v^2}{x_c^2}$ или $\frac{v}{x_c} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \omega$.

Так как максимальная сила F , действующая на груз массы m , равна $F = k x_c = m \ddot{x}$, то перегрузка при ударе будет

$$n = \frac{\ddot{x}}{g} = \frac{\ddot{x} m}{g m} = \frac{k x}{m g} = \frac{v^2}{x g} = \frac{v}{g} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

или

$$n = \frac{v \omega}{g}.$$

Рассмотрим три величины: максимальное отклонение x_c , максимальную перегрузку n , которую испытывают масса m и каркас, и жесткость пружины k . Две из этих величин являются независимыми. Если они известны, то можно вычислить третью величину.

Явление скоростного удара обычно воспроизводится при испытаниях аппаратуры на падение.

4.3. ИМПУЛЬСНЫЙ УДАР

При испытании аппаратуры на устойчивость к механическим воздействиям требуется сравнивать действия ударной нагрузки в зависимости от формы и длительности ударного импульса.

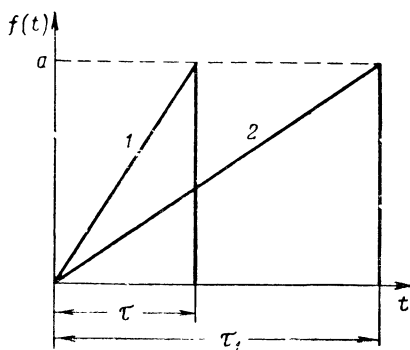
Например, необходимо давать сравнительную оценку действия на аппаратуру двух ударных импульсов (1 и 2) пилообразной формы, отличающихся только длительностью (рис. 4.3).

Так как испытываемая аппаратура представляет собой механическую систему с несколькими степенями свободы, то удар вызывает в ней одновременно все виды собственных колебаний с соответствующими амплитудами и ча-

стотами. Поэтому сравнительную оценку действия удара можно вести по спектру удара.

Известно, что энергию некоторого процесса можно вычислять следующими способами:

1) интегрированием квадрата функции времени $x(t)$, выражающим мгновенную мощность



Р и с. 4.3. Пилообразные ударные импульсы:

1 — кратковременный; 2 — длительный.

$$E = \int_0^{\infty} x^2(t) dt;$$

2) интегрированием квадрата амплитудного спектра

$$E_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S^2(\omega) d\omega,$$

где

$$S(\omega) = \int_0^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt$$

— амплитудный спектр функции $x(t)$.

При рассмотрении действия удара на элементы испытываемой аппаратуры приведенные формулы могут оказаться сложными. Поэтому применяют более простое определение амплитудного спектра при ударе, как зависимость максимального ускорения реакции упругой связи от частоты собственных колебаний.

Ниже рассматриваются именно такие спектры для оценки ударов с различной формой импульса и различной длительностью.

Рассмотрим импульсный удар — внезапное изменение ускорения или силового импульса с простой известной формой.

Импульсный удар действует на аппаратуру, состоящую из многочисленных элементов, каждый из которых имеет собственную частоту механических колебаний, отличную от собственной частоты другого элемента.

Следовательно, в определенных случаях при испытаниях на удар аппаратуру можно рассматривать как систему, состоящую из большого числа одномассовых систем с различными собственными частотами (см. рис. 1.1). Спектр ударных ускорений в данном случае определяется как функция максимальных ускорений в зависимости от собственных частот различных одномассовых систем.

Максимальные значения ускорений при ударе зависят как от собственной частоты, так и от характеристик ударного импульса.

Поэтому перейдем к вычислению ускорений при импульсе, показанном на рис. 4.3.

Дифференциальное уравнение колебания одномассовой системы без учета демпфирования при действии импульса пилообразной формы можно записать в виде

$$\ddot{x} + \omega^2 x = f(t); \quad (4.3)$$

$$f(t) = \frac{at}{\tau} \quad \text{при } 0 \leq t \leq \tau,$$

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad \text{при } t > \tau,$$

где τ — длительность нарастания ударного импульса (рис. 4.3); \ddot{x} — ускорение, действующее на массу m_i ; $\omega^2 x$ — ускорение реакции упругой связи, обладающей жесткостью k ; at/τ — ускорение импульсного удара, действующего на систему; $\omega^2 = k_i/m_i$ — собственная частота механической системы.

Решение уравнения (4.3) при нулевых начальных условиях ($x_0 = \dot{x}_0 = 0$ при $t = 0$) определяется по формуле

$$x = \frac{1}{\omega} \int_0^t f(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi \quad (4.4)$$

или

$$x = \frac{a}{\omega^2} \left(\frac{t}{\tau} - \frac{1}{\omega\tau} \sin \omega t \right) \quad \text{при } 0 \leq t \leq \tau.$$

Ускорение реакции упругой связи, которое определяет динамический эффект и которое необходимо вычислить для определения реакции элементов системы на импульсный удар, можно записать в виде

$$\omega^2 x = \frac{at}{\tau} - \frac{a}{\omega\tau} \sin \omega t \quad \text{при } 0 \leq t \leq \tau. \quad (4.5)$$

Другими словами, ускорение, определяемое по формуле (4.5), при импульсном ударе действует на эквивалентную пружину, соединяющую массу m с основанием. Это есть ускорение реакции связи, которое и определяет надежность аппаратуры при воздействии ударного импульса.

Заметим, что на массу m при этом будет действовать ускорение

$$\ddot{x} = \frac{a}{\omega\tau} \sin \omega t \quad \text{при } 0 < t < \tau.$$

Для малых значений ωt , т. е. при низких собственных частотах, можно считать

$$\sin \omega t \simeq \omega t \quad \text{при } 0 < t \leq \tau.$$

Следовательно, ускорение $\ddot{x} \approx at/\tau$ при $0 < t < \tau$ совпадает с ускорением воздействующего импульсного удара.

При этом, согласно формуле (4.5) ускорение реакции упругой связи за время нарастания ударного импульса будет наименьшим.

Так как ω есть собственная частота системы, не зависящая от текущего времени t , то интересно определить границы минимальной собственной частоты элементов аппаратуры, при которых ускорение реакции упругой связи будет близко или к нулевому, или к максимальному значениям.

Определим нижние границы собственных частот, соответствующих нулевым ускорениям реакции упругой связи.

Известно, что

$$\sin \omega t \approx \omega t \quad \text{при } \omega t < 0,2.$$

Положим $t = \tau$, т. е. значение текущего времени равно длительности нарастания импульса, при котором возмущающее ускорение достигает максимального значения.

Тогда

$$\omega = 2\pi f < \frac{0,2}{\tau} \quad \text{или} \quad f \approx \frac{0,032}{\tau}.$$

Задавая длительность импульса τ , получаем следующие значения нижних границ собственной частоты, при которых ускорения реакции упругой связи близки к нулю:

τ , мсек	0,5	1	2	3	5	6
f , гц	60	30	15	10	6	5

При длительности импульса $\tau = 0,5$ мсек все элементы аппаратуры, имеющие частоты собственных колебаний менее 60 гц, не будут подвергаться действию удара, т. е. ускорения их реакции упругой связи близки к нулю во время нарастания импульса.

При длительности импульса $\tau = 6$ мсек нулевые ускорения реакции упругих связей будут только у тех элементов аппаратуры, которые имеют собственные частоты ниже 5 гц.

Определим теперь нижние границы собственной частоты, соответствующие максимальным значениям ускорений реакции упругой связи. Из формулы (4.5) следует, что $\omega^2 x$ принимает максимальные значения при

$$\omega t = \frac{3\pi}{2}, \quad \frac{7\pi}{2}, \dots$$

Так как $0 \leq t \leq \tau$, то принимая $t = \tau$, получим

$$f = \frac{3}{4\tau} = \frac{0,75}{\tau}.$$

Задавая длительность импульса τ , получаем следующие значения нижних границ собственных частот, при которых ускорения реакции упругой связи будут максимальными во время нарастания импульса:

τ , мсек	1	2	3	5	6	30	120
f , гц	750	375	250	150	125	25	6

Это означает, что при длительности импульса $\tau = 1$ мсек максимальные ускорения реакции упругой связи могут возбуждаться только у тех элементов, собственная частота которых более 750 гц.

При длительности же импульса 120 мсек максимальные ускорения реакции упругой связи могут возбуждаться у всех элементов аппаратуры, имеющих собственную частоту более 6 гц.

Перейдем теперь к вычислению спектра ускорений.

Максимальное ускорение реакции связи согласно формуле (4.5) будет при $t = \tau$ и при любом значении частоты ω , т. е.

$$(\omega^2 x)_{\max} = a - \frac{a}{\omega\tau} \sin \omega\tau. \quad (4.6)$$

Это есть спектр ускорений, проявляющихся во время нарастания импульсного удара. Экстремальное значение спектра будет при значениях $\omega\tau$, определяемых из уравнения

$$\operatorname{tg} \omega\tau = \omega\tau. \quad (4.7)$$

Приближенное решение уравнения (4.6) записывается в виде.

$$\omega\tau = (2l + 1) \frac{\pi}{2} \quad (l = 1, 2, 3 \dots)$$

или

$$f = \frac{2l + 1}{4\tau}. \quad (4.8)$$

Формула (4.7) определяет зависимость между длительностью импульса τ и значением собственной частоты f , при

которых возбуждается максимальное ускорение реакции связи.

Заметим, что максимумы спектра ускорений получаются при нечетных значениях l . При четных значениях l получаются минимальные значения спектра.

Следовательно, расчетную формулу для определения длительности импульса в зависимости от собственной частоты элементов, соответствующей максимальному значению ускорения реакции упругой связи, можно записать как

$$\tau = \frac{3}{4f} \text{ сек.} \quad (4.9)$$

При этом максимальное значение ускорения равно

$$(\omega^2 x)_{\text{макс}} \approx 1,25a.$$

По формуле (4.6) были вычислены спектры ускорений реакции связи для двух значений длительности нарастания импульса $\tau = 6 \text{ мсек}$ и $\tau_1 = 120 \text{ мсек}$ при $a = 200 \text{ г}$. Формы ударного импульса и спектры ускорений изображены на рис. 4.4.

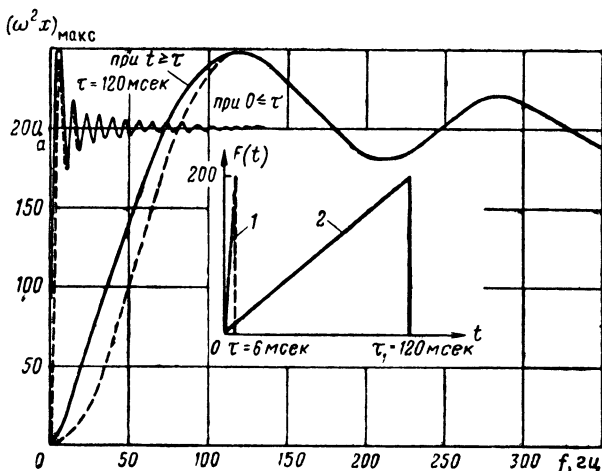
Из графиков рис. 4.4 следует, что импульсный удар с малой длительностью нарастания импульса ($\tau = 6 \text{ мсек}$) возбуждает наибольшие ускорения реакции упругой связи в диапазоне частот от 80—165 гц . На частотах до 80 гц возбуждаемые ускорения нарастают по параболическому закону в зависимости от собственной частоты элементов аппаратуры. В диапазоне частот от 80 гц и выше максимальные ускорения изменяются по затухающей синусоиде и при больших значениях частоты собственных колебаний системы приближаются к заданному постоянному значению a .

Импульсный удар большой длительности ($\tau = 120 \text{ мсек}$) возбуждает максимальные ускорения реакции упругой связи при частотах выше 6 гц с интенсивным нарастанием ускорений на частотах до 6 гц .

В диапазоне частот от 6 гц и выше спектр ускорений имеет затухающий колебательный характер, и при собственных частотах выше 100 гц максимальные ускорения реакции связи приближаются к заданному постоянному значению ускорения a .

Так как элементы аппаратуры имеют конечное значение собственной частоты, то и спектр ускорений будет иметь постоянное значение a до максимальной собственной частоты, после которой резко падает до нуля.

Рассмотрим теперь ускорение реакции связи после действия импульса. Если при $t \geq \tau$ ударный импульс резко падает, т. е. возмущающее ускорение обращается в нуль,



Р и с. 4.4. Графики спектра ускорений колебательных систем при действии пилообразных импульсов.

то ускорение реакции связи после действия импульсного удара определяют из решения уравнения (4.3).

В этом случае согласно формуле (4.4) решение уравнения (4.3) примет вид

$$x = \frac{a}{\omega \tau} \int_0^{\tau} \xi \sin \omega (t - \xi) d\xi$$

или

$$x = \frac{a}{\omega \tau} \left[\frac{\tau}{\omega} \cos \omega (t - \tau) + \frac{1}{\omega^2} \sin \omega (t - \tau) - \frac{1}{\omega^2} \sin \omega t \right].$$

Отсюда находим

$$\omega^2 x = \frac{a}{\omega \tau} [-\sin \omega t + \sin \omega (t - \tau)] + a \cos \omega (t - \tau). \quad (4.10)$$

Приводя правую часть формулы (4.10) к виду

$$\omega^2 x = c \sin(\omega t + s),$$

найдем

$$\omega^2 x = \pm \sqrt{2} a \sqrt{\frac{1 - \cos \omega \tau}{(\omega \tau)^2} - \frac{\sin \omega \tau}{\omega \tau} + \frac{1}{2}} \sin(\omega t + s),$$

$$s = \arctg \frac{\omega \tau - \operatorname{tg} \omega \tau}{1 + \omega \tau \operatorname{tg} \omega \tau}.$$

Максимальное значение ускорения реакции упругой связи после действия импульса запишем по формуле

$$(\omega^2 x)_{\max} = 1,41a \sqrt{\frac{1}{(\omega \tau)^2} - \frac{\cos \omega \tau}{(\omega \tau)^2} - \frac{\sin \omega \tau}{\omega \tau} + \frac{1}{2}}. \quad (4.11)$$

На рис. 4.4 показана одна ветвь спектра ускорений реакции после действия импульсного удара при $\tau = 6$ мсек (пунктирная линия). Вторая ветвь спектра симметрична относительно оси частот, поэтому не показана на графике. При длительности импульса $\tau = 0,12$ сек спектр ускорений после действия импульса практически совпадает со спектром ускорений при нарастании импульсного удара.

Следовательно, при исследовании действия импульсного удара пилообразной формы на одномассовую систему можно ограничиться рассмотрением действия импульса во время его нарастания до величины τ , т. е. учитывать только фронт импульса. Срез импульса пилообразной формы при $t \gg \tau$ оказывает влияние на колебания двухмассовой системы.

Выше был определен спектр ускорений импульсного удара пилообразной формы. Для того чтобы при испытании на удар можно было воспроизвести такой спектр, необходимо знать и другие параметры импульсного удара, в частности скорость нарастания удара.

Скорость нарастания импульсного удара вычисляется по формуле

$$\Delta v = \frac{a\tau}{2}. \quad (4.12)$$

Подставив значение a из формулы (4.11) в формулу (4.10), получим

$$(\omega^2 x)_{\text{макс}} = \pm \frac{2,82\Delta v}{\tau} \sqrt{\frac{1}{\omega^2 \tau^2} - \frac{\cos \omega \tau}{\omega^2 \tau^2} - \frac{\sin \omega \tau}{\omega \tau} + \frac{1}{2}}. \quad (4.13)$$

Для низких частот подкоренное выражение формулы (4.13) можно разложить в ряд Тейлора. Пренебрегая членами второго порядка, после преобразования получаем

$$(\omega^2 x)_{\text{макс}} \approx \omega \Delta v. \quad (4.14)$$

Из формулы (4.14) следует, что спектр ускорений пропорционален изменению скорости Δv при ударе.

Если при испытании на удароустойчивость аппаратуру сбрасывают с высоты h , то скорость аппаратуры в момент ее удара определяется по формуле

$$v_T = \sqrt{2gh}.$$

После удара скорость аппаратуры равна нулю, так как предполагается, что аппаратура не отскакивает от основания. Скорость основания v_0 принимается равной нулю до и после удара. Следовательно, изменение скорости за время удара

$$\Delta v = v_T - v_0 = \sqrt{2gh}.$$

Таким образом, спектр ускорений реакции упругой связи при импульсном ударе пилообразной формы определяется высотой h падения аппаратуры.

При ударе должна осуществляться пластическая деформация основания, чтобы обеспечить выполнение условий, накладываемых на ускорение и скорость во время и после действия удара.

В работе [28] указывается, что пилообразный импульс можно воспроизвести при падении жесткой платформы на свинцовый крешер с конической головкой.

Из приведенного анализа спектра ускорений при действии импульса пилообразной формы можно сделать следующие выводы.

Для возбуждения максимальных ускорений в элементах, обладающих высокими собственными частотами, длительность ударного импульса должна быть наименьшей, определяемой по формуле (4.9).

Для возбуждения максимальных ускорений в элементах с низкими собственными частотами длительность ударного импульса должна быть наибольшей, примерно 0,12—0,15 сек. При этом ускорения, возбуждаемые ударом в деталях аппаратуры, будут действовать в широком диапазоне частот — от 6 *гц* и выше, что соответствует нагрузкам, испытываемым аппаратурой при транспортировке.

При одинаковых заданных ускорениях удар с большей длительностью импульса имеет более широкий спектр максимальных ускорений реакции упругой связи по сравнению с ударом, имеющим малую длительность импульса.

Следовательно, ударный импульс пилообразной формы большой длительности воздействует на большее количество деталей аппаратуры, частоты собственных колебаний которых совпадают с частотами спектра ускорений при ударе.

4.4. ДЕЙСТВИЕ НА РАДИОЭЛЕКТРОННУЮ АППАРАТУРУ КРАТКОВРЕМЕННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Ударные нагрузки, испытываемые аппаратурой, можно рассматривать как действие на нее динамических кратковременных нагрузок, при которых вызываемые ими деформации, перемещения и усилия изменяются во времени непериодически [56].

Кратковременные динамические нагрузки могут возникать, например, при падении груза, ударе молота, ударе морской волны, порывистом давлении ветра на радиомачты, толчках при посадке самолета, при взрывах в воздухе, грунте или в воде.

Продолжительность динамической нагрузки может быть от малых долей секунды до нескольких секунд. Далее предполагается, что динамические нагрузки действуют на линейные упругие системы с одной степенью свободы, для которых справедлив линейный закон перемещений, т. е. деформации и перемещения находятся в линейной зависимости от внешних сил.

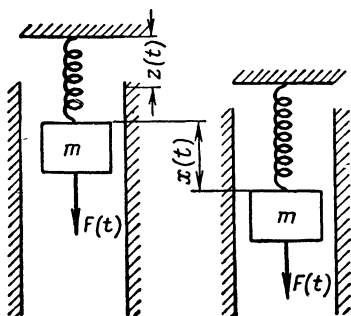
Рассмотрим вынужденные перемещения массы m , которые происходят под влиянием внешней силы $F(t)$ или при наличии перемещений $z(t)$ опоры, к которой прикреплена пружина (рис. 4.5).

Предполагается, что действие силы $F(t)$ не вызывает изменения массы системы.

Дифференциальное уравнение вынужденных перемещений груза массы m при одновременном воздействии на него переменной силы $\tilde{F}(t)$ и переменного перемещения опоры $z(t)$ (рис. 4.4) имеет вид

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \omega^2 z(t) + m^{-1} F(t). \quad (4.15)$$

Интеграл этого дифференциального уравнения



$$\begin{aligned} x = & x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + \\ & + \frac{1}{\omega m} \int_0^t F(\xi) \sin \omega(\xi - t) d\xi + \\ & + \omega \int_0^t z(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi, \end{aligned} \quad (4.16)$$

Рис. 4.5. Схема колебательной системы с подвижной опорой.

где x_0 и \dot{x}_0 — начальное перемещение и начальная скорость массы m ; t — момент времени, для которого определяется значение переменной $x(t)$; ξ — время, которое рассматривается как независимая переменная, изменяющаяся от нуля до значения τ , которое в процессе интегрирования считается постоянным.

Первые два члена в формуле (4.16) характеризуют свободные колебания, вызванные начальными условиями. Эти колебания не зависят от $F(\xi)$ и $z(\xi)$.

Вынужденные перемещения определяются частным интегралом при $x_0 = \dot{x}_0 = 0$, выражаемым двумя последними членами, которые запишем в следующей форме:

$$\begin{aligned} -x = & \omega \delta_{11} \int_0^t F(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi + \\ & + \omega \int_0^t z(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi, \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} \dot{x} = & \omega^2 \delta_{11} \int_0^{\tau} F(\xi) \cos \omega(t - \xi) d\xi + \\ & + \omega^2 \int_0^{\tau} z(\xi) \cos \omega(t - \xi) d\xi, \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & -\omega^3 \delta_{11} \int_0^{\tau} F(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi - \\ & -\omega^3 \int_0^{\tau} z(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi, \end{aligned} \quad (4.19)$$

где $\delta_{11} = 1/k$ — податливость пружины или статическое перемещение, вызываемое единичной силой $F(t) = 1$; k — жесткость пружины, т. е. сила реакции при $x(t) = 1$.

Остальные обозначения те же, что и в формуле (4.3).

Из структуры интегралов (4.16), (4.17) и (4.18), а также непосредственно из дифференциального уравнения (4.15) следует, что влияние перемещений $z(\xi)$ на движение массы m эквивалентно влиянию внешней силы

$$kz(\xi) = \omega^2 m z(\xi).$$

Поэтому все выводы, касающиеся влияния внешней силы, могут быть распространены на влияние заданных смещений опоры. Различие состоит только в знаке усилия, возникающего в упругой связи. Например, от внезапно приложенной силы $F(t)$, направленной вниз, пружина (рис. 4.5) получает начальное растяжение, а от внезапного смещения опоры вниз пружина получает начальное сжатие.

Соответствующими перемещениями опоры можно компенсировать деформацию Δ упругой связи. Для этого необходимо, чтобы в любой момент времени перемещения x и z совпадали по величине и направлению, т. е.

$$\omega^2 \delta_{11} F(t) = \ddot{z}(t).$$

Это есть уравнение движения свободной массы m под действием силы $F(t)$, реакция упругой связи отсутствует. Сме-

щение опоры может быть использовано для регулирования деформации упругой связи или перемещения массы m .

Совместное влияние на массу m силы $P(\xi)$ и перемещений $z(\xi)$ эквивалентно влиянию силы $P(\xi) + kz(\xi)$, приложенной к этой массе. Если эквивалентная сила равна нулю, то перемещение массы тоже будет равно нулю. Следовательно, при условии

$$z(\xi) = \frac{1}{k} F(\xi), \quad (4.20)$$

масса m будет находиться в покое.

При динамическом расчете аппаратуры определяют эквивалентную статическую нагрузку $F_9(t)$, которая при условии неподвижности опоры вызывает перемещение, равное

$$x(t) = F_9 \delta_{11}. \quad (4.21)$$

Тогда из формул (4.20) и (4.21) следует:

$$F_9(t) = \omega \int_0^{\tau} F(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi + \\ + \frac{\omega}{\delta_{11}} \int_0^{\tau} z(\xi) \sin \omega(t - \xi) d\xi.$$

Деформация пружины характеризуется относительным перемещением $x(t) - z(t)$, поэтому эквивалентная статическая нагрузка для пружины согласно формулам (4.20) и (4.21) будет равна

$$x(t) - z(t) = F_9' \delta_{11}$$

или

$$F_9' = F_9 - \frac{z(t)}{\delta_{11}} = F_9 - kz(t),$$

где $F_9'(t)$ — такая приложенная к массе m статическая нагрузка, которая при условии неподвижности опоры способна вызвать деформацию $x(t) - z(t)$ пружины.

Рассмотрим теперь влияние кратковременной постоянной силы (рис. 4.5) или кратковременного смещения опоры, что соответствует внезапному нагружению и разгрузке системы. Пусть в момент $t = 0$ на систему действует мгновенно сила F , которая остается постоянной в течение некоторого времени τ , а затем внезапно исчезает.

Во время действия силы F , т. е. при $0 \leq t \leq \tau$ и $z(t) = 0$, частное решение уравнения (4.32) имеет вид

$$\begin{aligned} x(t) &= \omega \delta_{11} F \int_0^t \sin \omega(t - \xi) d\xi = \\ &= \delta_{11} F (1 - \cos \omega t) = x_{\text{ст}} (1 - \cos \omega t) = \\ &= 2x_{\text{ст}} \sin \frac{2\omega t}{2}, \end{aligned} \quad (4.22)$$

которое соответствует гармоническим колебаниям массы с частотой $\omega = 2\pi/T$ и амплитудой $x_{\text{ст}}$ относительно деформированного состояния пружины под действием силы F .

Если сила действует в течение времени, большего половины периода, т. е. $t \geq T/2$, то перемещение $x(t)$ достигает максимума $x = 2x_{\text{ст}}$, т. е. при внезапном нагружении системы силой F , которая действует в течение времени не менее полупериода колебаний $T/2$, наибольшее перемещение массы m равно удвоенному статическому прогибу.

Если время действия силы больше периода колебаний, т. е. $t \geq T$, то перемещение достигает максимума и минимума до исчезновения силы. Этот минимум равен нулю. В любом случае во время действия силы перемещение не может быть отрицательным.

Если время действия силы мало, т. е. $t < T/2$, то из формулы (4.22) следует, что перемещение не успевает достигнуть максимума. После внезапного прекращения действия силы, т. е. при $t > \tau$, перемещение в любой момент времени равно

$$\begin{aligned} x(t) &= \delta_{11} P [\cos \omega(t - \tau) - \cos \omega t] = \\ &= 2x_{\text{ст}} \sin \frac{\omega \tau}{2} \sin \omega \left(t - \frac{\tau}{2} \right) \end{aligned}$$

и соответствует гармоническому колебанию с частотой ω относительно ненагруженного положения пружины.

Перемещения изменяются в пределах

$$x_{\text{экт}} = \pm 2x_{\text{ст}} \sin \frac{\omega\tau}{2} = \pm 2x_{\text{ст}} \sin \frac{\pi\tau}{T}.$$

При $\tau = nT$, где n — целое число, $x_{\text{макс}} = 0$, т. е. в этом случае после прекращения действия силы система остается в покое. Эффект силы F зависит от продолжительности ее действия τ . Даже большая сила дает незначительный эффект, если ее продолжительность τ невелика по сравнению с полупериодом $T/2$ собственных колебаний системы. Например, если внезапно приложенная сила действует в течение времени, равного $0,01 T$, то ее эффект составляет только 6% от того, который получился бы при статическом действии той же силы. Следовательно, при такой продолжительности действия силы конструкция могла бы безопасно выдержать нагрузку, которая превосходила бы допускаемую статическую примерно в 16 раз.

Если обозначить импульс силы, действовавшей в течение промежутка времени τ , через F^* , то

$$F^* = F\tau; \quad x_{\text{ст}} = \frac{\delta_{11} F^*}{\tau},$$

$$\begin{aligned} x_{\text{экт}} &= \frac{2\delta_{11} F^*}{\tau} \sin \frac{\omega\tau}{2} = \\ &= \pm \delta_{11} F^* \omega \frac{\sin(\omega\tau/2)}{\omega\tau/2} = \varepsilon \delta_{11} F^*, \end{aligned}$$

где

$$\varepsilon = \frac{\sin \frac{\omega\tau}{2}}{\frac{\omega\tau}{2}}; \quad \omega = \frac{2\pi}{T}.$$

Расчетные величины перемещений, скорости и ускорений следующие:

$$x_{\text{макс}} = \begin{cases} 2x_{\text{ст}} \sin \frac{\omega\tau}{2} = \delta_{11} F^* \omega \varepsilon & \text{при } \tau \leq \frac{T}{2}; \\ 2x_{\text{ст}} & \text{при } \tau > \frac{T}{2}; \end{cases}$$

$$\dot{x}_{\text{макс}} = \omega x_{\text{макс}}; \quad \ddot{x}_{\text{макс}} = -\omega^2 x_{\text{макс}};$$

$$x_{\text{мин}} = -2x_{\text{ст}} \left| \sin \frac{\omega \tau}{2} \right| \quad \text{при любом конечном } \tau.$$

Эквивалентная статическая нагрузка равна

$$F_{\text{э}} = \begin{cases} F^* \omega \epsilon & \text{при } \tau \leq \frac{T}{2}, \\ 2F & \text{при } \tau > \frac{T}{2}. \end{cases}$$

Значения величины ϵ приведены в следующей таблице:

τ/T	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,5
ϵ	0,9959	0,9836	0,9636	0,9355	0,9003	0,849	0,805	0,756	0,7	0,636

ИСПЫТАНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ НА ВИБРАЦИИ, УДАРЫ И АКУСТИЧЕСКИЕ ШУМЫ

5.1. ВИДЫ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Различают два вида механических испытаний радиоэлектронной аппаратуры: стендовые, или лабораторные, и натурные — испытания в эксплуатационных условиях.

Стендовые испытания РЭА и ее элементов производятся на вибрационных и ударных стендах, которые приближенно воспроизводят реальные динамические нагрузки, действующие на аппаратуру при транспортировании и эксплуатации. Такие испытания предусматривают проверку качества изготовления, работоспособности и долговечности аппаратуры.

Нормы стендовых испытаний должны соответствовать величинам параметров динамических нагрузок, полученным при натурных испытаниях аппаратуры. Если таких данных нет, то при стендовых испытаниях принимаются ориентировочные, несколько завышенные нормы, которые определяются исходя из условий эксплуатации аппаратуры, аналогичной разрабатываемой.

Так, например, наилучшая радиоэлектронная аппаратура, которая может быть разработана, должна выдерживать воздействие вибрации с амплитудой ускорения 20 g в диапазоне частот $30\text{—}2000\text{ гц}$ [27].

Общая длительность стендовых испытаний должна быть вполне ограниченной, если не ставится задача определения предела долговечности аппаратуры.

Порядок проведения стендовых испытаний следующий:

1. Определение резонансов в заданном диапазоне частот и испытание на вибропрочность на одной частоте, так называемые контрольные испытания.

2. Испытание на вибропрочность в диапазоне частот.

3. Испытание на виброустойчивость.

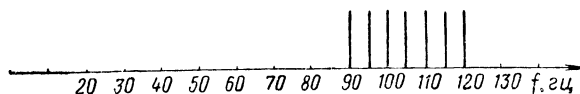
4. Виброиспытания при конструктивной доработке аппаратуры.

5. Испытание на устойчивость к ударным нагрузкам.

6. Испытания на устойчивость к воздействию акустического шума.

Рассмотрим содержание каждого из перечисленных видов испытаний.

При *определении резонансных частот* аппаратура в выключенном состоянии подвергается воздействию гармонической вибрации при пониженных ускорениях, как правило, не превышающих $2g$ в диапазоне частот 10—150 *гц*. Резонансные частоты регистрируются и составляется график спектра резонансных частот (рис. 5.1). После нахождения спектра резонансных частот назначается одна нерезонансная частота, исходя из требований к испытаниям, на которой производятся контрольные испытания блока на величину ускорения и на длительность испытания. Испытания на одной частоте предусматривают выявление производственных дефектов изготовления блока, поэтому его не следует испытывать на резонансной частоте.



Р и с. 5.1. Примерный спектр резонансных частот элементов блока РЭА. Вертикальные линии соответствуют амплитудам на резонансных частотах. На частотах 20—90 *гц* элементы конструкции блока не имеют резонанса.

Если испытания производились на резонансной частоте, то в случае обнаружения какого-либо повреждения будет трудно установить причину разрушения, так как при длительных испытаниях разрушение может быть вызвано действием резонансных вибраций, а не дефектом изготовления блока. Поэтому и рекомендуется испытания

начинать с определения резонансных частот при пониженных величинах воздействующих ускорений гармонических вибраций.

При *испытании на вибропрочность* в диапазоне частот аппаратура подвергается воздействию гармонических или случайных вибраций по методике, предусмотренной техническими условиями на испытываемый блок. При этом общее время испытаний разделяется на равные промежутки, в течение которых ведутся испытания на каждой выбранной частоте. Не рекомендуется проводить испытания на вибропрочность на резонансных частотах, за исключением некоторых случаев, которые особо оговариваются. Например, унифицированные функциональные узлы (УФУ) с печатным монтажом [23, 16] могут испытываться на вибропрочность методом фиксированных частот и методом качающейся частоты.

В программе испытаний на вибропрочность методом качающейся частоты необходимо указывать диапазон частот Δf , амплитуду ускорения g , время прохождения диапазона частот t_d и продолжительность испытаний t_n . Указанные параметры могут иметь, например, следующие значения: $\Delta f = 20\text{—}2000$ *гц*; $g = 15$; $t_d = 10\div 30$ *мин*; $t_n = 1\div 3$ *час*. Время испытания на каждой частоте находят по формуле

$$t_n = \frac{60t_d}{\Delta f};$$

при $t_d = 30$ *мин* и $\Delta f \approx 2000$ *гц* $t_n = 0,9$ *сек*.

Если УФУ имеет собственные частоты в диапазоне 20—2000 *гц*, то благодаря малой длительности действия возбуждающих вибраций на каждой частоте резонансные явления не возникают.

В программе испытаний на вибропрочность методом фиксированных частот указывают поддиапазоны частот Δf , время испытания t_n и амплитуды ускорения g .

Время, указанное в программе, относится к испытанию на высшей частоте каждого поддиапазона. Так как продолжительность испытания на каждой фиксированной частоте составляет не менее 6 *мин*, то могут возникнуть резонансные явления в УФУ, которые могут вызвать поломки. Примерные параметры испытаний приведены в таб-

Δf , гц	10—30	30—50	50—100	100—200
t_n , час	2	1	0,8	0,5
g	3	5	10	15

лице. Поэтому длительные испытания на резонансных фиксированных частотах следует проводить только в тех случаях, когда не происходит разрушения конструкции.

Во время испытаний на вибропрочность в диапазон частот блок и его элементы периодически проверяют на отсутствие механических повреждений.

Испытания на виброустойчивость производятся во включенном состоянии испытываемого блока. К нему должна быть подключена измерительная аппаратура, с помощью которой контролируется работоспособность блока при воздействии на него заданных вибраций в определенном диапазоне частот. Время испытаний и требования к параметрам сигнала, вырабатываемого блоком в условиях вибрации, устанавливаются техническими условиями.

При наличии резонансных частот проводятся дополнительные испытания на этих частотах в течение пяти минут.

После испытаний блок проверяют на отсутствие механических повреждений.

Виброиспытания при конструктивной доработке аппаратуры применяются в случаях, когда выявлены дефекты или повреждения в блоках при первых трех видах испытаний, которые можно устранить, не прибегая к конструированию блока заново. Если ведется новая разработка аппаратуры, то, как показывает практика, конструкцию многих блоков приходится улучшать во время виброиспытаний, которые позволяют выявить характер действия вибрации на радиоэлементы и на элементы конструкции. Особенность таких испытаний состоит в правильном анализе причин, вызывающих разрушение деталей или создающих искажения сигнала при испытании на виброустойчивость. Продолжительность испытаний зависит от того, насколько быстро обнаружена и устранена причина нару-

шения работоспособности. Но, как правило, совершенствование конструкции аппаратуры требует больших затрат времени, так как нарушение виброустойчивости в большинстве случаев вызывается скрытыми, внутренними, недоступными для наблюдения дефектами, которые можно обнаружить только при тщательном исследовании каждого элемента блока.

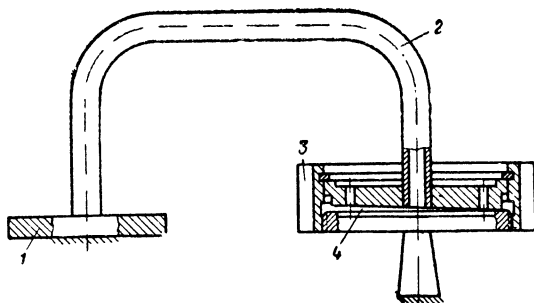


Рис. 5.2. Чертеж, поясняющий нарушение виброустойчивости блока:

1—левый фланец, жестко соединенный с корпусом; 2—подковообразный волновод; 3—правый фланец с резьбой для крепления к жесткому основанию; 4—зазор, вызывавший сбой сигнала.

Пример. Блок радиоэлектронной аппаратуры испытывался на виброустойчивость при воздействии однокомпонентной гармонической вибрации с постоянным ускорением; был обнаружен сбой сигнала на частоте f_2 , которая не являлась резонансной частотой механических колебаний конструкции, и, кроме того, на частотах, меньших и больших f_2 , сигнал проходил без искажений. После тщательного исследования устойчивости к вибрации каждого элемента блока было установлено, что причиной сбоя сигнала является наличие клинообразного зазора в соединительном фланце подковообразной и прямолинейной секций волновода (рис. 5.2).

Соединение фланцев секций волновода осуществлялось крепежной гайкой М40×1. Клинообразный зазор возник из-за того, что не была достигнута требуемая параллельность плоскостей левого и правого фланцев подковообразной секции волновода. При жестком соединении (без зазора) левого фланца плоскость правого фланца устанавливалась с перекосом относительно плоскости ответного фланца и при этом гайка закрывала образовавшийся зазор, что, естественно, затрудняло обнаружение дефекта. Под воздействием вибрации величина зазора изменялась, и это влияло на прохождение сигнала по волноводу.

После устранения указанного дефекта вибрация не влияла на параметры сигнала.

Испытания аппаратуры на устойчивость к действию ударов предусматривают проверки на ударную прочность и ударную устойчивость. Испытания на ударную прочность характеризуются частотой и числом ударов, длительностью ударного импульса и величиной максимального ускорения. Ударные нагрузки обычно оказывают влияние на узлы, имеющие большую массу (трансформаторы и дроссели низкой частоты), крупногабаритные конденсаторы, электровакуумные приборы, керамические изделия. Для деталей большого размера при ударе создается опасность поломки креплений, а в керамических и других хрупких деталях могут возникнуть трещины.

Испытания на *воздействие акустического шума* производятся для проверки работоспособности аппаратуры и ее элементов в диапазоне частот 150—20000 *гц* при уровне звукового давления 115—150 *дб* в течение не менее 10 *мин.*

Источником звуковых колебаний служит электродинамическое устройство. С помощью различных резонирующих камер и вспомогательной аппаратуры получают нужный спектр звуковых частот и требуемый уровень звукового давления.

Испытания показали, что на работу микроминиатюрных реле и транзисторов акустический шум не влияет; эти элементы имеют небольшую площадь поверхности, поэтому уровень вибрации, вызываемый акустическим шумом, мал [27].

Акустические шумы могут вызвать неисправности в некоторых электромеханических и электронных устройствах, например в источниках питания и узлах переключателей. Типичным отказом является прерывистый контакт щетки движка потенциометра с резистивным элементом.

Во многих случаях элементы, не прошедшие испытаний на воздействие акустического шума, выдерживают интенсивные механические вибрации. Это объясняется различием возбуждающих сил. Механические вибрации передаются элементу в точках крепления, и любая виброизоляция ослабляет высокочастотные возбуждающие силы до того, как они передадутся деталям узла. Акустический шум возбуждает корпус узла и каждую деталь в узле воздействием распределенного усилия. Величина этого усилия является функцией уровня звукового давления и площади каждой детали узла. Поэтому виброизоляция, являющаяся эф-

фективной в случае механических вибраций, не является защитой от акустических шумов.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСА

Теоретически резонанс детали или конструкции определяется просто и однозначно согласно формуле (1.10), из которой следует, что если частота возбуждающих сил совпадает с частотой собственных колебаний системы, то наступает явление резонанса. В зависимости от величины логарифмического декремента колебаний конструкции и свойств материала, из которого изготовлена конструкция, амплитуда вибраций при резонансе имеет вполне определенное конечное значение. Если амплитуды при резонансе не превышают заданного значения, например удвоенной амплитуды воздействующей вибрации, то такой резонанс считается допустимым.

Практическое определение амплитуд резонансных колебаний при испытаниях радиоэлектронной аппаратуры в большинстве случаев затруднительно и содержит элементы неопределенности. Это объясняется отсутствием соответствующих датчиков ускорений, измерительной аппаратуры, а также рациональной методики определения резонансных амплитуд в широком диапазоне частот, например от 20 до 3000 гц.

Приведем примеры, характеризующие трудности определения резонансов при испытании радиоэлектронной аппаратуры на устойчивость к воздействию вибрации.

В практике стендовых испытаний наибольшее применение находит прямой способ определения частоты собственных колебаний конструкций, который заключается в наблюдении механического резонанса и фиксировании значения частоты возмущающих вибраций. Этот способ несовершенен, так как в одних случаях при частотах свыше 50 гц амплитуды колебаний имеют малые величины и определить их трудно. Тем не менее, несмотря на малые значения амплитуды, механические напряжения в опасных сечениях элементов детали при резонансе могут значительно превышать предел усталостной прочности и приводить к разрушению. В других случаях амплитуды вибрации элементов конструкции на резонансных частотах достигают значительных величин и оказывают неприятное

звуковое воздействие. Однако на работу блока такие резонансные явления могут не влиять,

Если, например, радиоэлементы блока защищены предохранительным кожухом, выполненным из стального листа миллиметровой толщины (рис. 5.3), и при испытании

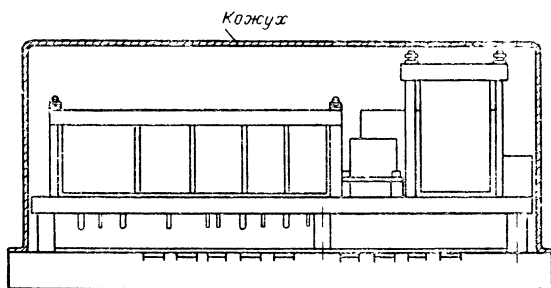


Рис. 5.3. Конструкция блока с защитным кожухом.

было обнаружено, что кожух имеет почти сплошной спектр резонансных частот в диапазоне 40—120 гц с достаточно большими амплитудами, то формально такой блок можно считать не удовлетворяющим предъявляемым требованиям.

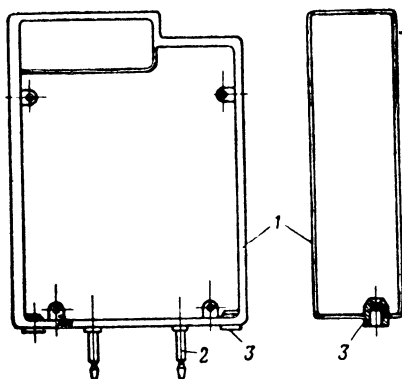


Рис. 5.4. Коробчатая конструкция электронного усилителя:

1 — корпус; 2 — направляющие штыри разъема; 3 — элементы резьбового крепления к шасси.

В действительности же колебания защитного кожуха не влияют на функционирование и прочность радиоэлементов блока: повторные виброиспытания блока, но со снятым кожухом показали, что в указанном диапазоне частот элементы блока резонансных частот не имеют.

Практически блок удовлетворяет требованиям вибропрочности и виброустойчивости, а методика определения резонансных частот составлена неправильно, так как позволяет выявить резонансы только внешних элементов конструкции блока (кожуха).

Рассмотренная конструкция блока радиоэлектронной аппаратуры является распространенной. Например, для электрического экранирования и для защиты от влияния внешней среды блоки РЭА имеют защитные закрытые или полузакрытые кожухи, выполненные из листового материала (рис. 5.4). Естественно, что такие коробчатые конструкции блоков имеют почти сплошной спектр резонансных частот в определенном диапазоне. Эти резонансные частоты при виброиспытании блока в большинстве случаев ошибочно принимаются как эффективно действующее явление резонанса.

Рассмотрим два примера, иллюстрирующих трудности определения амплитуд вибрации на резонансных частотах.

Пример 1. Блок состоит из одинаковых субблоков, имеющих коробчатый прямоугольный корпус. Субблоки прикреплены только к днищу шасси двумя симметрично расположенными винтами (рис. 5.5, а).

Под влиянием возбуждающих сил, направленных вдоль вертикальной оси, возникают резонансные колебания субблоков в горизонтальной плоскости. При этом спектр резонансных частот был почти сплошным в диапазоне 60—120 гц и амплитуды колебаний субблоков в верхней горизонтальной плоскости достигали заметных величин.

При действии вибрации вдоль днища шасси (рис. 5.5, б), несмотря на то, что субблоки в таком положении имеют консольное крепление к шасси, резонансных колебаний в испытуемом диапазоне частот не обнаруживалось, так как амплитуды вибрации субблоков были незначительными.

Физически эти два противоречивых явления можно объяснить следующим образом. При первом испытании днище шасси на различных частотах имеет различные формы изгибных колебаний, как показано на рис. 5.5, а. Субблоки при этом колеблются как твердое тело, отклоняясь от вертикальной плоскости и повторяя изгибные колебания днища шасси. Воздействие вибраций на элементы субблоков незначительно, так как субблоки собственных резонансных частот не имеют.

Амплитуда колебаний в верхней горизонтальной плоскости зависит от высоты субблока и распределения масс элементов в нем относительно вертикальной плоскости. Несимметричное распределение масс элементов в субблоке относительно вертикальной плоскости вызывает дополнительные боковые колебания в горизонтальной плоскости.

При втором испытании днище шасси расположено вертикально, т. е. в плоскости действия возбуждающих сил. Жесткость на изгиб днища шасси и деталей крепления субблоков к шасси в этом случае значительно больше, чем при первом испытании. Амплитуды vibra-

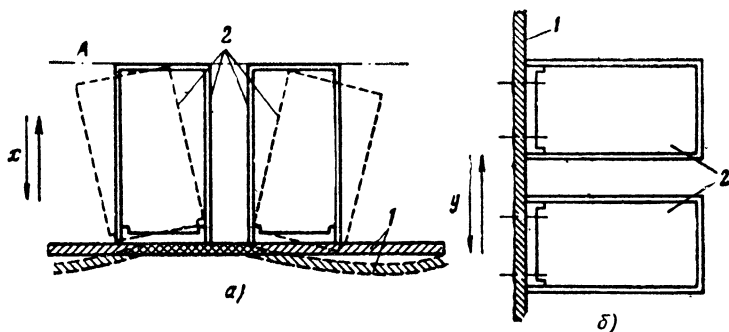


Рис. 5.5. Колебания элементов блока при действии сил вибрации, направленных перпендикулярно (а) и параллельно днищу (б): 1—изгибные колебания шасси; 2—колебания субблоков горизонтальной плоскости с амплитудой колебания A .

ции очень малы и резонансные частоты трудно наблюдать, хотя они и существуют. Действие резонансных вибраций на элементы субблоков при втором испытании более сильное, чем при первом.

Пример 2. Каркас рефлектора имеет легкую сварную трубчатую конструкцию балочно-консольного типа (рис. 5.6). При испытании конструкция не удовлетворяла требованиям технических условий, так как на краях рефлектора возбуждались колебания с большими амплитудами в сравнительно широком диапазоне частот. Однако неоднократные длительные испытания на вибрацию в заданном диапазоне частот показали, что конструкция является вибропрочной, и, следовательно, принятая методика определения резонансных вибраций по величине наибольших амплитуд в этом случае непригодна.

В этих примерах частота резонансных колебаний аппаратуры определялась при стендовых испытаниях, выявить резонансные частоты при натурных испытаниях еще сложнее.

Во время натурных испытаний с помощью вибродатчиков и измерительной аппаратуры фиксируют ускорения и частоты вибрации, возникающие в точках конструкции радиоэлектронной аппаратуры или деталях. Параметры возмущающих вибраций при этом в большинстве случаев

не могут быть записаны из-за сложности возмущающих колебаний.

Поэтому выявить резонансные вибрации аппаратуры при натурных испытаниях только по величине амплитуд и частот, зафиксированных в отдельных точках конструкции, без знания параметров воздействующих вибраций прямыми способами невозможно. Резонансы испытываемой аппара-

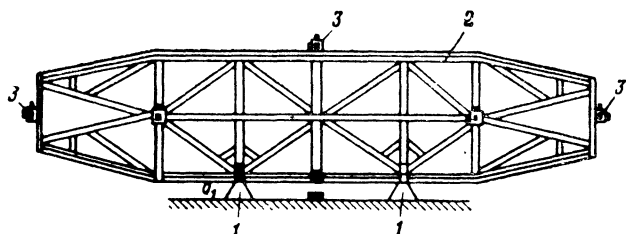


Рис. 5.6. Схема конструкции сварного трубчатого каркаса рефлектора:

1—шарнирные опоры; 2—трубчатый каркас; 3—датчики ускорения, установленные на каркасе.

туры можно частично определить воспроизведением при стендовых испытаниях тех вибраций, которые были записаны при натурных испытаниях.

Рассмотренные примеры показывают, что определение резонансных частот и амплитуд вибраций при стендовых испытаниях следует производить очень тщательно и по определенной методике.

Ниже приводится методика определения резонансных вибраций, которая применялась на практике.

Резонансные явления в крупногабаритных блоках определяли по величине максимального механического напряжения, возникающего в элементах конструкции. Максимальные напряжения, возникающие в элементах конструкции при испытании на вибропрочность, не должны превышать допустимого напряжения для материала, из которого изготовлена конструкция.

Деформация элементов блока определялась с помощью омических тензометрических датчиков и тензостанции УТС-1-ВТ-12. По измеренным деформациям вычислялись напряжения. Одновременно при помощи датчиков ДУ-5 и аппаратуры ВИ6-5М записывались ускорения в различных выбранных точках блока, по которым вычислялись амплитуды вибрации.

Так как тензометрирование элементов конструкции каждого серийного блока является длительной и трудоемкой работой, то по результатам тензометрирования и записи ускорений нескольких комплектов блока при испытаниях на резонансных частотах была составлена эквивалентная таблица допустимых амплитуд и ускорений в намеченных точках блока, по которой затем определялась пригодность каждого серийного блока при его виброиспытаниях. При этом испытании тензометрирование серийных блоков не производится, а лишь записываются ускорения и амплитуды в определенных точках блока.

Определение допустимости резонансных вибраций при оценке вибропрочности методом тензометрирования деформаций в элементах конструкции и одновременной записи амплитуд и ускорений в отдельных точках испытуемого блока является наиболее объективным методом. Однако при этом должны выполняться условия виброустойчивости, которые накладывают второе ограничение на допустимые амплитуды вибрации при резонансе.

Если величины максимальных амплитуд на резонансных частотах удовлетворяют условиям вибропрочности и виброустойчивости, то резонансные вибрации, действующие в аппаратуре, считаются допустимыми.

Заметим, что при тензометрировании мы обнаруживаем резонанс деформации, так как при записи тензомером, наклеенным на деталь, записываются деформации на базе датчика и не записываются вибрации детали как твердого тела, которое может иметь резонанс по ускорению (см. рис. 5.5, *а*). Тензодатчик, наклеенный на верхней горизонтальной поверхности корпуса (рис. 5.5, *а*), не покажет заметных колебаний, в то время как амплитуда отклонения корпуса от вертикальной плоскости велика. .

Следовательно, в каждом конкретном случае необходимо различать резонанс по величине деформации детали и ускорению.

Естественно, что, чем компактнее блок и чем меньше его габариты, тем слабее влияет вибрация на амплитуду колебаний (ускорение) блока. На этом явлении и основано применение тензодатчиков для определения резонанса по деформации. Тензодатчик имеет весьма малый вес (0,03 г) и малые размеры, поэтому ускорения, которые возбуждаются вибростендом, непосредственно не воздействуют на тензодатчик. На него воздействуют деформации испытываемого

мой детали, которые зависят от частоты возбуждающих сил, величины ускорения и упругих характеристик детали.

5.3. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И ВИБРОДАТЧИКИ

Определение параметров механических колебаний осуществляется приборами, работа которых основана на кинематическом и динамическом принципах измерений [32].

В приборах, использующих кинематический принцип измерения, мгновенное положение точек колеблющегося тела определяется относительно неподвижной системы координат. Такие приборы называются приборами измерения относительно неподвижных координат или неподвижного основания, сокращенно — приборы НК. К приборам НК, например, относятся оптические устройства: мерный клин, стробоскопы, микроскопы, коллиматоры и интерферометры. Приборы НК в книге не рассматриваются.

На динамическом принципе устроены приборы, отсчет перемещений в которых производится относительно искусственной неподвижной системы. Искусственная неподвижная система представляет собой инерционный элемент большой массы, подвешенный на мягкой пружине и сочлененный с вибрирующим объектом. В условиях установившегося процесса инерционный элемент будет почти неподвижен и относительно него можно измерять колебания объекта, к которому присоединен прибор.

Такие приборы называются приборами инерционного действия (ИД).

К ним относятся вибродатчики инерционного действия, которые конструктивно состоят из инерционной массы на упругом подвесе и преобразователя механических колебаний в электрические.

В общем случае датчиком называют прибор или элемент, преобразующий изменения параметров исследуемого процесса в сигнал, который может воздействовать на соответствующие измерительные приборы.

Измерения ускорений вибрации и удара могут производиться при помощи датчиков инерционного действия, называемых акселерометрами, и соответствующих измерительных приборов. Работа акселерометра основана на преобразовании механических величин в электрические. Наиболее распространенными методами такого преобразо-

вания являются: потенциометрический, индуктивный, электродинамический, пьезоэлектрический, емкостный и тензометрический.

При выборе типа датчика и измерительной аппаратуры для записи ускорений необходимо стремиться к тому, чтобы обеспечить:

1) достоверные результаты при одноразовых измерениях ускорения, частоты и фазы колебаний;

2) требуемую амплитудно-частотную характеристику измерительного канала;

3) надежную работу датчика при определенных температурах и условиях окружающей среды;

4) требуемую чувствительность, т. е. величину минимальных и максимальных ускорений, которые требуется измерить;

5) минимальные вес и габариты применяемого устройства;

6) помехоустойчивость и точность измерений.

Рассматриваемые виды датчиков не всегда полностью удовлетворяют требованиям. Основные характеристики вибродатчиков и типы измерительной аппаратуры приведены в гл. 11.

Потенциометрические датчики ускорений, например типа МП-68, по амплитудно-частотным характеристикам применимы для измерения низкочастотных вибраций (до 30 гц) и максимального ускорения вибрации до 6g и линейных ускорений до 10g. Допустимая температура окружающей среды для них $\pm 50^{\circ}\text{C}$.

Потенциометрические датчики помехоустойчивы, так как выходной сигнал имеет большую мощность и не требуется усиления сигнала. Однако наличие скользящего контакта понижает устойчивость выходного сигнала датчика к ударам и вибрации.

Индуктивные датчики ускорения обладают повышенной помехоустойчивостью и высокой надежностью.

Датчики типа ДУ-5, разработанные В. А. Шмелевым [32], по амплитудно-частотным характеристикам пригодны для измерения вибраций с частотой до 500 гц и максимальным ускорением до 50 g. При помощи индуктивных датчиков можно измерять постоянную составляющую ускорения.

Недостатки состоят в том, что для их работы требуется генератор несущей частоты и балансировочное устройство

демодулятора; перед записью вибраций необходимо проверить установку на нуль.

Электродинамические датчики применяются для определения величины скорости относительного движения, для получения вибросмещения сигнал нужно интегрировать, а для получения ускорения — дифференцировать. Амплитудно-частотные характеристики зависят от типа датчика. Например, у датчика МВ-23 диапазон частот измеряемых процессов 30—100 гц.

Максимальные виброускорения и линейные ускорения, действующие на датчик, не должны превышать 6g. Датчики имеют большие габариты и вес. В большинстве случаев электродинамические датчики применяются для определения вибросмещения и не могут измерять постоянную составляющую ускорения. Выходной сигнал датчика обладает достаточной помехоустойчивостью, но его необходимо усиливать. Допустимая температура окружающей среды от — 50 до + 350° С.

Пьезоэлектрические датчики ускорений по частотным характеристикам пригодны для измерения вибраций в диапазоне частот от 50 гц до 8 кгц и выше. Диапазон измеряемых ускорений 0,3—500 g [62]. Пьезодатчики используются с вибростойкими кабелями, чувствительны к поперечным и акустическим воздействиям.

Датчики обладают низкой помехоустойчивостью, но повышенной механической прочностью, они не измеряют постоянную составляющую ускорения. Пьезодатчики имеют сравнительно малые габариты и вес.

Емкостные датчики применяются для измерения вибросмещений от 1 до 500 мкм в диапазоне частот 50—2000 гц. Сигнал, снимаемый с датчика, необходимо усиливать. Помехоустойчивость схемы с емкостными датчиками низкая, вследствие этого емкостные датчики применяют лишь в тех случаях, когда другими датчиками измерение произвести невозможно.

Тензометрические датчики применяют для измерения вибраций в широком диапазоне частот, от долей герц до 20 кгц [29]. Измерение вибрации такими датчиками производится либо непосредственно по величине деформации испытываемой детали, либо с помощью приборов инерционного действия, в которых тензодатчики регистрируют деформацию упругого подвеса.

При записи изгибных колебаний датчики наклеивают

так, чтобы нормальные напряжения действовали вдоль их оси. Если для наклейки использовать специальные клеи и осуществить компенсацию действия температуры, то с помощью тензодатчиков можно записывать вибрации при высоких температурах.

Тензодатчики имеют очень малые габариты и вес, поэтому их можно применять для измерения вибраций малогабаритных элементов, не влияя на частоту собственных колебаний исследуемых деталей.

Недостаток тензодатчиков состоит в том, что с их помощью записываются деформации, а не перемещения; требуется хорошая экранировка проводов.

5.4. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ АППАРАТУРЫ К ПЛАТФОРМЕ ВИБРОСТЕНДА

Стеновые вибронаблюдения радиоэлектронной аппаратуры следует проводить в условиях, имитирующих эксплуатационные. Аппаратуру необходимо крепить к платформе вибростенда тем же способом, что и при эксплуатации. Так как не каждый блок можно укрепить непосредственно на платформе (столе) вибростенда, то применяют дополнительное промежуточное приспособление, с помощью которого блок жестко скрепляется с платформой вибростенда. Движения всех точек приспособления должны быть одинаковыми и воспроизводить движение платформы вибростенда, поэтому необходимо, чтобы частоты собственных колебаний платформы и приспособления лежали вне диапазона, в котором ведутся испытания.

Сконструировать приспособление, передающее вибрации от вибростенда к испытываемому блоку без искажений в широком диапазоне частот, очень трудно, а иногда и невозможно. Задача усложняется еще тем, что вибрации в направлениях, отличных от заданного, должны быть ограничены. В противном случае результаты испытаний будут неверными: на блок будут воздействовать ускорения, значительно больше задаваемых. Кроме того, все точки крепления должны иметь определенные амплитуды вибрации в заданном направлении и не должно возникать скрытых резонансов в местах крепления.

При проведении испытаний необходимо выполнять следующие рекомендации, выработанные на основе многократных экспериментов и литературных данных.

Для достижения требуемой точности измерений амплитуду вибрации следует определять либо в одной точке крепления, либо как среднее значение амплитуд во всех точках крепления. Отклонения амплитуды вибрации от заданной величины допустимы лишь в узкой полосе частот, где резонансы приспособления снижают амплитуды вибростенда, несмотря на увеличение сил возбуждения. В этом случае на этих узких диапазонах частот аппаратуру можно не испытывать.

Приспособление вместе с испытываемым блоком должно устанавливаться на платформу вибростенда таким образом, чтобы общий центр тяжести лежал на оси виброштока, т. е. на линии действия возбуждающей силы.

Угловые колебания приспособления при испытании на вибрации вдоль заданной оси должны быть минимальными.

При испытании тяжелых блоков на электродинамических стендах для компенсации статического прогиба упругой диафрагмы стенда применяют выравнивающие пневматические баллоны или подвески на амортизационных шнурах. В этом случае допускается незначительное смещение центра тяжести относительно оси виброштока.

Если амплитуда колебаний в каком-либо месте соединения блока и приспособления становится значительно больше допускаемой, то необходимо изменить конструкцию приспособления.

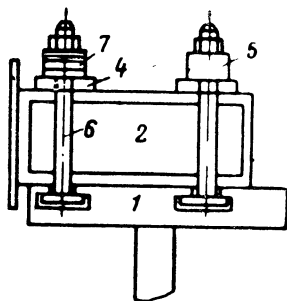
Рассмотрим различные варианты крепежных приспособлений и способы крепления блока к платформе вибростенда.

Чтобы уменьшить число местных резонансов, соединение испытываемого блока, крепежного приспособления и платформы вибростенда должно быть выполнено так, чтобы отсутствовали зазоры во всех соприкасающихся плоскостях и число таких плоскостей было минимальным. Следовательно, блок нужно крепить к платформе вибростенда с наибольшей жесткостью и применять небольшое число крепежных деталей.

На практике, как будет показано ниже на примерах, трудно осуществить беззазорное соединение, вследствие чего на определенной частоте возникнет резонанс.

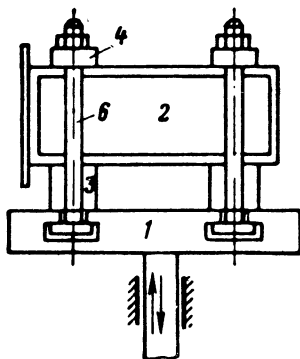
Упрощенно это можно пояснить следующим образом. При гармонических вибрациях ускорение всегда направлено противоположно перемещению, поэтому при наличии зазора и при движении платформы вниз с ускорением больше

1 g блок будет перемещаться относительно стола вверх на величину зазора. При движении платформы вверх ускорение будет направлено вниз и блок будет прижат к платформе вибростенда. Таким образом, блок совершает переносное движение вместе с платформой и дополнительное колебание движения из-за наличия зазора. Эти дополнительные вибрации могут оказать большее воздействие на блок, чем задаваемые.



Р и с. 5.7. Правильное крепление блока к платформе вибростенда:

1 — платформа вибростенда;
2 — испытываемый блок;
4 — прямоугольные металлические прокладки; 5 — монолитная втулка-прокладка;
6 — стяжные болты; 7 — набор шайб.



Р и с. 5.8. Неправильное крепление блока к платформе вибростенда, с излишними прокладками 3.

Величина допустимого зазора в зависимости от задаваемого ускорения и частоты составляет

$$\Delta = \frac{125n}{f^2} \text{ мм}, \quad (5.1)$$

где n — вибрационная перегрузка, g ; f — частота задаваемых вибраций.

Например, при $n = 4$ и $f = 1000$ гц зазор может быть

$$\Delta = 0,5 \text{ мкм.}$$

Наиболее просто крепление блока к платформе вибростенда осуществляется с помощью пазовых бсллов (рис. 5.7 и 5.8). Если при этом болт имеет малую длину резьбы, а общая длина болта больше высоты блока, то рекомендуется вместо набора прокладок (шайб) 7 применять одну монолитную втулку 5 (рис. 5.7).

При механических испытаниях *малогабаритных блоков* и панелей для крепления их к платформе вибростенда применяют приспособления, показанные на рис. 5.9 [60].

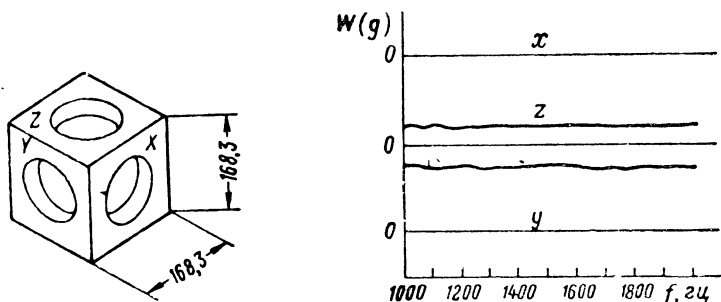


Рис. 5.9. Конструкция жёсткого приспособления для испытания малогабаритных блоков и огибающие амплитуд вибрации в направлении осей x , y , z .

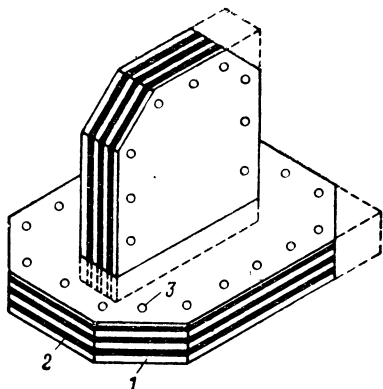
Приспособления являются достаточно жесткими в диапазоне частот до 2000 $гц$. На рис. 5.9 изображены огибающие амплитуд вибрации для наиболее жесткого приспособления. Из рисунка следует, что при вибрации, действующей вдоль основной оси z , огибающие амплитуд в направлении осей x и y равны нулю в указанном диапазоне частот, а огибающая в направлении оси z постоянна. Создать приспособление, передающее вибрации от виброштокa к испытываемому блоку без искажения в диапазоне частот до нескольких килогерц, конструктивно и технологически очень сложно.

Так, например, приспособление для крепления блока, изображенное на рис. 5.10, не имеет резонансных колебаний на частотах до 10 $кгц$. Приспособление состоит из нескольких слоев листового материала толщиной до 2 $мм$. Между листами проложен слой мастики УТ-32 или ЛН, листы скреплены заклепками в несколько рядов. Пластина придается форма восьмиугольника, так как прямоугольная пластина (на рис. 5.10 показана пунктиром) имела

бы большее число резонансов. Приспособление является трудным в изготовлении и применяется пока редко.

Некоторые блоки РЭА небольших габаритов и малого веса имеют крепления только по периметру. Для испытания таких блоков на действие вибрации по трем взаимно перпендикулярным осям следует применять литые приспособления; конструкция которых показана на рис. 5.9. Недостатком этого приспособления является сравнительно большой вес, и для испытания приходится применять

Рис. 5.10. Конструкция приспособления, не имеющего резонансов на частотах до 10 кгц:
1 — металлические листы; 2 — слой мастики типа УТ-32 или ЛН; 3 — заклепки.



вибростенд повышенной мощности, хотя блок имеет малый вес и его можно было бы испытывать на маломощных вибростендах. Поэтому были проведены испытания других вариантов конструкций приспособлений для крепления блоков аппаратуры на платформе вибростенда (рис. 5.11, а, б, в).

На рис. 5.11, а показано приспособление сварной конструкции, оно имеет малый вес, но обладает большим числом резонансных частот с недопустимо большими амплитудами колебаний. Испытания блока в таком приспособлении не дают удовлетворительных результатов. Приспособление, изображенное на рис. 5.11, б, отличается от первого тем, что его центральная часть покрыта слоем мастики УТ-32 толщиной 6 мм. Испытания показали, что покрытие мастикой резко уменьшает число резонансных частот и амплитуду колебаний на резонансных частотах.

Литая конструкция приспособления показана на рис. 5.11, в, вес его 250 н, т. е. примерно в 6 раз больше веса первого приспособления (рис. 5.11, а).

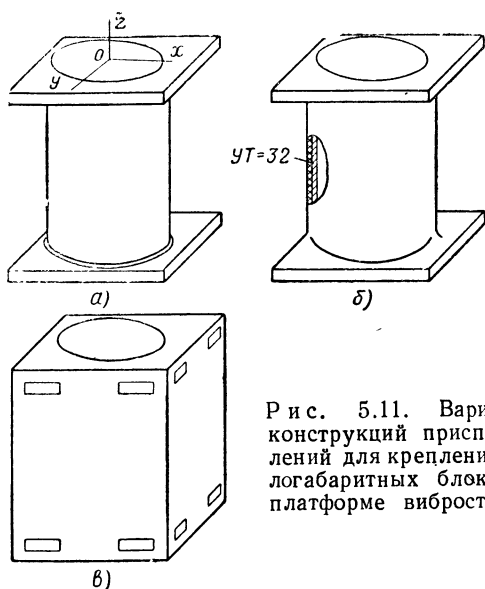


Рис. 5.11. Варианты конструкций приспособлений для крепления малогабаритных блоков к платформе вибростенда.

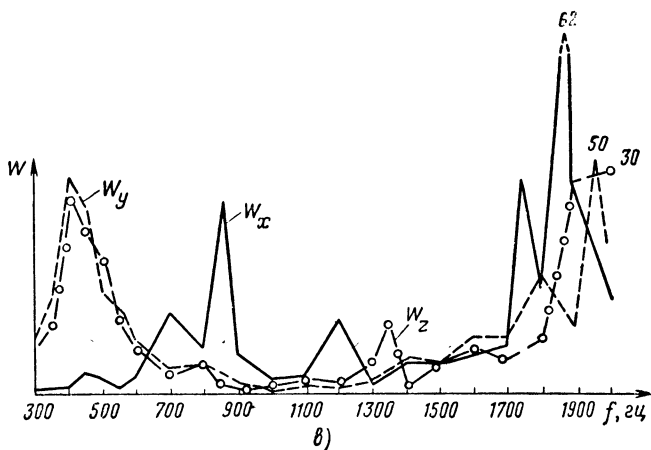
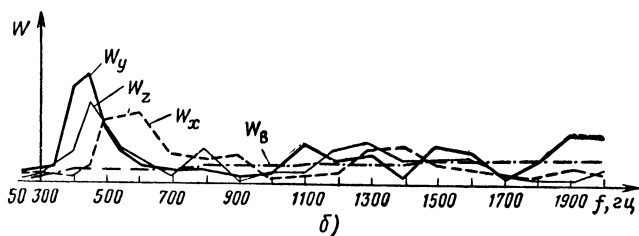
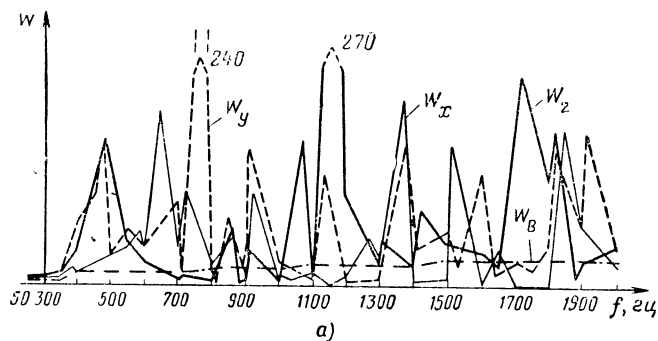
Искажения вибраций, передаваемых от вибростенда к испытываемому блоку у последнего приспособления (рис. 5.11, в) меньше, чем у первого (рис. 5.11, а), но такие же, как у приспособления, показанного на рис. 5.11, б, которое имеет меньший вес. Поэтому при испытаниях целесообразно применять легкие конструкции приспособлений, покрытые мастикой УТ-32 или каким-либо другим демфирующим материалом. На рис. 5.12 изображены огибающие максимальных ускорений при испытании приспособлений на вибрацию вдоль каждой координатной оси.

Для изыскания методов снижения поперечных ускорений были проведены стендовые испытания сложного блока при действии одноправленных гармонических вибраций.

Так как величина измеряемых ускорений зависит от места установки датчиков, то были исследованы три варианта размещения датчиков, показанные на рис. 5.13. Датчики и места их установки в каждом из трех вариантов обозначены соответственно цифрами 1, 2, 3. В первом и втором вариантах на каждой плоскости приспособления устанавливали по два датчика (1, 2) типа ИС-318, в третьем — по одному датчику (3).

Для выявления величин поперечных перегрузок испытания блока проводились в приспособлениях:

а) с нормальной жесткостью (при различных способах подвешивания блока);



Р и с. 5.12. Огибающие ускорений по осям x , y , z :
 a — сварное приспособление (рис. 5.11, a); $б$ — сварное приспособление с покрытием мастикой УТ-32; $в$ — приспособление литой конструкции. Для всех приспособлений на столе вибростенда задавались одинаковые ускорения W_B .

б) с повышенной жесткостью (рис. 5.12, а):

в) с креплением приспособления к штоку вибростенда при помощи сферического шарнира (рис. 5.14).

Определение лучшего варианта установки датчиков проводилось в два этапа.

При первых испытаниях ускорения задавались по датчикам, установленным согласно первому варианту (датчики 1), и регистрировались датчиками 2 и 3.

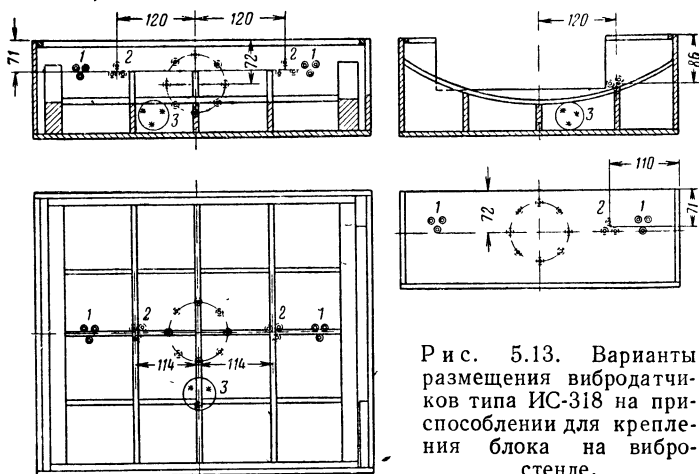
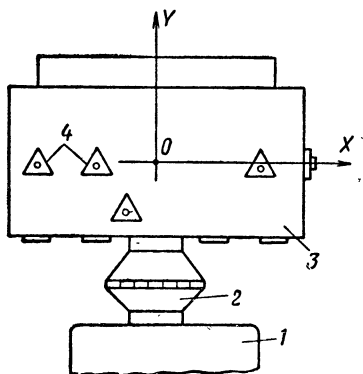


Рис. 5.13. Варианты размещения вибродатчиков типа ИС-318 на приспособлении для крепления блока на вибростенде.

При повторных испытаниях было установлено 15 датчиков (1, 2, 3) в соответствии со всеми тремя вариантами установки. Ускорения задавались датчиками каждого варианта в отдельности и регистрировались по остальным датчикам. Ускорения задавались по датчикам, установленным на платформе вибростенда. Частоту воз-

Рис. 5.14. Крепление приспособления с блоком к штоку вибростенда при помощи сферического шарнира:

1 — вибростенд; 2 — сферический шарнир; 3 — приспособление; 4 — пьезодатчики.



мушающей вибрации изменяли через 10—50 гц в диапазоне частот 30—2500 гц.

Результаты испытаний при различных вариантах установки датчиков приведены в виде графиков на рис. 5.15.

Из приведенных графиков следует, что датчики 2 и 3 дают завышенные показания ускорений в диапазоне частот 200—1400 гц, и, следовательно, если бы задающие ускорения определялись по од-

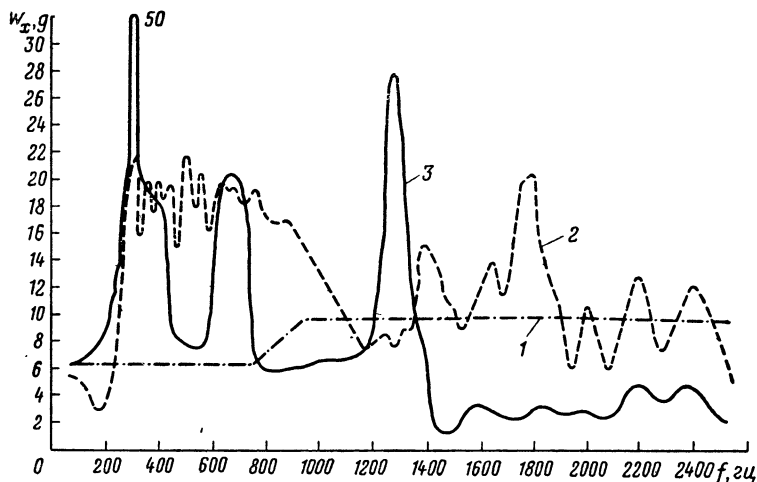


Рис. 5.15. Огибающие максимальных ускорений при первом варианте установки датчиков:

1—ускорения, задаваемые датчиками 1; 2, 3—ускорения, измеренные датчиками 2 и 3 (рис. 5.13).

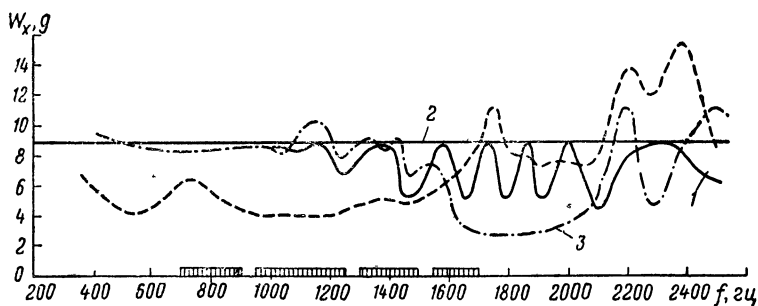


Рис. 5.16. Огибающие максимальных ускорений при втором варианте установки датчиков:

2—ускорения, задаваемые датчиками 2; 1, 3—ускорения, измеренные датчиками 1, 3 (рис. 5.13).

ному из этих датчиков, то нормы испытания блока были бы заниженными. В диапазоне частот 1400—2500 гц показания датчика 3 занижены по сравнению с показаниями датчиков 1 и 2. Если ускорения в указанном диапазоне частот задаются по датчику 3, то нормы испытания блока будут завышены.

Последующие испытания показали, что лучшим вариантом установки датчиков является второй (датчики 2). Результаты испытания

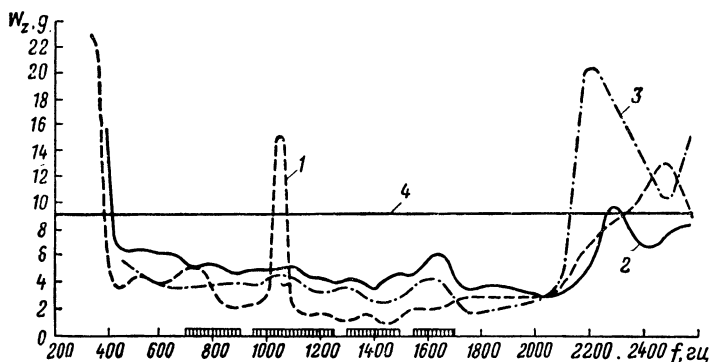


Рис. 5.17. Огибающие составляющих поперечных ускорений по оси z при действии возбуждающей силы вдоль оси y :

1, 2, 3 — составляющие поперечных ускорений, измеренные соответственно датчиками 1, 2, 3 (рис. 5.13); 4 — ускорение платформы вибростенда в направлении оси y и испытываемого блока.

блока при задании ускорений по датчикам 2 приведены на рис. 5.16. Из рисунка следует, что показания всех трех датчиков сравнительно близки во всем диапазоне частот.

Исследования величин поперечных ускорений показали, что меньшие поперечные ускорения получаются при установке блока в жестком приспособлении и при вывешивании блока на амортизационных шнурах по схеме центральной подвески (рис. 5.17).

Для испытания крупногабаритных блоков можно использовать приспособление с направляющими, упрощенный вид которого показан на рис. 5.18.

Приспособление состоит из неподвижного сварного каркаса, который жестко соединен с корпусом электродинамического вибростенда, и из подвижной части, которая крепится к штоку вибростенда. Подвижная часть имеет две направляющие опоры в виде подшипников скольжения, закрепленные в верхней и нижней части неподвижного каркаса. Подшипники скольжения имеют регулирующее устройство, благодаря которому можно установить минимальный зазор не более 10 мкм в направляющих и избе-

жать осевого перекоса; при этом обеспечивается свободное движение вдоль оси штока вибростенда.

Такое приспособление позволяет существенно снизить весовую нагрузку на стол вибростенда, так как вес подвижной части приспособления много меньше веса блока, и значительно уменьшить ускорения в поперечных направлениях.

На рис. 5.19 приведены результаты испытаний блока в приспособлении с направляющими опорами и в аналогичном приспособлении без направляющих опор. Во втором случае

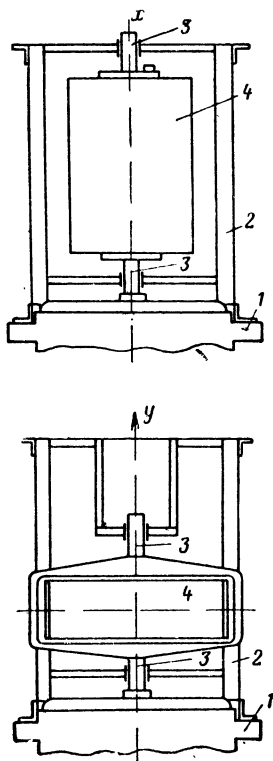


Рис. 5.18. Схема приспособления с направляющими опорами:

1 — вибростенд; 2 — неподвижный каркас, скрепленный с вибростендом; 3 — направляющие опоры; 4 — испытываемый блок. Верхний чертеж соответствует испытаниям блока на воздействие вибрации по оси x ; нижний — по осям y и z .

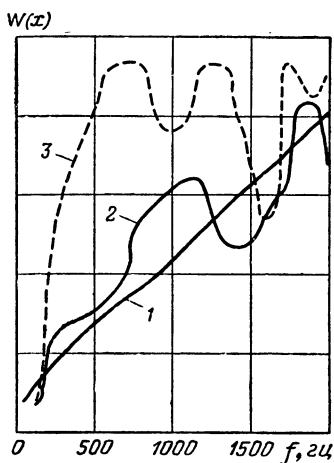


Рис. 5.19. Графики сравнительных испытаний блока:

1 — задаваемые ускорения; 2 — ускорения на блоке в приспособлении с направляющими опорами; 3 — ускорения на блоке в приспособлении без направляющих опор.

приспособление с блоком устанавливалось на платформе вибростенда. Возбуждающие силы были направлены вдоль оси x блока.

5.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРА МАКСИМАЛЬНЫХ УСКОРЕНИИ

Под спектром максимальных ускорений понимается графическая зависимость максимальных ускорений, при которых испытываемая аппаратура удовлетворяет требованиям виброустойчивости и вибропрочности, от частоты вибрации. В заданном диапазоне частот для каждой координатной оси блока экспериментально определяют спектры ускорений платформы вибростенда, приспособления, шасси (корпуса) блока и элементов, входящих в блок. Затем полученные спектры ускорений сравнивают между собой. Спектры максимальных ускорений должны удовлетворять условиям согласованности. В данном случае условие согласованности спектров ускорения будет выполнено, если спектр ускорений элементов лежит ниже спектра ускорений шасси, а спектр шасси — ниже спектров ускорений приспособления и платформы (стола) вибростенда. При невыполнении этих условий спектры ускорений считаются несогласованными и механические испытания аппаратуры проводить не рекомендуется.

Так, на рис. 5.19 изображены спектры ускорений платформы вибростенда и двух приспособлений (без направляющих опор и с направляющими опорами). Спектр ускорений приспособления с направляющими опорами (кривая 2) меньше отклоняется от спектра задаваемых ускорений (кривая 1), в то время как спектр ускорений приспособления без направляющих опор (кривая 3) значительно превышает спектр задаваемых ускорений, и, значит, испытывать аппаратуру в таком приспособлении нельзя. Согласованность спектров ускорений говорит о правильности выбора вибростенда и приспособления, а также характеризует демпфирующие свойства конструкции блока.

При согласованных спектрах максимальных ускорений не допускаются резонансные явления в заданном диапазоне частот. Если резонансные колебания устранить не удастся, то испытания на резонансных частотах проводить не рекомендуется.

Экспериментальное определение спектра ускорений следует начинать со стендовой аппаратуры. Так, например, была обнаружена несогласованность спектра задаваемых ускорений и спектра поперечных ускорений при испытании

аппаратуры на электродинамическом вибростенде типа П-836. Естественно, что такая несогласованность спектров приводила к испытаниям блоков при повышенных значениях ускорений. После устранения неисправностей вибростенда (замены упругой текстолитовой мембраны, улучшения резьбового соединения штока вибростенда с платформой) ускорения в поперечных направлениях снизились и спектры ускорений стали согласованными.

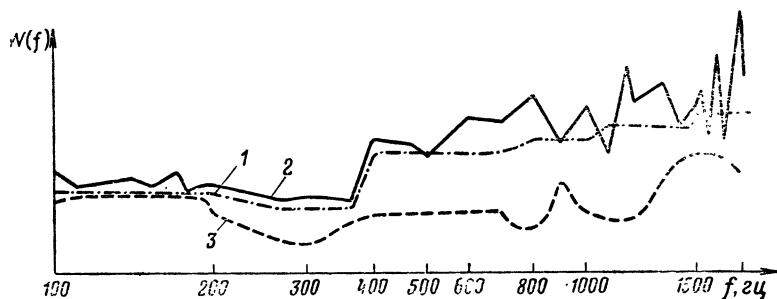


Рис. 5.20. Спектры максимальных ускорений приспособлений и элемента блока при испытании в приспособлении с направляющими опорами и без направляющих опор.

При испытаниях на механических стендах причиной несогласованности спектров ускорения является то, что эти стенды помимо колебаний основной (задаваемой) частоты возбуждают высокочастотные вибрации с ускорениями, значительно превышающими задаваемые. Например, механический стенд ВУС 500/200, настроенный на основную частоту в диапазоне 40—50 гц, возбуждает одновременно вибрации с частотами 400, 700 и 1100 гц с ускорениями, превышающими в два-три раза задаваемые. Поэтому для согласования спектра ускорений при испытании на механических стендах необходимо между платформой стенда и блоком устанавливать фильтрующие прокладки из резины или другого материала при условии, что стенд исправен.

Несогласованность спектров ускорений стендовой аппаратуры может зависеть от многих факторов, которые заранее предусмотреть невозможно: они выявляются экспериментальным путем.

Рассмотрим теперь согласование спектров ускорений приспособлений для крепления блока к платформе вибростенда. Применяемые приспособления не являются, как правило, достаточно жесткими. Вследствие этого передача гармонических вибраций от штока вибростенда к испытываемому блоку представляет собой сложный процесс распространения колебаний по трем взаимно перпендикулярным составляющим. Так как разработка более жестких приспособлений не всегда возможна, то для согласования спектра ускорений, возбуждаемых вибростендом на приспособлении, следует вводить направляющие опоры и применять демпфирующие материалы для снижения местных резонансов приспособления.

На рис. 5.20 изображены спектры ускорений приспособлений и элемента (лампа ГМИ-16), установленного в блоке. Испытывались два варианта приспособлений: без направляющих опор и с направляющими опорами. Ускорения в каждом случае задавались по приспособлению одинаковыми (рис. 5.20, кривая 1). Ускорение элемента при испытании в приспособлении без направляющих опор характеризуется кривой 2. Следовательно, спектры ускорений элемента и приспособления без направляющих опор не согласованы, так как ускорения на элементе во всем диапазоне частот превышают ускорения на приспособлении. При испытании в приспособлении с направляющими опорами спектры ускорения согласованы: кривая 3 во всем диапазоне частот лежит ниже кривой 1.

Приведенные примеры показывают, что при определенной доработке конструкции приспособления можно согласовать спектры ускорений штока вибростенда, приспособления, блока и элемента блока.

Согласованные спектры ускорений обуславливают рациональную конструкцию блока и его правильное испытание.

Если согласованные спектры ускорений получить не удастся, то блок и входящие в него элементы должны иметь повышенную вибропрочность и виброустойчивость.

5.6. ВЫБОР ВИБРОСТЕНДА

Блоки аппаратуры, которые подвергаются испытаниям на вибропрочность и на виброустойчивость, могут иметь разнообразную конструкцию и различный вес (от единиц

до тысячей ньютон). Так как подвижная часть вибростенда представляет собой колебательную систему в первом приближении с одной степенью свободы, то после присоединения к ней массы блока сложной формы колебательная система может иметь несколько степеней свободы. Поэтому небезразлично, на каком вибростенде испытывать блок. При выборе вибростенда в первую очередь надо стремиться к тому, чтобы после присоединения блока к подвижной части вибростенда колебательная система оставалась с одной степенью свободы. Частота собственных колебаний системы, состоящей из подвижной части вибростенда и испытываемого блока, должна значительно отличаться от частоты, на которой проводятся испытания блока. Например, если минимальная частота вибрации, на которой должен испытываться блок, равна $f_6 = 10$ гц, то собственная частота системы должна быть $f_c = 3 \div 4$ гц или выше 30 гц. Если это условие не соблюдается, то возбуждаются негармонические неустойчивые вибрации с увеличенными амплитудами.

Частота собственных колебаний системы определяется по известной формуле для систем с одной степенью свободы

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_{\Pi} + m_6}}, \quad (5.2)$$

где k — общая жесткость пружин вибростенда; m_{Π} — масса подвижной части стенда с платформой; m_6 — масса блока с приспособлением и крепежными деталями.

Изменение массы блока или платформы влияет на изменение собственной частоты f_c системы, а следовательно, и на амплитуду вибрации испытываемого блока, которая определяется по формуле

$$A_6 = \frac{A_{ст}}{1 + \frac{f^2}{f_c^2}}, \quad (5.3)$$

где $A_{ст}$ — прогиб пружин при статической нагрузке, равной амплитуде возбуждающей силы; f — задаваемая частота вибраций.

На формулу (5.3) нужно особое внимание обращать при использовании механических вибростендов [32, 44], у ко-

торых нужная частота устанавливается увеличением числа оборотов приводного электродвигателя от нуля до требуемого значения N об/мин. При изменении частоты возбуждения резонанс наступает каждый раз, когда частота какой-либо из гармоник возбуждающей силы совпадает с собственной частотой f_c системы.

Так как для возбуждения заданного ускорения и частоты вибрации механический стенд каждый раз нужно выключать, производить соответствующую настройку дебалансов и вновь включать, т. е. повышать число оборотов от 0 до N об/мин, то при испытании на таком стенде блок подвергается многократному воздействию резонансных вибраций, не предусмотренных программой испытаний. Так, если собственная частота подвижной системы стенда и блока $f_c = 20$ гц и частота второй гармоники сил инерции $2f$ при изменении числа оборотов станет равной f_c , то резонансная частота будет $f_p = f_c/2 = 10$ гц. Следующий резонанс на частоте первой гармоники наступит при $f_p = f_c = 20$ гц.

Таким образом, при повышении оборотов двигателя и при наличии двух гармоник в возбуждающем усилии блок подвергается воздействию резонансных вибраций на двух частотах. При уменьшении оборотов до нуля резонансные вибрации повторяются. Испытания аппаратуры на вибропрочность и на виброустойчивость в диапазоне частот на механических вибростендах проводить нежелательно, так как испытываемый блок будет подвергаться излишним многократным резонансным вибрациям. Испытания на одной фиксированной частоте вызывают однократное прохождение резонансных частот, поэтому резонансные вибрации будут кратковременными и не опасными для испытываемой аппаратуры.

Если нет других вибростендов, кроме механических, то испытания аппаратуры на вибропрочность и виброустойчивость следует проводить осторожно, как можно быстрее проходить участки резонансных частот и так выбирать поддиапазоны частот, чтобы число перестроек дебаланса (т. е. включений и выключений стенда) было минимальным.

Механические вибростенды обладают и другими недостатками [60]. Основной из них заключается в плохой форме колебания вследствие зазора между движущимися частями. Так как действующие силы изменяют свое направление в течение каждого цикла, то величины зазоров между движущимися частями меняются дважды за цикл.

Хотя зазоры малы и слабо влияют на закон перемещения, но возникающие при работе стенда удары существенно искажают форму гармоника ускорения. Другой недостаток состоит в том, что при изменении частоты амплитуда колебаний не остается строго постоянной вследствие упругих деформаций механизма, а несколько уменьшается.

Основное преимущество механических вибростендов кинематического возбуждения состоит в том, что они обеспечивают с определенной точностью постоянство амплитуды вибрации в диапазоне частот. Однако если при испытаниях блока наступит резонанс, то при определенных условиях он будет выполнять действия динамического гасителя колебаний, и постоянство заданной амплитуды нарушится. Вибростенды кинематического возбуждения могут создавать большие амплитуды колебаний на низких частотах и являются сравнительно экономичными.

Испытания аппаратуры на вибропрочность и виброустойчивость на электродинамических стендах [32, 44] проводятся в другой последовательности. С помощью звукового генератора устанавливают требуемую частоту возбуждающего сигнала, а затем увеличивают мощность сигнала до возбуждения требуемой амплитуды вибрации. Поэтому при испытании на электродинамических стендах всегда можно избежать резонансных вибраций стенда. В этом состоит преимущество электродинамических вибростендов перед механическими. Испытания радиоэлектронной аппаратуры на вибропрочность и на виброустойчивость лучше проводить на электродинамических стендах. При этом надо учитывать, что электродинамический стенд имеет сравнительно сильное магнитное поле на уровне платформы вибростенда, которое при испытании на виброустойчивость необходимо экранировать. Если при испытании возникают резонансные вибрации элементов конструкции, то они снижают амплитуды колебаний платформы вибростенда, несмотря на увеличение мощности возбуждения. Если на это явление не обратить внимание, то вибростенд может быть испорчен.

5.7. ИСПЫТАНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ

Испытания радиоэлектронной аппаратуры на электродинамических вибростендах в общем случае могут произ-

водиться при следующих пяти видах возбуждающих колебаний [60, 41]: 1) гармонические вибрации, 2) гармонические вибрации с качающейся частотой, 3) вибрации с коррекцией характеристики, 4) широкополосное случайное возбуждение, 5) случайные вибрации с переменной средней частотой спектра.

Основными являются испытания при гармонических вибрациях и гармонических вибрациях с качающейся частотой. Остальные три вида вибрационных испытаний являются проблемными, так как требуют сложных средств контроля случайных ускорений и напряжений, возникающих в испытываемой аппаратуре. Кроме того, для проведения таких испытаний требуется уникальное стендовое оборудование большой мощности.

Испытания на гармонические вибрации были рассмотрены в § 5.1—5.6. Они представляют собой частный случай испытаний по методу качающейся частоты [41].

Испытания методом качающейся частоты проводятся обычно при поддержании постоянного уровня ускорения, скорости или смещения подвижной рабочей платформы стенда. Выбор одного из этих трех параметров, определяющих вибрацию, зависит в основном от конструкции изделия и условий его эксплуатации. Как правило, испытания на вибрацию проводят сначала при постоянном уровне смещения на низких частотах, затем продолжают их при постоянном уровне ускорения на более высоких частотах. Частота перехода от режима вибрации при постоянном смещении к режиму постоянного ускорения зависит от условий эксплуатации изделия и обычно находится в диапазоне 10—500 гц. Отечественные и зарубежные нормы на вибрационные испытания рекомендуют этот метод качающейся частоты как основной. Разработано оборудование и аппаратура для испытаний радиоэлектронной аппаратуры на вибрацию методом качающейся частоты как на механических, так и на электродинамических стендах.

Принцип действия аппаратуры заключается в следующем. Частотой генератора звуковой частоты управляет блок качания частоты. Время цикла качания и закон изменения частоты определяются в каждом конкретном случае по результатам предварительных и расчетных данных. Чаще всего частота меняется по линейному и логарифмическому законам, а время цикла качания составляет от нескольких секунд до десятков минут. Частота изменяется

электрическим или механическим способом и регистрируется по частотомеру.

Автоматический регулятор уровня вибрации изменяет выходное напряжение генератора, а следовательно, и мощность колебаний на выходе усилителя мощности, подводимых к тяговой катушке электродинамического стенда. Таким образом осуществляется компенсация неравномерности частотной характеристики и входного сопротивления стенда и поддерживается необходимый уровень вибрации на платформе стенда, который регистрируется датчиком и прибором для измерения вибрации.

Для достижения равномерности амплитудно-частотной характеристики стенда регулятор уровня вибрации должен обеспечивать глубину регулировки в несколько десятков децибел. Постоянная времени регулирования должна обеспечивать быстрое срабатывание как на низких, так и на высоких частотах. Часто она делается переменной — для получения нескольких скоростей срабатывания. Если с выхода прибора, измеряющего уровень вибрации платформы стенда, подать на электронный осциллограф с медленной разверткой и длительным послесвечением сигнал, пропорциональный уровню вибрации, и синхронизировать развертку от начального момента качания, то на экране осциллографа можно наблюдать амплитудно-частотную характеристику тракта усилитель мощности — стенд, что позволяет контролировать работу стенда во время испытаний.

Для изменения по логарифмическому закону частоты вибрации механического стенда можно использовать приспособление типа ЗКМ (задающий кулачковый механизм). С помощью этого приспособления изменяют напряжение трансформатора ЛАТР-2 селенового выпрямителя и таким образом регулируют частоту вибрации стенда в течение 30 мин от 5 до 60 *гц* и обратно.

Для управления электродинамическими стендами ЭВ-1М и ЭВ-2М в диапазоне от 60 до 3000 *гц* в состав вибрационной установки вводят задающий кулачковый механизм (ЗКМ), датчик ИДК-3 и ламповый вольтметр ВЗ-3 (МВЛ-3). ЗДК связан с лимбом генератора звуковой частоты ЗГ-2А, напряжение с которого через автоматический регулятор уровня поступает на вход трансляционного усилителя мощности ТУ-600, выход которого через блок согласования соединен с тяговой катушкой электродинами-

ческого стенда. С помощью задающего кулачкового механизма частота генератора звуковой частоты меняется от 60 до 3000 *гц* и обратно по логарифмическому закону за 30 *мин.* Ускорение платформы стенда контролируется датчиком ускорений и ламповым вольтметром.

Автоматическое программное управление режимами работы электродинамического стенда УВЭ 20/500 осуществляется прибором ПУВУ-2, представляющим собой усовершенствованный ЗКМ. В этом приборе две фотоэлектрические каретки следят за программами-графиками частоты и ускорения, расположенными на двух синхронно вращающихся барабанах, и воздействуют на элементы управления частотой и амплитудой выходного сигнала генератора звуковой частоты, который подается на вход усилителя мощности электродинамического стенда. Частота генератора изменяется в пределах от 0 до 5000 *гц*. Сигнал от генератора подается на регулирующий каскад, а затем на потенциометр, механически связанный с кареткой, следящей за программой ускорения. В случае неравномерности амплитудно-частотной характеристики стенда срабатывает система автоматического поддержания амплитуды вибрации, которая изменяет усиление каскада, а следовательно, и амплитуду выходного сигнала.

В приборе вмонтирован электромеханический счетчик импульсов, который включается микровыключателем при вращении барабанов. Число регистрируемых импульсов равно числу циклов качания. Помимо автоматического предусмотрено ручное управление вибрационной установкой. При переходе на ручное управление продолжает работать система автоматического поддержания требуемого уровня ускорения.

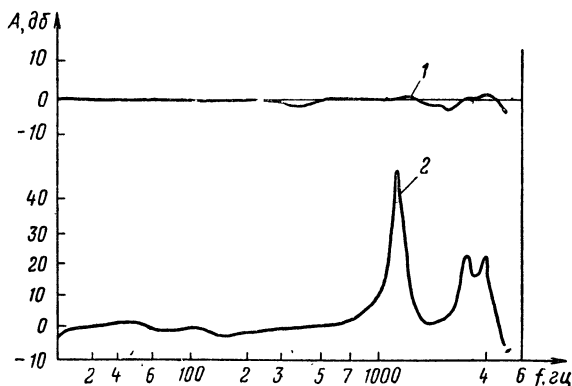
Технические характеристики прибора ПУВУ-2

Диапазон частот	60—5000 <i>гц</i>
Диапазон ускорений	2—30 <i>г</i>
Погрешность установки частоты	±5%
Погрешность поддержания амплитуды ускорения	±20%
Коэффициент нелинейных искажений	не более 5%
Длительность цикла качания	4—36 <i>мин</i>
Потребляемая мощность	до 140 <i>вт</i>
Габаритные размеры	590×320×360 <i>мм</i>
Вес	300 <i>н</i>

В состав электродинамических стенов ВЭДС-100 и ВЭДС-200 входит пульт управления УПВ-1, 5М, а в состав стенов типа ВЭДС-400 и ВЭДС-800 — пульта управления УПВ-3 и УПВ-10. Частота генератора качающейся частоты пультов может изменяться в пределах полосы 5—10 000 гц, пульта имеют устройство автоматического перехода работы стенов при постоянном смещении к работе при постоянном ускорении. Габаритные размеры каждого из пультов управления $458 \times 557 \times 1910$ мм, вес 2500 н.

Автомат качания частоты АКЧ-2 состоит из генератора звуковой частоты ГЗ-18 (ЗР-14), блока качания частоты (БКЧ), цепи отрицательной обратной связи для поддержания постоянного уровня перегрузок измерителя ускорений и электроннолучевого индикатора типа И-4. Блок БКЧ позволяет изменять частоту генератора звуковой частоты по логарифмическому и линейному законам. Кулачковое устройство блока качания частоты вырабатывает импульсы для синхронизации развертки электронного осциллографа. В блоке прибора предусмотрено получение пилообразного напряжения развертки электроннолучевого индикатора И-4.

Прибор для измерения перегрузок платформы стенов и схема отрицательной обратной связи (ООС) объединены в одном блоке. Сигнал датчика, усиленный измерителем ускорения, поступает в цепь отрицательной обратной связи. Когда выходной сигнал датчика превышает заданный уровень, срабатывает пороговая схема, напряжение с ее выхо-



Р и с. 5.21. Амплитудно-частотные характеристики тракта стеновой аппаратуры:

1 — с отрицательной обратной связью; 2 — без отрицательной обратной связи.

да подается в сеточную цепь усилительного каскада генератора, снижает его усиление и уменьшает таким образом амплитуду вибрационного ускорения. Работу схемы ООС иллюстрируют кривые, изображенные на рис. 5.21.

Благодаря применению схемы ООС неравномерность амплитудно-частотной характеристики цепи усилитель — стенд уменьшается с 50 до 6 дБ.

Автомат качания частоты АКЧ-2 позволяет переходить с автоматического управления на ручное с сохранением заданного уровня ускорения.

Техническая характеристика автомата качания частоты АКЧ-2

Диапазон качания частоты (при 11 поддиапазонах)	20—4400 <i>гц</i>
Время одного цикла (12 ступеней)	0,6—3200 <i>сек</i>
Полоса регистрируемых частот	20—8000 <i>гц</i>
Диапазоны измерения ускорений	1; 3; 10; 30; 100 <i>г</i>
Минимальный поддерживаемый уровень ускорения	0,5 <i>г</i>
Постоянная времени схемы ООС	0,12; 0,25; 0,5; 1,0 <i>сек</i>

За рубежом разработкой и изготовлением испытательной аппаратуры, в которой используется метод качания частоты вибрации, занимаются многие фирмы.

Аппаратура типа МК-11 фирмы PUE-Ling (Англия, США) применяется для испытаний с качанием частоты вибрации в диапазоне 5—10 000 *гц* при постоянном ускорении скорости или перемещении подвижной платформы стенда. Предусмотрено автоматическое переключение с режима работы при постоянном смещении на режим постоянного ускорения.

В состав аппаратуры входит прибор типа 1018 фирмы «Брюль и Кьер» (Дания), измеритель уровня перегрузки (*г*-метр) типа *г*-5 с катодным повторителем, дополнительное устройство развертывания частоты, двухлучевой осциллограф, стробоскопический генератор, магнитофон, а также приборы для измерения напряжения, тока и мощности в усилителе мощности и электродинамическом стенде.

Система управления аппаратурой МК-11 используется как пульт дистанционного управления усилителем мощности и электродинамическим стендом.

Система управления электродинамическими стендами включает в свой состав генератор звуковой частоты, блок

качания частоты, блок измерения уровня вибрации, устройство автоматического поддержания уровня вибрации, а также устройство перехода от режима автоматического регулирования уровня смещения к режиму автоматического регулирования уровня ускорения. Диапазоны частот генератора 5—5000; 5000—10 000 *гц*. Блок качания частоты имеет реверсивный двигатель для периодического изменения частоты. Пределы качания частоты могут включать в себя весь диапазон частот или любой его участок. При этом скорость вала двигателя меняется от 3,1 до 315 *град/мин*. Скорость регулирования составляет: 10; 30; 100; 300; 3000 *дб/сек*; причем можно увеличивать скорость по мере роста частоты. Скорость регулирования — это скорость, с которой вибрационный стол приводится в нормальное состояние после внезапного изменения режима работы.

Автоматический генератор типа 572 американской фирмы MB Electronics поддерживает постоянную амплитуду смещения, скорость или ускорение независимо от скорости качания частоты и неравномерности амплитудно-частотных характеристик как стенда, так и объекта испытаний.

Технические характеристики автоматического генератора типа 572

Диапазоны частот	5—5000 и 5000—10000 <i>гц</i>
Время цикла изменения частоты	1—140 <i>мин</i>
Коэффициент нелинейных искажений	менее 5%
Глубина регулирования	45 <i>дб</i>

Генератор типа 572 мало отличается от рассмотренного выше прибора типа 1018.

Программное устройство типа T68MC включает в себя генератор типа 572 и блок дистанционного управления усилителем мощности и электродинамическим стендом. Устройство позволяет автоматически поддерживать постоянное смещение, скорость или ускорение подвижного стола стенда.

Для контроля острых резонансов на высоких частотах вибрации необходима быстрая реакция оператора, поэтому конструктивно аппаратура оформлена вместе с рабочим местом оператора, обслуживающего электродинамическую установку. В ней предусмотрены четыре скорости коррекции для различных частот.

Пределы измерения перемещения подвижного стола 0,254; 2,54; 25,4; 254 мм; скоростей 2,54; 25,4; 1540 мм/сек; ускорений 1; 10; 100 g.

Имеется несколько модификаций устройств: Т68, Т68М, Т68ДМ. Устройство Т68ДМ позволяет одновременно контролировать работу трех электродинамических стенов с усилителями мощности.

Преимущество метода качающейся частоты состоит в низкой стоимости оборудования. Этот метод дает конструктору полезную информацию для корректировки конструкции, так как частота, при которой происходит разрушение или отказ в работе изделия, может быть легко зафиксирована. Недостаток испытаний с качанием частоты вибрации состоит в том, что возбуждение резонансов в конструкции аппаратуры происходит последовательно, а не одновременно, как это имеет место в условиях эксплуатации.

Рассмотрим испытания на случайные вибрации [28, 41, 60].

Как правило, вибрации на любом объекте установки РЭА в процессе эксплуатации не являются регулярными гармоническими. Они всегда имеют случайный характер. Поэтому имитация окружающих условий связана с необходимостью проведения испытаний на вибрации, подчиняющиеся случайному закону.

Рассмотрим установку для воспроизведения случайных вибраций с использованием электродинамических стенов.

Установка рассчитана на два основных режима работы:

а) воспроизведение реальных вибраций, предварительно зарегистрированных и подаваемых на вход установки в виде электрического сигнала;

б) воспроизведение случайной вибрации по заданным вероятностным характеристикам.

Аппарат теории случайных функций позволяет обосновать возможность моделирования стационарных случайных процессов по кривой спектральной плотности $S(\omega)$, полученной из анализа реального вибрационного процесса, используя генератор белого шума в качестве задающего устройства, а также набор узкополосных фильтров, регулируемых по частоте и затуханию (гл. 3 и [41]).

Допустим, что получен необходимый спектр колебаний платформы стенда $S(\omega)$ путем подачи стационарного случайного воздействия со спектральной плотностью

$S_x(\omega)$ на стэнд, передаточную функцию которого обозначим через $\Phi(j\omega)$, т. е.

$$S(\omega) = |\Phi(j\omega)|^2 S_x(\omega). \quad (5.4)$$

Перепишем это выражение так:

$$S(\omega) = |\Phi(j\omega)|^2 |\sqrt{S_x(\omega)}|^2 \cdot 1. \quad (5.5)$$

Здесь 1 — спектральная плотность сигналов, имеющих равномерный энергетический спектр, а выражение $|\sqrt{S_x(\omega)}|$ можно рассматривать как передаточную функцию набора узкополосных фильтров.

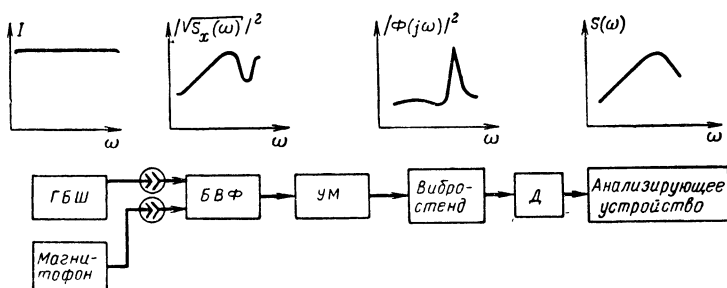


Рис. 5.22. Блок-схема испытаний на случайные вибрации.

Блок-схема испытаний на случайную вибрацию с применением генератора белого шума приведена на рис. 5.22.

Генератор белого шума (ГБШ) генерирует сигнал, имеющий равномерную спектральную плотность во всей полосе частот, которые могут быть воспроизведены на электродинамическом стенде. Программа испытаний задается в виде графика спектральной плотности ускорений. Возможный вид его показан на рис. 5.22 [кривая $S(\omega)$].

Необходимая спектральная плотность ускорения колебаний стола электродинамического стенда может быть получена, если сигнал генератора белого шума, прежде чем подать его на вход усилителя мощности (УМ), пропустить через четырехполосник, имеющий вполне определенную частотную характеристику. Назовем этот четырехполосник батареей входных фильтров (БВФ). Его частотная характеристика $(1/\sqrt{S_x(\omega)^2})$ (рис. 5.22) подбирается таким образом, чтобы, во-первых, скомпенсировать неравномерность амплитудно-частотной характеристики стенда $|\Phi(j\omega)|$

(рис. 5.22) и, во-вторых, обеспечить необходимую спектральную плотность ускорений стола стенда.

Батарея входных фильтров состоит из набора узкополосных фильтров с регулируемым затуханием, имеющих общий вход и работающих на одну и ту же нагрузку. Чтобы обеспечить хорошую коррекцию амплитудно-частотной характеристики, каждый фильтр должен иметь возможно более узкую полосу пропускания и большую глубину регулируемого затухания. Увеличению числа фильтров препятствуют сложность их изготовления и снижение надежности работы батарей. Например, установка фирмы PUE-Ling (Англия, США) содержит 27 третьоктавных фильтров на полосу частот 20—10 000 *гц* с независимым регулированием затухания каждого фильтра на 45 *дб*. Американская фирма MB Electronics производит установку, содержащую 80 фильтров на диапазон 5—2000 *гц*, полоса пропускания которых постоянна и равна 25 *гц*. Эти фильтры более перспективны и лучше отвечают предъявляемым требованиям, кроме того, их легче применить в качестве анализаторов для непосредственного определения спектральной плотности ускорения.

Уровень вибрации стола стенда контролируется с помощью пьезоэлектрического датчика (*Д*) и анализирующего устройства (*АУ*), позволяющего измерять величину ускорения либо во всей полосе частот, либо в узкой полосе, вырезанной с помощью анализирующих фильтров. Таким образом можно осуществлять контроль величины ускорения в любом диапазоне частот и на любом участке спектра частот. Сравнивая получаемую спектральную плотность с заданной, можно судить о точности выполнения программы. Электроннолучевой индикатор с длительным послесвечением, включенный на выходе анализирующих фильтров, дает возможность наблюдать картину спектра вибрации как при настройке системы, так и в процессе испытаний.

Исходя из того, что вибрации в большинстве случаев представляют собой стационарный нормальный случайный процесс, для достаточно точного воспроизведения их на стенде необходимо, чтобы весь тракт, включая усилитель и стенд, передавал без искажений амплитуды, равные утроенной величине среднеквадратического значения. Большие значения возможны лишь при 0,3% от всего времени испытаний и могут не воспроизводиться. Чтобы усилитель мощности не перегружался в эти моменты, ставятся ограничители максимальных амплитуд.

С помощью описанной аппаратуры могут также проводиться испытания на воздействие реальной вибрации, записанной на магнитной ленте. Сигнал с выхода магнитофона подается на батарею входных фильтров, настроенных на коррекцию амплитудно-частотной характеристики стенда.

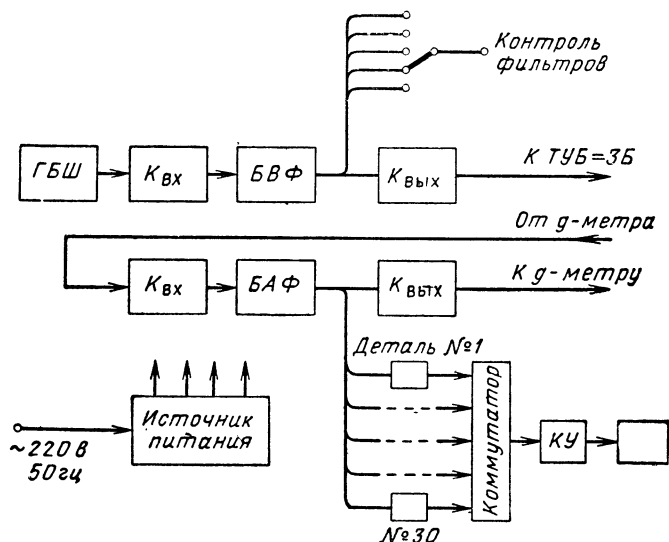


Рис. 5.23. Блок-схема устройства для программного испытания радио-электронной аппаратуры на вибростенде с одновременным контролем программы испытаний.

Установку усиления всего тракта при этом целесообразно производить следующим образом: воспроизвести на стенде синусоидальную вибрацию определенной заранее известной амплитуды, записанную на магнитофон при том же усилении, что и реальная вибрация; регулятором усиления стенда уровень вибрации стенда установить равным заданному. На этом тарирование установки заканчивается. Для воспроизведения реальной вибрации на вход батареи фильтров следует подать с магнитофона запись этой вибрации.

Блок-схема устройства для испытания аппаратуры на электродинамическом стенде по заданной программе изображена на рис. 5.23.

Генератор белого шума (ГБШ) вырабатывает сигнал, имеющий равномерную спектральную плотность в диапазоне частот 20—2000 гц. Этот сигнал через входной согласующий каскад ($K_{вх}$) поступает на батарею входных фильтров (БВФ), состоящую из 30 полосовых фильтров. Полоса пропускания батареи 20—2000 гц. Каждый фильтр настроен на пропускание полосы, равной по ширине $1/4$, 5 октавы, и имеет независимую регулировку затухания.

В батарее входных фильтров производится настройка всего тракта на заданную амплитудно-частотную характеристику. В выходном каскаде $K_{вых}$ происходит суммирование выходных сигналов всех 30 фильтров и согласование с входным сопротивлением усилителя мощности электродинамического стенда (в частности усилителя ТУБ-ЗБ).

Батарея анализирующих фильтров (БАФ) предназначена для контроля спектрального состава вибраций стола стенда в процессе настройки и испытаний. Сигнал с выхода предварительного каскада усиления измерителя перегрузок g -метра через входной каскад $K_{вх}$ поступает на 30 параллельно включенных анализирующих фильтров (рис. 5.23). Эти фильтры аналогичны входным и отличаются от них лишь тем, что их коэффициенты передачи строго постоянны и равны между собой. Выходные сигналы фильтров подаются на выходной каскад $K_{вых}$, где суммируются, и снова поступают в промежуточную цепь g -метра. По желанию оператора можно контролировать величину ускорения в полосе пропускания любого фильтра или группы фильтров. Для этого каждый фильтр снабжен выключателем.

Для непрерывного контроля уровня перегрузок в полосе каждого фильтра используется коммутирующее устройство (КУ) и электроннолучевой индикатор типа И-4. Сигнал с выхода каждого фильтра поступает на детектор. Выпрямленное напряжение, пропорциональное среднему значению амплитуды, фильтруется и подается в электромеханический коммутатор. На выходе коммутатора получается последовательность тридцати прямоугольных импульсов, повторяющаяся с частотой 2 гц. Амплитуды этих импульсов пропорциональны среднему (эффективному для стационарного узкополосного шума) значению ускорения в данной полосе частот. После усиления в однокаскадном усилителе (КУ) импульсы поступают на индикатор И-4. На экране электроннолучевой трубки индикатора вся последовательность импульсов повторяется с частотой коммутации 2 гц, причем

каждый импульс соответствует определенной частоте. Благодаря этому координатная сетка, нанесенная на экране индикатора, может быть проградуирована с достаточной точностью как по амплитуде, так и по частоте.

Внедрение метода испытаний на случайные вибрации связано со значительными техническими трудностями, так как для его реализации необходим комплекс сложной регистрирующей, анализирующей и воспроизводящей аппаратуры.

5.8. ИСПЫТАНИЯ НА УДАР

Испытания на ударную прочность и ударную устойчивость РЭА производятся на ударных стендах [44]. Ударные стенды характеризуются грузоподъемностью, максимальным ускорением, частотой ударов и длительностью ударного импульса.

Ускорения, развиваемые при ударах, могут достигать больших значений (тысячи g). Поэтому инерционные нагрузки, действующие в момент удара на аппаратуру, и напряжения в отдельных ее узлах могут превзойти допустимые, что приведет к поломкам и отказам аппаратуры. Если удары сильные, то аппаратура получает деформации и повреждения прежде всего в местах соприкосновения с ударяющимися деталями. В месте удара образуется вмятина или трещина. Однако если корпус, каркас или шасси аппаратуры является достаточно жестким, то в месте удара заметной деформации не происходит и удар целиком передается на элементы аппаратуры. Особенно интенсивные ударные ускорения аппаратура испытывает при жестком креплении к столу ударного стенда. При этом, чем больше деформация корпуса, каркаса или шасси, тем меньше ударное ускорение, передаваемое элементом аппаратуры.

В широко применяемых ударных стендах ускорение при ударе зависит от высоты свободного падения платформы и от упругих свойств упорных прокладок, о которые ударяется платформа стенда. Ускорение при ударе приближенно определяется по формуле

$$W_0 = \frac{2hg}{s}, \quad (5.6)$$

где h — высота свободного падения платформы;
 s — линейное сжатие прокладок при ударе.

Ускорения, воздействующие на аппаратуру при испытании ее на ударном стенде содержат низкочастотные и высокочастотные

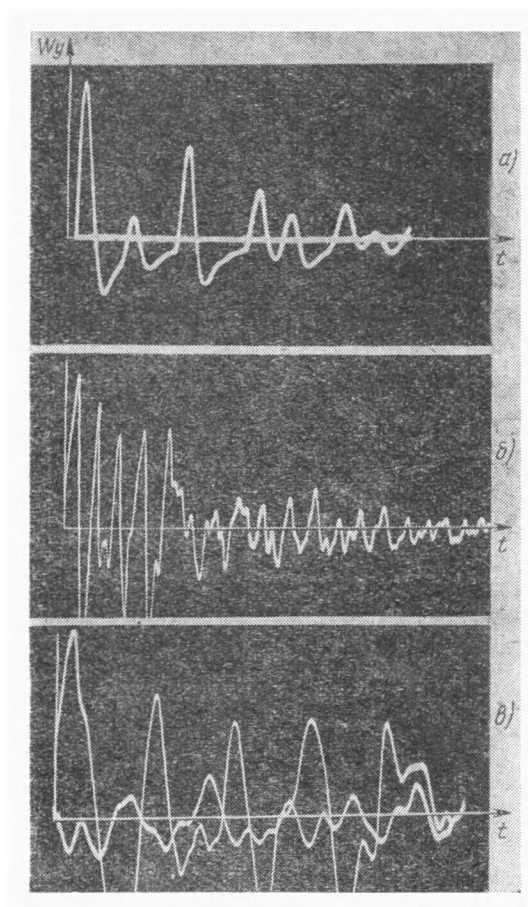


Рис. 5.24. Осциллограммы ускорений при испытании аппаратуры на ударном стенде «Аскания»:

а — платформа стенда; б — шасси испытываемого блока; в — периодические колебания элементов блока.

соответствуют испытаниям на виброудар, когда действие ударного импульса полусинусоидальной формы сопровождается действием вибрационных периодических ускорений (рис. 5.24, а, б). Кроме того, действие ударного импульса может вызвать свободные колебания элементов блока с соответствующими резонансными частотами (рис. 5.24, в).

Характерно, что резонансные колебания элементов блока аппаратуры являются периодическими и имеют постоянную амплитуду в течение времени действия ударного ускорения. В приведенном на рис. 5.24, в примере это время составляет примерно 0,5 сек. В общем случае амплитуда при резонансе с течением времени возрастает (см. гл. 1), но так как ускорение платформы ударного стенда и ускорение шасси блока при испытаниях на удар имеют затухающие колебания, содержащие колебания определенной частоты, то резонансные колебания элемента могут иметь постоянную амплитуду [см. решение уравнения (1.10)].

В результате действия ударов могут возбуждаться неустановившиеся 'вибрации' [28] на частотах собственных колебаний элементов блока. Интенсивность удара, характер изменения ударных ускорений во времени и собственная частота колебаний элементов определяют распространение и уровень величины перегрузок, возникающих от воздействия удара. Когда собственные частоты конструкции близки к частотам возмущающих сил, могут возникнуть большие вибрационные нагрузки на различных частотах. Ударные ускорения, показанные на рис. 5.24, б, в, имеют составляющие с частотами 220—230; 450—500 и 900—920 гц. При соответствующей настройке ударного стенда можно получить составляющие ускорений с другими частотами.

Следует обратить внимание на то, что в некоторых случаях испытаний на удар низкочастотные и высокочастотные составляющие ускорения могут иметь тот же характер, что и при испытаниях на транспортные вибрации или на виброудар. Поэтому после испытания аппаратуры на удар при ускорениях, изменяющихся по сложному закону во времени, не требуется проводить дополнительных испытаний на высокочастотные кратковременные вибрации.

Результаты натурных испытаний [60] показывают, что колебания, обусловленные ударом и случайными вибрациями, различаются в основном только продолжительностью действия. Действительно, случайные вибрации, обычные

для условий транспортировки, можно рассматривать как результат большого числа последовательных ударных импульсов. Колебания, вызванные ударом при натурных испытаниях блоков, являются частным случаем случайных вибраций.

Высокочастотные составляющие ускорения при ударе сильно влияют на ударную устойчивость аппаратуры. Поэтому, если по условиям эксплуатации аппаратуры высокочастотных составляющих ускорения не должно быть, то ударный стенд надо настроить так, чтобы высокочастотные составляющие ускорения были пренебрежимо малы.

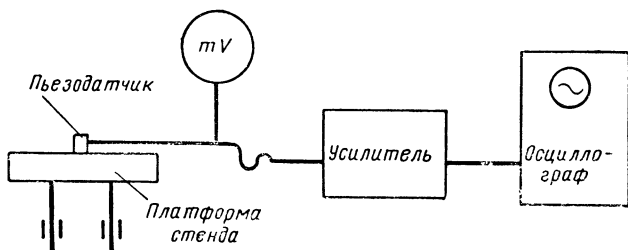
Ударные стенды, в отличие от вибростендов, не имеют органов управления параметрами ударного импульса в процессе удара. Так, например, если на электродинамическом вибростенде можно установить требуемую частоту вибрации и нужное виброускорение в процессе испытаний, то на ударном стенде нельзя изменить параметры ударного импульса. Поэтому ударные стенды необходимо периодически тарировать, т. е. экспериментально определять основные параметры ударного импульса: величину максимального ускорения, длительность, форму. Экспериментальное определение параметров удара является трудоемкой работой и требует применения сравнительно сложной измерительной аппаратуры. Поэтому при испытании на удар его параметры не контролируются, а испытательный режим устанавливается по тарировочным данным стенда, определяющим зависимость величины ударного ускорения от высоты падения, нагрузки платформы стенда, числа и материала прокладок. Общие рекомендации по методике тарирования стендов и измерениям параметров импульса удара приведены в соответствующих нормалях.

На каждом предприятии, как правило, применяется своя методика испытаний, основанная на использовании контрольно-измерительной аппаратуры, которая имеется в наличии. Рассмотрим в качестве примера одну из методик тарирования ударных стендов.

Схема измерения ускорений при ударе изображена на рис. 5.25. В комплект измерительной аппаратуры входят: пьезодатчик типа ИС-318, усилитель с регулируемой полосою пропускания 0—150; 0—800 и 0—1200 *гц*, низкочастотный электронный осциллограф типа С1-4 (ЭНО-1).

Перед тарированием ударного стенда определяют чувствительность измерительного канала на электродинамиче-

ском стенде в единицах мм/г , так как шкала экрана осциллографа градуирована в миллиметрах. Датчик для измерения ускорений удара укрепляют на столе вибростенда соосно с эталонным датчиком. По эталонному датчику задают ускорение стола вибростенда, равное 2 г при частоте $f = 60 \text{ гц}$. Аттенюатор усилителя устанавливают в положение $1 : 1$. Чувствительность осциллографа устанавливают равной последовательно 30, 90 и 300 мв/мм и калибруют усилитель вертикального отклонения осциллографа.



Р и с. 5.25. Схема измерения ускорения при испытании на удар.

При установившихся гармонических вибрациях стола вибростенда на экране осциллографа определяют размах колебаний в миллиметрах, который соответствует ускорению 2 г .

Чувствительность измерительного канала определяется по следующей формуле:

$$I = \frac{AK_y}{2n} \text{ мм/г}, \quad (5.7)$$

где A — размах колебаний сигнала на экране осциллографа, соответствующий ускорению 2 г ; K_y — коэффициент усиления усилителя с регулируемой полосой пропускания; n — перегрузка в единицах г , в данном случае $n = 2$.

При испытании определяют амплитуду ударного импульса в миллиметрах на экране трубки с послесвечением. Разделив значение измеренной амплитуды на чувствительность канала, получают величину ускорения при ударе. Считается, что все приборы, входящие в измерительный канал, имеют линейные характеристики. Тарирование ка-

нала производится для каждого положения переключателя полосы пропускания усилителя и для каждой полосы определяется чувствительность канала. После определения чувствительности измерительного канала с помощью той же аппаратуры производят тарировку ударного стенда по следующей методике.

Высоту падения стола стенда устанавливают с помощью прокладок различной толщины и жесткости. Имитирующие грузы жестко крепят к столу ударного стенда. Датчик ускорения укрепляют в центре стола, сверху.

По величине импульса, наблюдаемого на экране осциллографа в момент удара, определяют величину амплитуды в миллиметрах. Амплитуда импульса отсчитывается от уровня линии развертки осциллографа.

Расчет перегрузки производится по формуле

$$n = \frac{AK_y}{I} . \quad (5.8)$$

Исследования, проведенные Н. Н. Абжирко, показали, что для получения правильных результатов испытаний амортизированной аппаратуры на удар с малым ускорением (до 6 g) тарирование ударного стенда следует производить с имитирующими массами, установленными на амортизаторах, причем собственная частота имитирующей колебательной системы должна быть равна собственной частоте амортизированной аппаратуры.

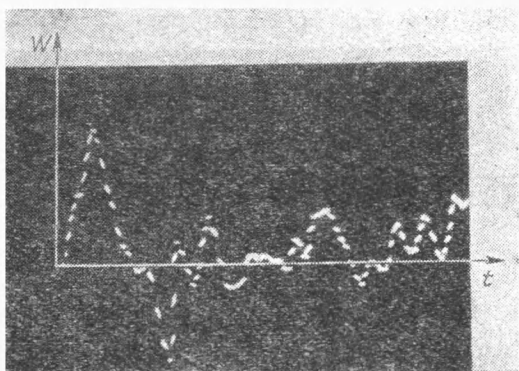
Для иллюстрации изложенной методики рассмотрим тарирование ударного стенда «Аскания».

Прокладки, определяющие режим испытаний: одна из губчатой резины толщиной 10 мм и две стальные толщиной 10 мм. На столе стенда укрепляется груз весом 100 н. Коэффициент усиления усилителя $K_y = 5,5$. Чувствительность осциллографа $k_0 = 90$ мв/мм. В моменты удара амплитуды импульсов при настройке усилителя на поддиапазоны 0—150; 0—800; 0—1200 гц были соответственно равны $A_1 = 20$ мм; $A_2 = 31$ мм и $A_3 = 32$ мм. Чувствительность измерительного канала для указанных поддиапазонов усилителя: $I_1 = 13$ мм/г; $I_2 = 16,25$ мм/г и $I_3 = 16,5$ мм/г.

Подставляя полученные данные в формулу (5.8), получаем величины перегрузок: $n_1 = 8,5$ г; $n_2 = 10,5$ г; $n_3 = 10,6$ г.

По результатам тарировки составляется тарировочная таблица (см. гл. 11). Тарировочные таблицы должны содержать параметры удара в зависимости от высоты падения платформы h , числа, толщины, материала прокладок и веса испытываемого блока.

Длительность ударного импульса была равна $\tau = 6,3$ мсек. Она определяется по калибрационным меткам осциллографа на уровне 0,1 от амплитуды импульса.



Р и с. 5.26. Изображение ударного импульса на экране осциллографа (при включенных калибрационных метках).

Время нарастания фронта ударного импульса характеризует скорость нарастания энергии удара и определяется по числу временных меток, уложившихся между началом переднего фронта и первым максимумом импульса, умноженному на период их следования. Например, время нарастания переднего фронта импульса, показанного на рис. 5.26, будет $\Delta\tau = 10 \cdot 0,2 = 2$ мсек, длительность импульса $\tau = 18 \cdot 0,2 = 3,6$ мсек.

Для измерения кратковременных мощных ударных импульсов применяются пьезоэлектрические датчики с высокой собственной частотой. Для них характерны некоторые особенности [70]. Так, скачок напряжения датчика, создаваемый ударом, обычно затухает по экспоненте, и во время спада ударного импульса происходит отрицательный выброс сигнала датчика. Этот выброс искажает форму ударного

импульса. Величина искажений зависит от величины входного сопротивления катодного повторителя R , емкости датчика и соединяющего кабеля C , т. е. от постоянной времени RC . При измерении ускорения свыше 1000 g имеет значение и характеристика катодного повторителя. Например, при чувствительности датчика 10 мв/г и ускорении 5000 g на катодный повторитель подается сравнительно большое напряжение, 50 в . В таких случаях следует применять датчики с меньшей чувствительностью или уменьшить чувствительность датчика шунтирующей емкостью в катодном повторителе. На форму воспроизводимого сигнала при ударе большое влияние оказывает жесткость крепления пьезодатчиков к платформе стенда и к блоку. Поэтому необходимо определять собственные частоты конструкции крепления датчика методом ударного или вибрационного воздействия.

Аппаратура, применяемая для измерения ударных ускорений, должна удовлетворять следующим минимальным требованиям.

Датчики должны быть акселерометрического типа, иметь чувствительность не более $1,5\text{ мв/г}$ и собственную частоту, в $10\text{—}15$ раз превышающую эквивалентную частоту измеряемого импульса ($f = 1/\tau$). Диапазон входных напряжений катодного повторителя должен быть выбран с запасом. Постоянная времени входной цепи должна быть не менее 50 т .

Верхняя частота полосы пропускания фильтров измерительной схемы должна быть в пять раз выше частоты сигнала. Собственная частота крепления датчика должна в 25 раз превышать эквивалентную частоту ударного импульса, при этом точность измерения пикового значения импульса составит 8% .

При тарировании ударных стендов имитирующие грузы следует жестко крепить к платформе стенда, учитывая требования к жесткости крепления пьезодатчиков. Блоки испытываемой аппаратуры непосредственно или при помощи приспособлений необходимо жестко скрепить с платформой стенда, размеры которой должны быть больше присоединительных размеров блока или приспособления.

5.9. СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ НА РАДИОЭЛЕКТРОННУЮ АППАРАТУРУ

ИСПЫТАНИЯ АМОРТИЗИРОВАННЫХ БЛОКОВ

При испытании на вибрацию блоков, устанавливаемых на амортизаторах, в диапазоне частот могут наблюдаться такие явления:

а) на резонансной частоте амортизаторов амплитуда платформы вибростенда значительно уменьшается по сравнению с задаваемой, т. е. амплитуда колебаний платформы затухает и мало зависит от амплитуды, возбуждаемой вибратором;

б) амплитуда амортизированного блока на амортизаторах при этом значительно возрастает по сравнению с расчетной и начинает зависеть от величины амплитуды ускорения платформы вибростенда на заданной частоте.

Эти явления приводят к неправильным результатам испытаний, поэтому необходимо их пояснить. Рассмотрим систему вибростенд — амортизированный блок (рис. 5.27) и эквивалентную расчетную схему колебательной системы с двумя степенями свободы (рис. 5.28) при воздействии гармонической вибрации.

Пусть частота возмущающей силы ω значительно отличается от собственной частоты всей системы в целом. Тогда можно пренебречь демпфированием (β_1, β_2), так как оно мало влияет на нерезонансных частотах.

Уравнения движения упрощенной колебательной системы имеют вид

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_1 x_1 + (k_1 + k_2) x_2 &= k_2 x_H. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Решая систему этих уравнений, находим амплитуды A_1, A_2 гармонических колебаний масс m_1 и m_2 :

$$A_1 = \frac{A_H}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} + \frac{k_1}{k_2}\right) - \frac{k_1}{k_2}}, \quad (5.10)$$

$$A_2 = - \frac{A_H \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} + \frac{k_1}{k_2} \right) - \frac{k_1}{k_2}}, \quad (5.11)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$, $\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ — собственные частоты первой и второй колебательной системы; ω — частота возмущающих вибраций; k_1 и k_2 — коэффициенты жесткости первой и второй колебательной системы.

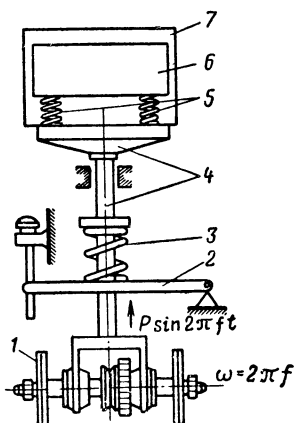


Рис. 5.27. Система вибростенд — амортизированный блок:

1 — вибратор; 2 — регулируемый рычаг; 3 — пружина стенда; 4 — шток и стол стенда; 5 — амортизаторы блока; 6 — блок; 7 — защитный кожух.

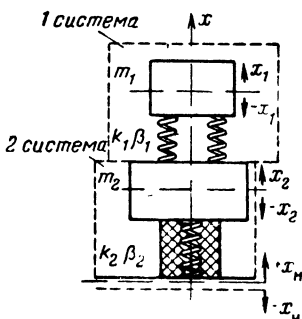


Рис. 5.28. Эквивалентная схема колебательной системы с двумя степенями свободы:

m_1 и m_2 — масса блока и подвижной части стенда; k_1 и k_2 — коэффициенты жесткости пружин амортизаторов испытываемого блока и стенда; β_1 и β_2 — коэффициенты демпфирования; x_1 и x_2 — перемещения блока и платформы стенда; x_H — перемещение рамы вибратора.

Если частота возмущающих вибраций совпадает с собственной частотой первой системы, т. е. $\omega = \omega_1$, то согласно формулам (5.10) и (5.11) амплитуда колебаний платформы вибростенда теоретически будет равна нулю ($A_2 = 0$), а амплитуда колебаний блока на амортизаторах будет

$$A_1 = - \frac{k_2 A_H}{k_1}. \quad (5.12)$$

Так как $k_2 A_n = P$ — амплитуда возмущающей силы, развиваемой вибратором, то из формулы (5.10) получаем

$$P = -k_1 A_1, \quad (5.13)$$

т. е. упругая сила, возникающая от колебаний блока на амортизаторах, равна и противоположна возбуждающей силе вибратора.

При этом амплитуда A_1 колебаний блока на резонансной частоте $\omega = \omega_1$ зависит от амплитуды возмущающей силы P вибратора на частоте ω_1 . Блок в данном случае является динамическим поглотителем колебаний. Если рассматривать колебания амортизированного блока отдельно, то амплитуда колебаний при резонансе будет зависеть от коэффициента демпфирования и статического прогиба амортизаторов и не зависеть от амплитуды возмущающей силы.

Следовательно, испытание амортизированного блока на резонансной частоте нужно проводить при определенных условиях, к выяснению которых и перейдем.

Формулы (5.10) и (5.11) можно записать в виде

$$A_1 = \frac{A_n}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) - \frac{m_1 \omega^2}{m_2 \omega_2^2}}, \quad (5.14)$$

$$A_2 = \frac{A_n \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) - \frac{m_1 \omega^2}{m_2 \omega_2^2}}.$$

Полагая $\omega_1 = n\omega_2$ и приравняв нулю знаменатель в (5.14), получаем уравнение

$$\omega^4 - \left[1 + (1 + n^2) \frac{m_1}{m_2}\right] \omega_1^2 \omega^2 - n^2 \omega_1^4 = 0, \quad (5.15)$$

из которого определяются две собственные частоты системы амортизированный блок — вибростенд:

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{\omega_1^2}{2} \left[1 + n^2 + \frac{m_1}{m_2} \pm \sqrt{\left(1 + n^2 + \frac{m_1}{m_2}\right)^2 - 4n^2} \right]. \quad (5.16)$$

Из уравнения (5.16) следует, что при испытании амортизированного блока на вибростенде возникают две резонансные частоты, отличающиеся от собственной частоты амортизированного блока. Интервал между этими резонансными частотами зависит от соотношения масс m_1 и m_2 и собственных частот амортизированного блока ω_1 и вибростенда ω_2 (табл. 5.1).

Одна из резонансных частот меньше, а другая больше собственной частоты первой системы.

Если при испытании амортизированного блока резонансная частота является определяющим параметром, то в экспериментальные данные следует вносить поправку на частоту согласно уравнению (5.16).

Например, при испытании амортизированного блока были выявлены низшая и высшая резонансные частоты системы, равные соответственно 9 и 22 гц, т. е. $\Omega_1 = 18\pi$, $\Omega_2 = 44\pi$. Известно, что $m_1/m_2 = 0,5$ и собственная частота вибростенда $\omega_2/2\pi = f_2 = 5$ гц. Считая приближенно $\omega_1 \simeq \Omega_1$, с точностью до целого числа находим

$$n = \frac{f_{c1}}{f_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{9}{5} \approx 2,$$

По табл. 5.8 находим поправочный коэффициент для высшей частоты 2,15, и, следовательно, искомая резонансная частота амортизированного блока будет

$$\frac{\Omega_2}{2\pi} = f_1 = \frac{22}{2,15} \approx 10,2 \text{ гц} \approx 10 \text{ гц}.$$

Таким образом, измеренная первая резонансная частота $f_{c1} = 9$ гц близка к собственной частоте $f_1 = 10$ гц, а вторая резонансная частота $f_{c2} = 22$ гц является ложной и возбуждается вследствие перехода испытываемой системы с одной степенью свободы в систему с двумя степенями свободы при испытании на вибростенде.

Поэтому определение резонансных частот амортизированных блоков лучше производить на ударных стендах, подвергая блок одиночным ударам и записывая при помощи осциллографа собственные колебания амортизированного блока. Из табл. 5.1 следует, что при $n=3$ резонансные частоты практически не зависят от отношения масс m_1 и m_2 .

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ ФЕРМЫ РЕФЛЕКТОРА АНТЕННЫ

Каркас рефлектора представляет собой сварную конструкцию из дюралюминиевых труб. Шарнирные опоры каркаса расположены на одной оси в точках O_1 и O_2 основания каркаса (см. рис. 5.6).

Таблица 5.1

Резонансные частоты амортизированного блока и вибростенда

Отношение масс m_1/m_2	Отношение резонансных частот амортизированной системы к собственной частоте вибростенда при n , равных									
	1	2	3	4	5					
0,01	0,950	1,05	0,994	2,002	0,994	3,003	0,994	4,0	0,994	5,0
0,05	0,895	1,12	0,989	2,014	0,994	3,008	1,0	4,007	1,0	5,005
0,1	0,855	1,17	0,984	2,032	0,989	3,016	1,0	4,012	1,0	5,009
0,2	0,801	1,25	0,969	2,063	0,989	3,036	1,0	4,024	1,0	5,019
0,3	0,765	1,31	0,953	2,068	0,979	3,054	1,0	4,037	1,0	5,029
0,4	0,733	1,36	0,938	2,138	0,974	3,072	1,0	4,049	1,0	5,039
0,5	0,707	1,41	0,927	2,149	0,969	3,090	1,0	4,062	1,0	5,049
1	0,616	1,65	0,871	2,286	0,943	3,178	0,969	4,129	0,979	5,101

Примечание Первый столбец значений $\Omega_1, 2/\omega_2$ соответствует нижней резонансной частоте, второй — верхней.

При испытании такого каркаса в диапазоне частот на вибростенде ВУС 500/200 были получены результаты, приведенные в табл. 5.2.

Из табл. 5.2 следует, что при частоте $f = 20$ гц наступает резонанс правой и левой консолей каркаса. При этом вибратор стенда был настроен на ускорение 2 g , на платформе же вибростенда при резонансе, как следует из таблицы, получилось ускорение $0,7\text{g}$, и, следовательно, максимальное значение коэффициента динамичности будет

$$\mu_p = \frac{5,2}{0,7} = 7,5,$$

действительный коэффициент динамичности каркаса должен быть

$$\mu_d = \frac{5,2}{2} = 2,6.$$

Таким образом, из-за того, что испытываемая система преобразуется в систему с двумя степенями свободы и при резонансе каркас рефлектора работает как поглотитель колебаний платформы вибростенда, ускорение платформы на резонансной частоте каркаса уменьшается в 3 раза и поэтому результаты различаются тоже в 3 раза.

Следовательно, при испытании на резонансной частоте оценки результатов следует вести по отношению не к ускорению платформы, а к ускорению, которое создает вибратор.

Таблица 5.2

Ускорения и амплитуды каркаса рефлектора

Платформа вибростенда		Левая консоль		Правая консоль	
Частота, гц	Ускорение, g	Ускорение, g	Амплитуда, мм	Ускорение, g	Амплитуда, мм
15	1,4	1	1,1	0,8	0,9
18	2	1,7	1,3	1,1	1,2
20	0,7	3,2	2	5,2	3,2
30	2	1	0,3	0,5	0,15
40	2	2	0,3	1,5	0,25
50	2	1	0,1	2,1	0,21

5.10. АНАЛИЗ И ОБРАБОТКА ЗАПИСЕЙ ВИБРАЦИИ

При исследовании действия вибрации на радиоэлектронную аппаратуру большое значение имеют анализ и обработка записей вибрации. По результатам анализа и обработки записей вибрации устанавливают нормы и методы

виброиспытаний, от которых во многом зависит надежность работы аппаратуры.

В дальнейшем при рассмотрении методов анализа предполагается, что имеется хорошего качества запись вибрационного процесса на осциллограмме (или на магнитной ленте). Анализ такой записи принято производить в два этапа: 1) предварительный анализ осциллограммы, 2) полная контрольная обработка. Предварительный анализ состоит в выборе участка осциллограммы для расшифровки и в определении характера рассматриваемого процесса, т. е. является ли он случайным, неслучайным или суммой того и другого.

При выборе участка осциллограммы для обработки учитывают физические свойства процесса, условия эксперимента и эксплуатации аппаратуры. Основное внимание уделяют определению максимальных значений параметров вибрации и длительности их воздействия.

Например, в некоторых случаях необходимо определить, имеются ли высокочастотные составляющие и какова длительность их воздействия. В других случаях требуется определить максимальные ускорения и соответствующий им диапазон частот вибрации. Следовательно, в первом случае нужно выбрать тот участок осциллограммы, где имеются высокочастотные составляющие вибраций, а во втором — участок с максимальными ускорениями. Таким образом, в каждом конкретном случае выбирают те участки осциллограмм, которые соответствуют наиболее сильному воздействию вибрации на аппаратуру. Перейдем к рассмотрению методов предварительного анализа.

В начале обработки осциллограммы выявляется наличие периодических составляющих вибрации методом огибающих, который пригоден в тех случаях, когда частоты составляющих вибрации значительно отличаются друг от друга. Метод огибающих позволяет надежно определять две, максимум три составляющие процесса [32].

Применение этого метода покажем на примерах. На рис. 5.29 изображена запись некоторого вибрационного процесса. Проведя огибающие, как показано пунктиром, можно определить периоды низкочастотной T_1 и высокочастотной T_2 составляющих. Амплитуды, обозначенные через S_1 и S_2 , измеряются, как показано на графике. Амплитуду S_2 высокочастотного колебания следует определять на таком участке, где низкочастотное колебание

проходит через максимум или минимум, т. е. там, где искажения высокочастотного колебания малы.

На записи другого вибрационного процесса (рис. 5.30) визуально обнаруживаются наложенные одно на другое два колебания, которые легко разделить, если провести

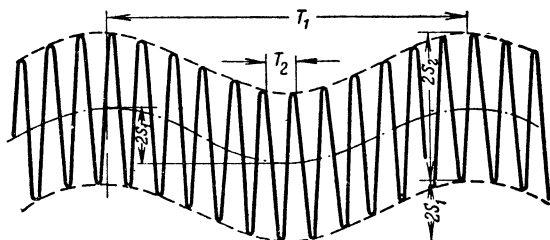


Рис. 5.29. Графический метод выделения периодических составляющих вибрации.

среднюю линию, как показано пунктиром. Если воспользоваться метками времени, то легко определить частоты обоих колебаний: $f_1 = 27,5$ гц; $f_2 = 360$ гц.

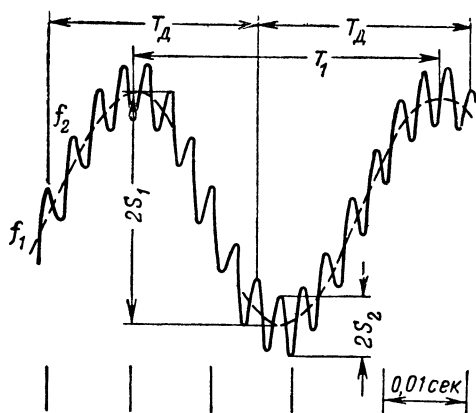


Рис. 5.30. Выделение периодических составляющих вибрации путем проведения средней линии:

T_d — расстояние между отметками, соответствующее одному обороту вала.

На рис. 5.31 сплошной линией изображена запись колебания, анализ которого показывает, что имеются две гармонические составляющие (изображены пунктирными линиями). Следует обратить внимание на то, что некоторые пики высокочастотной составляющей в записи трудно различимы. Такие участки на рисунке отмечены крестиками. Поэтому при подсчете пиков высокочастотных колебаний

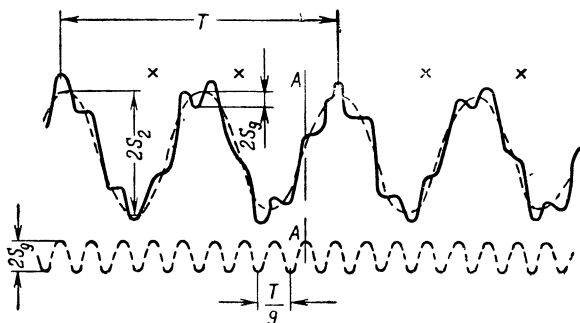


Рис. 5.31. Графическая обработка записи сигнала, состоящего из двух гармонических сигналов (T — полный период суммарного колебания).

нужно проявлять осторожность и отмечать пики через равные промежутки на тех участках, где они могут быть, но визуально не обнаруживаются.

Запись, изображенная на рис. 5.31, характерна еще тем, что полный ее период T равен двум периодам низкочастотного колебания. Поэтому кратность высшей гармоник равна 9, а не 4,5, как можно было бы предположить, если относить ее к низкочастотному колебанию записи.

Частоты вибрации, изображенной на рис. 5.32, заранее известны и равны $f_1 = 13 \div 14$ гц, $f_2 = 20$ гц. По этой записи трудно определить визуально состав спектра вибрации, поэтому в таких случаях рекомендуется определять те составляющие, которые должны быть в записи. В данном примере это будут составляющие с частотами 13—14 и 20 гц. Откладывая отрезки, соответствующие периодам $T_1 = 1/f_1$ и $T_2 = 1/f_2$, можно проверить наличие составляющей с частотой 14 гц и по отдельным участкам записи, отмеченными крестиками, предположить наличие составляющей с частотой 20 гц.

Для определения амплитуд составляющих можно использовать симметричность записи относительно средней линии колебаний с периодом T_1 (сечение AA). Это позволяет правильно прочертить линию OO , в точке пересечения которой с линией AA оба слагаемых колебания проходят через нуль. Отложив вдоль средней линии в любую сторону от линии AA отрезки, равные $T_2/2$, и отметив полученные точки через 1, 2, 3, ..., можно утверждать, что в этих точ-

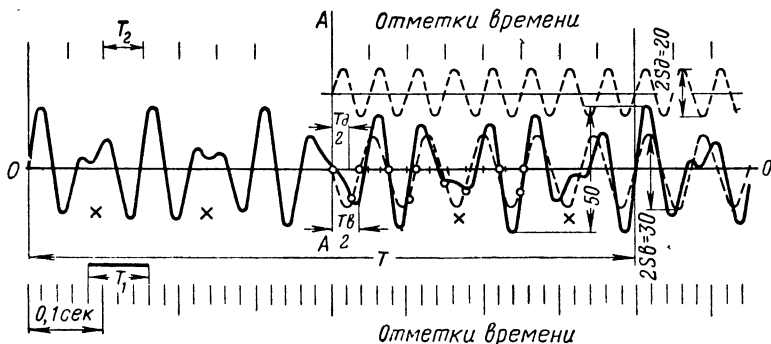


Рис. 5.32. Обработка записи вибрации, возбуждаемой двигателем вентилятора (T — полный период суммарного колебания).

ках составляющая с частотой f_2 обращается в нуль и, следовательно, ординаты записи равны ординатам составляющей с частотой f_1 . В этих точках и в точках, лежащих на средней линии на расстояниях $T_1/2$ одна от другой, синусоида с частотой f_1 полностью восстанавливается и имеет амплитуду $S_1 = 15$. Составляющая с частотой f_2 получается непосредственно вычитанием из ординат записи ординат уже полученной составляющей. Для проверки можно измерить максимальный размах записи. Так как на протяжении периода T оба колебания оказываются в самых разнообразных фазовых сочетаниях, то максимальный размах записи должен быть близок к сумме размахов составляющих колебаний. Периодические составляющие вибрации могут быть выявлены и методом наложения [32, 45], который покажем на следующих примерах.

На рис. 5.33 жирной линией изображена запись вибрации, качественный анализ которой при помощи огибающей или средней линии является затруднительным. Задача облегчается, если известно положение средней линии OO ,

Тогда, проведя одну верхнюю огибающую aa , легко построить на уровне OO такую же кривую bb , которая является скелетной линией и соответствует основному колебанию с амплитудой S_1 и периодом T . Непосредственным вычитанием ординат скелетной линии из ординат записи определяется вторая составляющая с амплитудой S_2 и периодом $T/2$ (кривая cc).

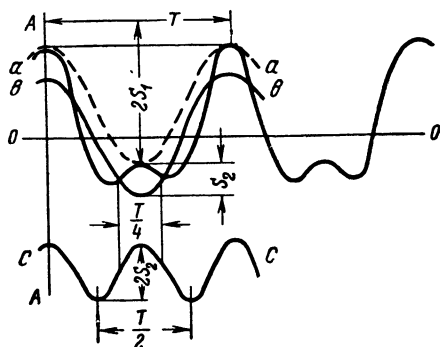


Рис. 5.33. Обработка записи сигнала методом огибающих при наличии средней линии.

Если положение средней линии неизвестно, то более точный результат дает метод наложения. Найденный период T (рис. 5.34, а) делят пополам, так как в записи имеется вторая гармоника, и вторую часть кривой сначала суммируют с первой (рис. 5.34, б), а затем вычитают из нее (рис. 5.34, в). Таким образом находят слагаемые колебания со своими частотами и амплитудами, удвоенными против истинных (тонкие линии на рис. 5.34, в). Находят и положение средней линии OO относительно выбранного уровня $O'O'$. Этот метод основывается на следующем свойстве сложения гармонических колебаний: в результате сложения двух полупериодов получается удвоенная сумма всех четных гармоник и постоянной слагающей, а в результате вычитания — удвоенная сумма нечетных гармоник.

На рис. 5.35, а показана запись колебаний с близкими частотами (биений), из которой следует, что сумма амплитуд равна $S_1 + S_2 = 3,5$, а разность $S_1 - S_2 = 0,5$, следовательно, $S_1 = 1,5$ и $S_2 = 2$.

Частота биений по отметке времени будет

$$f_0 = f_2 - f_1 = 1/1,5 = 0,66 \text{ гц.}$$

Видимая частота колебаний за одно биение, соответствующая частоте гармоники с наибольшей амплитудой, равна $f_2 = 6/1,5 = 4$ гц.

Частота первой составляющей $f_1 = f_2 - f_0 = 3,3$ гц. Так как расстояние d_1 между вершинами в талии меньше, чем расстояние d_2 в горбе, то более высокая частота $f_2 = 4$ гц относится к колебанию с большей амплитудой $S_2 = 2$.

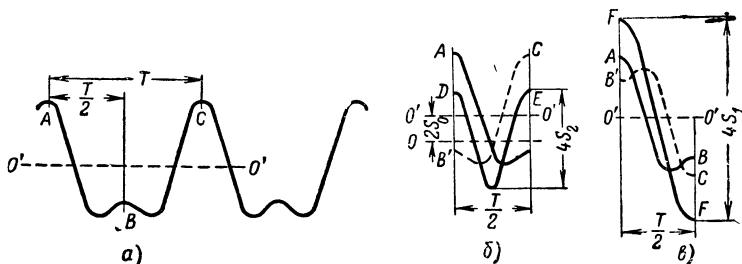


Рис. 5.34. Обработка записи сигнала методом наложения:
 а — анализируемая запись; б — определение второй гармоники и постоянной слагающей относительно выбранного уровня O'O'; в — определение основного колебания.

Составляющие колебания $x_1 = 1,5 \cos 6,66 \pi t$ и $x_2 = 2 \cos 8 \pi t$ показаны на рис. 5.34, б.

На рис. 5.34, в приведена запись сигнала вибрации, на которой четко выделяются низкочастотное колебание с большой амплитудой и высокочастотное с малой амплитудой. Из сопоставления периодов этих колебаний с имеющимися метками времени определяются частоты $f_1 = 50$ гц и $f_2 = 400$ гц. Частота f_1 совпадает с числом оборотов генератора. Происхождение составляющей с частотой f_2 из данной записи определить нельзя, поэтому необходимо получить дополнительные данные. В частности, следует установить, не является ли источником высокочастотной составляющей электрическая наводка. Для проверки этого производят запись стандартного гармонического колебания или запись нулевых линий той же аппаратуры. Если на записях будет обнаружена такая же высокочастотная составляющая, то, естественно, она вызывается наводкой, а не вибрацией и при обработке осциллограммы не должна учитываться.

Определять параметры вибрации по записям можно простым расчетным методом или с помощью вычислительных машин. В том и другом случае предварительно необходимо производить расшифровку записей. Поэтому перейдем к рассмотрению способов расшифровки записей вибрации.

Первый вопрос, возникающий при расшифровке: каким по протяженности должен быть участок осциллограммы и каков должен быть шаг снятия ординат, чтобы получить

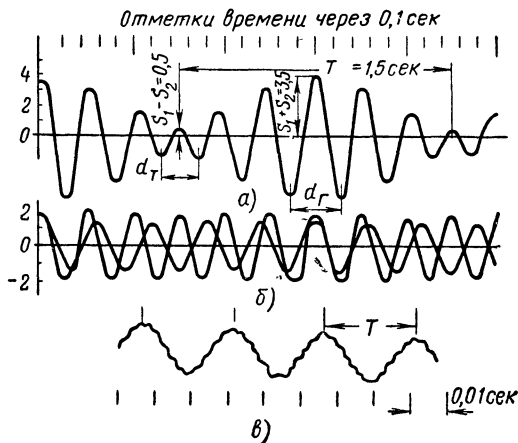


Рис. 5.35. Анализ вибрации с близкими частотами и значительно различающимися частотами составляющих вибраций:

a — анализируемые колебания с близкими частотами (биения); *б* — составляющие колебания; *в* — запись низкочастотной вибрации и наложенной на нее высокочастотной вибрации.

необходимые сведения о параметрах вибрации. Разрешать такой вопрос следует в каждом конкретном эксперименте, исходя из следующих рекомендаций.

Если погрешность вычислений должна составлять 1%, то шаг снятия ординат должен быть не более 0,1 периода составляющей высшей частоты, которую желательно выявить в рассматриваемом процессе. Например, в заданном вибрационном процессе необходимо выявить составляющие колебания с частотами до 120 *гц*. Следовательно, для получения однопроцентной точности шаг снятия ординат должен быть не более 0,001 *сек*.

При погрешности 10% шаг снятия ординат, т. е. шаг дискретизации процесса, должен быть не более четверти периода составляющей высшей частоты, т. е. в приведенном примере не более $1/500 = 0,002$ сек. Если высшая частота, которую желательно выявить в записи, составляет 2000 гц, то при 10%-ной погрешности шаг снятия ординат не должен превышать

$$\Delta t = \frac{1}{4 \cdot 2000} = 0,125 \cdot 10^{-3} \text{ сек.}$$

Вполне понятно, что и осциллограмма должна быть записана с такой скоростью протяжки, чтобы можно было произвести разметку записи с требуемым шагом. Например, если принять шаг $\Delta t = 1$ мм, то скорость протяжки ленты в рассмотренных примерах соответственно будет 1; 0,5 и 8 м/сек.

При обработке стационарных случайных вибраций шаг снятия ординат можно определять по формуле [40]

$$\Delta t = \frac{0,2}{N}, \quad (5.17)$$

где N — среднее число нулей процесса в единицу времени.

Например, если при записи вибрационного процесса применялась аппаратура, пропускающая сигнал с частотой не ниже 20 гц, то протяженность участка будет не менее $T = 0,05$ сек; $N = 60$, $\Delta t = 0,003$ сек. Считывание ординат осциллограмм является трудоемкой и утомительной работой. Поэтому следует стремиться к применению различного рода преобразователей для полуавтоматической или автоматической обработки осциллограмм. Примером устройства такого назначения может служить установка «Силуэт», работающая по методу автоматического считывания ординат кривой с графика или осциллограммы [13]. Способ считывания — телевизионный. Могут обрабатываться кривые, записанные на диаграммной и фотобумажной лентах шириной от 60 до 305 мм и на 35-мм киноленте. Несмотря на ряд достоинств этого прибора, обработка осциллограмм на автоматических преобразователях оказывается не всегда возможной вследствие недостаточной в ряде случаев контрастности отдельных участков кривой или наличия на осциллограмме пересекающихся кривых. Прибор обеспечивает считывание одной из двух или трех непересекающихся кривых, записи которых должны быть контрастными и располагаться на чистом фоне осциллограммы.

Другим примером может служить полуавтоматический цифровой преобразователь [13], в котором все операции пре-

146

образования кривой в код производятся автоматически, за исключением операции слежения за кривой, выполняемой оператором. Полуавтоматический преобразователь позволяет преобразовывать в цифровую форму данные, записанные на осциллографическую бумагу шириной до 200 мм. Преобразователь является универсальным и позволяет производить запись закодированных данных на различные типы перфолент или перфокарт для ввода в различные вычислительные машины. Он сконструирован в виде переносного прибора, имеющего габариты $630 \times 550 \times 260$ мм и вес 180 н. Копировальное устройство представляет собой каретку с укрепленным на ней карандашом, которая перемещается по направляющей планке. В рабочем положении карандаш прижат к осциллограмме. При слежении за кривой копир оставляет на диаграмме след с целью контроля правильности обводки кривой. Погрешность преобразования линейного перемещения копира в код не превышает 2% от шкалы 100 мм. Во многих случаях считывание производить удобнее полуавтоматическим способом, так как имеющимися в настоящее время техническими средствами полностью автоматизировать процесс считывания осциллографических записей невозможно.

Рассмотрим исследование спектров вибрации с помощью аппаратуры узкополосного анализа [60]. При регистрации и анализе низкочастотных вибраций в диапазоне частот 1—500 гц применяют схему, показанную на рис. 5.36, и следующую аппаратуру: акселерометр (пьезодатчик) типа 4330 фирмы «Брюль и Кьер» с кабелем типа АО.0021, катодный повторитель 2613 и предварительный усилитель 1606, один или два-три включенных последовательно семижильных 30-м измерительных кабеля типа АО.0029, прибор типа 2107, включенный как измерительный усилитель, блок записи М-40-01 аппаратуры транспонирования типа АТ, блок воспроизведения М-39-б аппаратуры типа ТF-455Е фирмы «Маркони», прибор типа 3304, состоящий из генератора биений и самописца уровня.

Запись и анализ вибрации при помощи указанной аппаратуры осуществляется в следующем порядке.

Акселерометр 4330 устанавливается на жестком кронштейне, прикрепленном к испытываемому объекту в намеченном месте.

Сигнал акселерометра по кабелю АО.0021 поступает на катодный повторитель 2613, затем по кабелю АО.0029

на вход усилителя 2107. Значения общеинтегрального уровня, считываемые (в децибелах) со стрелочного прибора этого усилителя, записываются для каждой реализации в журнал наблюдения, чтобы в последующем при анализе обеспечить привязки по уровню.

С выхода усилителя 2107 сигнал поступает на вход блока записи М-40-01 аппаратуры транспонирования типа АТ, который представляет собой двухканальный измерительный записывающий магнитофон на диапазон частот

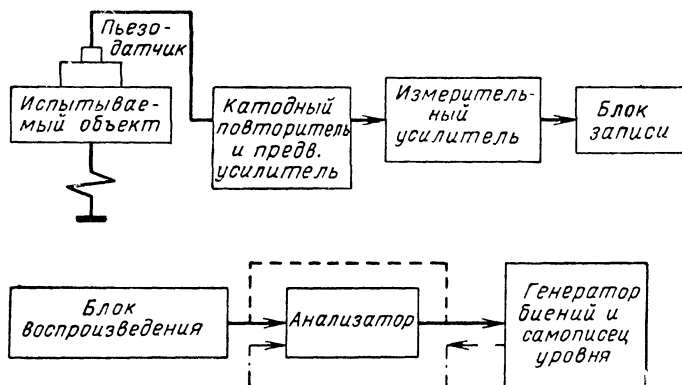


Рис. 5.36. Блок-схема аппаратуры для узкополосного анализа вибрации.

1—500 гц. Сигнал записывается в аналоговой форме без несущей частоты на ферромагнитную ленту типа 2 шириной 6,25 мм, движущуюся со скоростью 25,4 мм/сек. Длительность каждой реализации около 30 сек. Перед началом записи на ленте простым карандашом наносится номер реализации.

Для анализа из ленты, на которой записан исследуемый процесс, вырезается участок длиной 500 мм и склеивается в кольцо. Кольцо с карандашной надписью номера устанавливается на блоке воспроизведения М-39-а (или М-39-д) аппаратуры транспонирования, представляющем собой также двухканальный измерительный магнитофон, предназначенный для воспроизведения. При воспроизведении лента проходит перед головкой воспроизведения со скоростью 762 мм/сек, т. е. в 30 раз большей скорости ленты

при записи процесса. Транспонированный сигнал поступает на вход анализатора ТФ-455Е, имеющего полосу пропускания 4 гц. Анализатор перестраивается автоматически от входной оси самописца, двигатель которого вращается с постоянной скоростью. Скорость вращения этой оси выбирается с учетом обеспечения максимально допустимой скорости анализа и устанавливается с помощью специального редуктора самописца. Протяжка ленты самописца осуществляется этим же двигателем. Скорость протяжки выбирается оператором из соображений наибольшей наглядности спектрограммы и устанавливается с помощью другого специального редуктора самописца. Напряжение с выхода анализатора, пропорциональное уровню тех или иных дискретных составляющих спектра исследуемого сигнала, поступает на вход самописца. Царапающее перо самописца вычерчивает спектрограмму процесса.

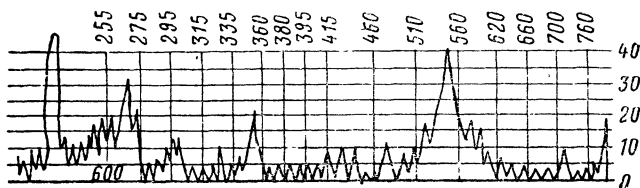
С помощью специального устройства на эту же ленту самописца непосредственно в процессе анализа наносятся опорные отметки частоты. Это устройство работает следующим образом.

Перед дисковой шкалой анализатора укреплена осветительная лампа с фокусирующим приспособлением, а позади дисковой шкалы, напротив лампы — фотоэлемент; в диске на рисках шкалы сделаны отверстия диаметром 0,5 мм. При каждом совпадении отверстий с линией лампа — фотоэлемент специальное реле замыкает контакты кнопки самописца, предназначенной для нанесения меток. Перо при этом на короткое время отклоняется вверх на всю ширину ленты, прочерчивает отметку соответствующей частоты и затем продолжает записывать процесс.

Чтобы обеспечить привязку к определенному уровню вычерченных на спектрограмме дискретных составляющих, т. е. получить абсолютные значения этих составляющих, перед началом анализа на самописец минуя анализатор подается сигнал процесса, т. е. общеинтегральный уровень. Делается короткая запись процесса, она вычерчивается на ленте самописца в виде прямой, параллельной оси абсцисс и расположенной на некотором уровне от нулевой линии. Вычитая из значения общеинтегрального уровня значение уровня этой линии, получаем величину уровня, соответствующую нулевой линии ленты. Значение уровня каждой дискретной составляющей будет в дальнейшем

вычисляться как сумма значения уровня по масштабу ленты и значения, соответствующего нулевой линии (рис. 5.37).

Для большей наглядности на спектрограмме против каждой частотной отметки оператором по окончании цикла наносятся значения частот в соответствии со шкалой анализатора, а в начале спектрограммы наносится значение уровня, соответствующее ее нулевой линии.



Р и с. 5.37. Спектрограмма, полученная при обработке сигнала вибрации с помощью аппаратуры узкополосного анализа.

Как и другие схемы аппаратурного спектрального анализа, данная схема фазовых соотношений не дает. Анализаторы спектра осуществляют только разложение сложного электрического сигнала на его составляющие и определяют его амплитуду и частоту.

Универсальным прибором является электронный анализатор стационарных случайных процессов ЭАСП-С. Этот прибор предназначен для вычисления корреляционных и взаимно корреляционных функций, спектральной плотности непосредственно по реализациям случайных процессов, зафиксированных в виде кривых на обычной бумажной или фотобумажной ленте, а также на кинолентке и на магнитной ленте. Могут обрабатываться также случайно изменяющиеся электрические напряжения. Прибор ЭАСП-С может быть использован для вычисления коэффициентов ряда Фурье.

Электронно-оптическое считывающее устройство обеспечивает автоматический ввод в вычислительную машину данных непосредственно с осциллографических записей шириной до 305 мм и с 35-мм киноленты. При этом запись на носителях может быть черного, синего или зеленого цвета, но не должна иметь пересечений линий. Фон носи-

теля — белый или прозрачный. Толщина линий для носителей шириной до 60 мм — не менее 0,2 мм, для носителей шире 60 мм — не менее 0,5 мм. Максимальная скорость считывания 50 мм/сек.

Прибор ЭАСП-С включает в свой состав устройство автоматического ввода данных, накопительное запаздывающее устройство, электронный вычислитель непрерывного действия, устройство вывода результатов вычислений.

Прибор ЭАСП-С выполнен в виде трех отдельных шкафов, каждый из которых может работать автономно, что дает возможность использовать отдельные блоки в качестве:

- датчика возмущающих напряжений произвольной формы в том случае, когда эти возмущения заданы в виде графиков, нанесенных на обычной бумаге, фотобумаге или на киноленте;

- двухканального магнитного регистрирующего прибора электрического напряжения инфранизкой частоты;

- линии задержки и генератора синусоидального и косинусоидального напряжения в диапазоне инфранизкой частоты.

При помощи прибора ЭАСП-С могут обрабатываться реализации случайных процессов продолжительностью до 20 мин. Диапазон анализируемых частот 0—1000 гц, точность вычисления 5—8%. Прибор ЭАСП-С предназначен для работы в лабораторных условиях, он сложен в эксплуатации и может обслуживаться квалифицированным оператором.

Недостатком прибора ЭАСП-С является то, что при вычислении спектральной плотности используется генератор фиксированный настройки. При рассогласовании скорости протяжки ленты и частоты генератора, а также при уходе нулей элементов постоянного тока возникают погрешности, превышающие 8%.

Однако по быстродействию, кругу решаемых задач и точности ввода данных приборов ЭАСП-С превосходит механический коррелятор, данные в который вводятся двумя операторами, визуально следящими за линией записи.

Для обработки случайных вибраций в виде электрических напряжений может быть рекомендован прибор ИДК [4], который является вычислительным устройством дискретного действия, работающим в реальном масштабе

времени. В состав прибора входят логические схемы и устройства для преобразования непрерывных величин в дискретные. В качестве датчика тактовой частоты используется генератор звуковой частоты или генератор импульсов. Результат вычислений накапливается в пересчетном устройстве.

Работа прибора основана на периодическом сравнении исследуемого случайного напряжения и эталонного напряжения постоянного тока.

Анализатор позволяет получать одномерный закон распределения в дифференциальной и интегральной форме, коэффициенты корреляции, математическое ожидание и дисперсию. Интегральные законы распределения вероятностей получаются в пределах изменения вероятностей от 1 до 10^{-8} , а дифференциальный закон — в пределах относительного изменения плотности вероятности от 1 до 10^{-6} .

Точность контрольных измерений эталонных напряжений, статистические свойства которых точно известны, например гармонического напряжения со случайной фазой, составляет 5%. Диапазон частот исследуемых случайных напряжений может быть 0—45 000 гц, амплитудный диапазон 0—100 в.

В качестве примера рассмотрим рекомендации по практическому использованию формулы (5.17) для определения необходимого шага дискретизации по времени [40]. Необходимый шаг дискретизации желательно знать до записи осциллограммы, поскольку это нужно для правильного выбора скорости протяжки ленты.

Поэтому запись и обработку осциллограммы рекомендуется вести в следующем порядке.

Включить регистрирующий прибор и установить скорость протяжки таким образом, чтобы запись не сливалась. Затем записать некоторый отрезок реализации и провести на нем средний (нулевой) уровень. Длину отрезка реализации надо выбрать такой, чтобы на нем уложилось около пятидесяти пересечений с нулевым уровнем. Через каждые десять пересечений подсчитывают накопленное среднее число нулей в единицу времени. Оценка среднего числа нулей удовлетворительно стабилизируется на длине записи, содержащей примерно 50 нулей. После этого вычисляют среднее число нулей в единицу времени по формуле

$$N = \frac{N_1}{T_1}, \quad (5.18)$$

где N_1 — общее число нулей на выбранном отрезке записи; T_1 — время.

Затем находят шаг дискретизации по формуле (5.17) и необходимую скорость протяжки пленки:

$$v_{\text{пр}} = \frac{\mu_t}{\Delta t}, \quad (5.19)$$

где μ_t — масштаб времени.

Величину μ_t удобно выбирать равной минимальному делению временной отметки на осциллограмме, т. е. не менее чем через 1 мм. После этого устанавливают расчетную или близкую к ней скорость протяжки ленты и производят запись процесса вибрации. При обработке такой осциллограммы шаг дискретизации определяется по формуле (5.17).

По среднему числу нулей N случайного процесса определяется и условное время затухания корреляционной функции по формуле

$$\tau_3 = \frac{2}{N}. \quad (5.20)$$

Величина τ_3 удовлетворяет условию

$$R(\tau_3) = 0,05 R(0). \quad (5.21)$$

Здесь $R(\tau_3)$ — корреляционная функция центрированного стационарного случайного процесса, вычисляемая на конечном интервале времени

$$T = \eta \tau_3, \quad (5.22)$$

где η — коэффициент, характеризующий объем выборки. Интервал времени T должен содержать не менее 50 нулей записи вибрации, из этого условия определяется коэффициент выборки η . Максимальная ошибка вычисления по формуле (5.20) составляет 36% от истинного значения τ_3 [39].

Пример. На рис. 5.38 изображена запись фильтрованного шума. По интервалу записи, содержащему 50 нулей, определяются среднее число нулей в секунду $N = 0,22$. По формуле (5.17) вычисляется шаг дискретизации $\Delta t = \frac{0,2}{0,22} \approx 1 \text{ сек}$ и по формуле (5.20) — время $\tau_3 = \frac{2}{0,22} = 9,1 \text{ сек} \approx 10 \text{ сек}$. По формуле (5.18) находят интервал времени $T_1 = N_1/N = 50/0,22 = 227 \text{ сск}$. Согласно выражению (5.22) коэффициент выборки будет $\eta \geq T_1/\tau_3 \geq 23$.

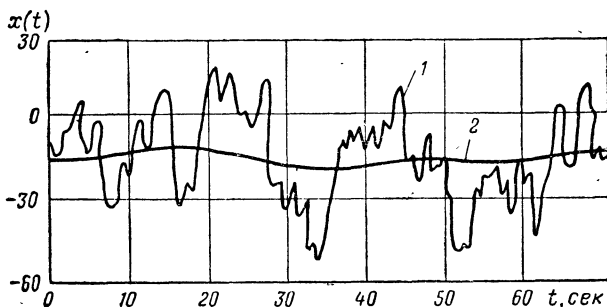


Рис. 5.38. Запись сигнала вибрации на выходе фильтра.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ И УДАРОВ

6.1. АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К МЕХАНИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ РАДИОЭЛЕМЕНТОВ

Требования к механическим характеристикам конструкций радиоэлектронной аппаратуры в общем виде указать невозможно, поэтому эти требования устанавливаются в каждом конкретном случае в зависимости от объекта установки РЭА и особенностей ее работы.

Примерные значения параметров механических воздействий, которые может испытывать аппаратура в процессе эксплуатации, приведены в табл. 6. 1 [44] и 6.2 [27].

До начала конструирования аппаратуры должны быть известны данные о параметрах механических воздействий, аналогичные приведенным в табл. 6.1 и 6.2. Необходимо также иметь данные о вибрационных и ударных характеристиках радиокомпонентов и других приборов. Вибрационные и ударные характеристики некоторых элементов РЭА даны в гл. 11.

Таблица 6.1

Значения параметров механических воздействий на РЭА

Вид РЭА	Вибрация		Удар, <i>g</i>	Линейное ускорение, <i>g</i>
	частота, <i>гц</i>	ускорение, <i>g</i>		
Автомобильная	2—80	4—1	10	6
Полустационарная	2—80	4—1	20—75	—
Переносная	2—80	6—3	100—200	—
Самолетная	3—400	2—10	5—10	6—9
Корабельная	5—35	1,5	7—12	—

Таблица 6.2

Значения параметров механических воздействий на РЭА

Вид РЭА	Вибрация		Удар	
	частота, <i>гц</i>	ускорение, <i>г</i>	ускорение, <i>г</i>	длительность, <i>мсек</i>
Переносная	10—55	—	50	6
Прецизионная	10—2000	10	50	11±1
Наземная и корабельная	10—55	—	50	11±1
Самолетная	10—2000	10	50	11±1
Бортовая	10—2000	15—20	50	11±1
Атомная	10—3000	40	50	11±1

Сопоставляя такие характеристики элементов с заданными параметрами механических воздействий, конструктор может решить вопрос о возможностях проектируемой аппаратуры и ее надежности. При этом основная задача конструктора состоит в том, чтобы выбрать такое расположение применяемых элементов, при котором механические нагрузки, испытываемые ими, будут наименьшими. Если такое расположение элементов и приборов не удастся найти, то необходимо использовать средства снижения действия механических нагрузок. Таким образом, уже в процессе конструирования конструктор приближенно оценивает вибропрочность и виброустойчивость разрабатываемой аппаратуры.

Основное правило приближенной оценки удовлетворения условиям вибропрочности состоит в согласовании спектров ускорений применяемых элементов со спектром ускорений конструкции.

Например, согласование спектров ускорений корпуса (шасси) и радиоэлементов состоит в следующем.

В заданном диапазоне частот по каждой из трех координатных осей ускорений элемента вычерчивают зависимость максимальных ускорений от частоты, при которых применяемый элемент удовлетворяет требованиям виброустойчивости и вибропрочности. Аналогично, при заданных ускорениях в том же диапазоне частот вычисляют спектр ускорений шасси в месте установки элемента РЭА. Затем эти спектры сравнивают.

Если максимальные ускорения элемента, при которых он отвечает механическим требованиям во всем диапазоне

частот, превышают ускорения шасси, то считается, что спектры ускорений согласованы. В противном случае спектры считаются несогласованными и необходимо увеличить механическую жесткость и демпфирование шасси.

Если повысить жесткость или увеличить демпфирование шасси невозможно, то элемент аппаратуры надо разместить в другом месте шасси или изменить его положение. Правильное расположение радиоэлемента относительно координатных осей шасси с учетом согласования спектров

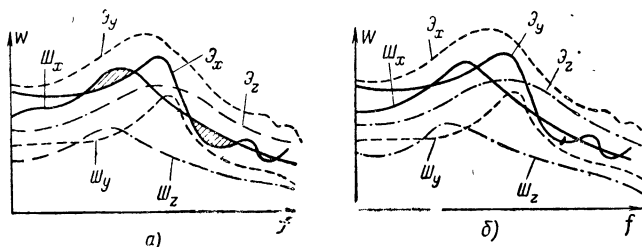


Рис. 6.1. Спектры ускорения шасси и установленных на нем радиоэлементов:

а — спектр ускорений, не согласованный по составляющей, направленной вдоль оси x (зоны несогласованности заштрихованы); б — спектр ускорений, согласованный по всем координатным осям; w_x , w_y , w_z — составляющие ускорения шасси по осям x , y , z , z_x , z_y , z_z — составляющие ускорения радиоэлементов в направлениях тех же осей.

ускорений является одним из основных требований при конструировании РЭА, так как возмущающие вибрации имеют различные уровни составляющих ускорения, и поэтому максимальные ускорения элемента в направлении каждой из трех координатных осей различны (рис. 6.1).

Предварительная оценка вибропрочности и виброустойчивости конструируемой РЭА производится на основе изучения опыта эксплуатации аналогичных конструкций или путем упрощенного расчета максимальных механических воздействий, которые может выдержать аппаратура. Максимальные значения параметров механических нагрузок, которые может выдержать конструируемая аппаратура, зависят от механических характеристик применяемых радиоэлементов и от передаточных или частотных характеристик конструкции блоков РЭА. При этом в основу расчета берут характеристики тех элементов, которые выдерживают меньшие механические воздействия.

Если, например, из всех примененных в блоке элементов наиболее виброчувствительными являются проволочные переменные резисторы типа ПЛ1 (см. гл. 11), которые выдерживают вибрационные ускорения до 4 g, то проектируемый блок должен выдерживать воздействующие вибрационные ускорения не менее 4 g.

В любом случае конструктор должен стремиться разработать такую конструкцию блока, которая ослабляла бы действие сил вибрации и, следовательно, выдерживала большие механические воздействия. Это является основной задачей конструирования, некоторые приемы решения которой рассматриваются ниже.

6.2. ВИБРОПРОЧНЫЕ КОНСТРУКЦИИ КРЕПЛЕНИЯ РАДИОЭЛЕМЕНТОВ И УЗЛОВ

Крепление деталей и узлов на шасси производят при помощи разъемных и неразъемных соединений. К конструкции любого крепления предъявляются следующие два требования: а) вибропрочность при действии заданных ускорений в определенном диапазоне частот и ударопрочность при действии заданных ударных нагрузок, б) отсутствие местных резонансных вибраций, т. е. крепление не должно усиливать вибрации, передаваемые от шасси к элементу или узлу.

Вибропрочность крепления зависит от конструкции, материала, технологии изготовления, от величины действующих ускорений и массы закрепляемой детали или узла. В некоторых случаях производят упрощенный расчет на прочность для повышения вибропрочности крепления. Например, при периодических испытаниях на гармонические вибрации узла типа П4 была обнаружена поломка пустотелых заклепок диаметром 3 мм с плоской головкой, при помощи которых прикреплялась колодка разъема к шасси. Простой расчет на деформацию сдвига показал, что такая головка заклепки не имеет запаса прочности на сдвиг при действии заданных динамических нагрузок. Аналогичный расчет показал, что требуемым запасом прочности на сдвиг обладает такая же пустотелая заклепка, но со скругленной головкой.

В общем случае при конструировании РЭА конструкцию крепления радиодеталей не рассчитывают на вибро-

прочность, а используют стандартные крепежные элементы или нормализованные крепления. Объясняется это тем, что поломки правильно примененных креплений при механических воздействиях на РЭА бывают сравнительно редко, а расчет на прочность большого числа креплений является нецелесообразным.

Рассмотрим варианты конструкции креплений и приведем рекомендации по повышению их вибропрочности [23, 28].

В первую очередь следует обращать внимание на монтаж резьбовых соединений. Для предупреждения саморазвинчивания гаек и винтов в аппаратуре, подвергающейся при эксплуатации вибрации и ударам, под гайки и винты подкладывают пружинные шайбы и закрашивают резьбовые соединения нитроэмалью.

Навесные элементы: резисторы, конденсаторы, полупроводниковые приборы, масса которых не превышает 8 г, — можно укреплять на собственных выводах путем механического крепления выводов к монтажным стойкам и лепесткам. При этом выводы не следует сильно натягивать, длина их не должна превышать 12 мм. Если масса элемента превышает 8 г, то применяют дополнительные крепления элемента и его выводов, используют заливку компаундом, приклеивание клеем или мастикой типа ЛН. Удобство применения мастики состоит в том, что приклеенные детали могут быть легко демонтированы. Для этого нужно подрезать клеевой шов мастики металлическим или пластмассовым ножом или предварительно размягчить клеевой шов дихлорэтаном.

В гл. 7 приведены графики для расчета собственных частот элементов, укрепленных на выводах, в зависимости от длины вывода. При дополнительном креплении элементов их собственные частоты колебаний будут выше расчетных, т. е. дополнительное крепление уменьшает опасность резонанса на собственной частоте вибрации элементов.

СПОСОБЫ КРЕПЛЕНИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ПРОВОДОВ

Провода, кабели и кабельные соединения сами по себе нечувствительны к действию ударов и вибраций. Однако, если их монтаж недостаточно продуман, могут возникнуть определенные трудности. Провода и кабели обладают большой гибкостью, вследствие этого собственная частота секции провода или кабеля мала и может оказаться в диапа-

зоне частот возбуждающих сил. Развивающиеся при этом в проводах переменные напряжения могут вызвать усталость металла. Обрывы происходят чаще всего на концах секции провода или кабеля, т. е. вблизи разъемов (зажимов). Обрывы могут возникнуть также вследствие трения проводов о детали аппаратуры или друг о друга (в многожильном кабеле). Кабель, пропускаемый через отверстие, должен быть защищен резиновой втулкой.

Несколько проводов, проходящих в одном направлении, можно связать монтажной ниткой, чтобы увеличивать прочность монтажа. При этом увеличивается и затухание вибраций, так как вибрирующие провода соприкасаются друг с другом. Связку проводов необходимо соответствующим образом закрепить, чтобы они своим весом не нагружали провода в точках соединений. Большое затухание связки проводов или кабелей полезно в том случае, когда они подвержены колебаниям изгиба.

Изгиб проволоки или кабеля в месте их соединения можно уменьшить, сократив расстояние между креплениями. Это справедливо только в том случае, если элементы крепления неподвижны. Уменьшать длину секций целесообразно в тех случаях, когда это приводит к повышению частоты собственных колебаний секции, снижению ее веса и инерциальной нагрузки на детали крепления. Если элементы крепления подвижны, то для предотвращения разрыва проводов целесообразно их длину выбирать с запасом. Удлинение провода примерно на 20% от длины натяжения значительно уменьшает опасность обрыва.

При использовании витого изолированного провода увеличивается затухание и уменьшается амплитуда резонансных вибраций.

Провода или кабели, подверженные действию вибрации или ударов, разрываются главным образом в местах промежуточных закреплений или в зажимах (клеммах). Именно в этих точках развиваются максимальные напряжения изгиба. Когда провод припаян к штырю разъема или зажима, участок провода, подверженный излому, находится между окончанием изоляции и жестко спаянной частью провода. На этом участке провода может проявиться усталость материала, приводящая к разрушению. Ограничить изгиб и уменьшить вероятность излома провода вблизи контактных соединений можно дополнительным креплением его к корпусу.

Когда провод закрепляется на контактном лепестке с проушиной, проушина должна захватить провод вместе с изоляцией. Если кабель оканчивается соединительным разъемом, то разъем должен захватывать наружную изоляцию кабеля, чтобы ограничивать изгиб отдельных проводов кабеля.

Соединительный рукав предохраняет кабель от изгибов вблизи разъема. Соединение производится обычным способом, затем разъем заполняется эпоксидной смолой и конец кабеля оказывается закрепленным. Однако залитые разъемы трудно демонтировать.

При креплении проводов, жгутов и кабелей к корпусу с помощью клея, компаунда или мастики длина прямолинейных участков в зависимости от диаметра провода жгута или кабеля выбирается в пределах 50 мм — 200 мм.

Не допускается приклейка жгута или отдельного проводника к радиоэлементам, сильно нагревающимся в процессе работы. При закреплении жгута мастикой для большей надежности крепления рекомендуется применять подвязку воощенным хлопчатобумажным шнуром. В этом случае жгут должен быть подвязан к шасси до нанесения мастики ЛН. Для повышения надежности монтажа в местах присоединения проводов малого сечения применяют лепестковые наконечники [23].

Для предотвращения саморазвинчивания резьбовые соединения штепсельных разъемов после их установки следует окрашивать нитроэмалью.

КОНСТРУКЦИИ КРЕПЛЕНИЙ КОНДЕНСАТОРОВ

Стандартные конденсаторы обладают достаточной прочностью, чтобы противостоять ударам и вибрациям, но они могут вызвать отказы, если конструкция крепления будет неудовлетворительной. Рассмотрим несколько вариантов конструкций крепления конденсаторов.

Конденсатор с корпусом прямоугольной формы крепится в аппаратуре пластинами с двух сторон, каждая из пластин одним концом захватывает корпус, а другим, снабженным анкерными стержнями, прикрепляется к шасси. Достоинством такого типа крепления являются малая вероятность повреждения корпуса и минимальная концентрация напряжений.

Цилиндрический конденсатор может иметь монтажный стержень, расположенный по оси симметрии, за который он крепится скобами к шасси. При этом необходимо проверить, обладает ли шасси достаточной жесткостью, так как изгиб шасси вызывает деформации конденсатора.

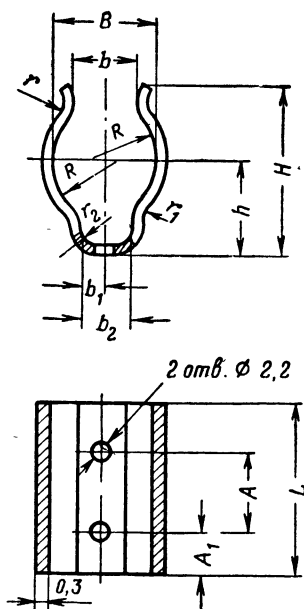


Рис. 6.2. Конструкция скобы для крепления цилиндрических конденсаторов.

Крепежные отверстия делают открытыми, благодаря этому корпус конденсатора при деформации крепления остается недеформированным. Конденсаторы с монтажными отверстиями у основания, как правило, подвержены деформации.

Конденсаторы небольших размеров часто укрепляют только на собственных выводах, что приводит к обрыву выводов. Лучше всего прикреплять конденсатор к шасси пояском, хотя бы частично охватывающим его корпус; соединительные провода при этом освобождаются от нагрузки. Небольшие конденсаторы можно крепить на их выводах только в тех случаях, когда выводы короткие и прочные, т. е. имеют высокую частоту собственных колебаний, а контактные лепестки, к которым припаиваются выводы, установлены на плате жесткой конструкции, так что выводы не будут подвергаться изгибу.

Цилиндрические конденсаторы можно укреплять на шасси блока с помощью металлической ленты. Оригинальным является крепление конденсатора в зажиме предохранителя, это можно делать, если конструкция зажима рассчитана на большие ударные и вибрационные нагрузки.

На рис. 6.2 изображена конструкция вибропрочных зажимов, предназначенных для крепления круглых конденсаторов, подвергающихся транспортным вибрациям с ускорением до $6g$ в диапазоне частот $5-150$ $гц$. Зажимы из-

Размеры зажимов для крепления конденсаторов, мм

Обозначение размера	Тип конденсатора								
	К40У-9, К40П-2, БМТ, КВИ	КВГ-И К72П-6	СГМ, ФТ, КВИ-2	ПМ-2, МБМ	МЛГ-Ц	МБМ, МЛГ-Ц	К72П-6	ФГТ-И К72П-6	ФГТ-И
R	3	4,5	4,5	5	7	9,5	11	13	20
B	5	8	8	9	13	18	21	24	38
H	12	13,5	13,5	15	17	22	27	31	41
L	18	15	18	15	15	20	20	25	25
A	12	9	12	7	7	10	10	15	15
A ₁	3	3	3	4	4	5	5	5	5
b	5	6,5	6,5	6	8	12	14	16	28
b ₁	1,75	2	2	2	4	5	5	7,5	12
b ₂	3,5	4,5	4,5	4,5	8	10	10	15	24
r	1,5	2,5	2,5	2	2	3	3	4	6
r ₁	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	2	2
r ₂	0,3	0,3	0,3	1	1	1	1	2	2
h	8	8	8	8	9	12	14	17	27

готовятся из стальной ленты марки 60С2А с последующей закалкой до 40 — 45 HRC.

Крепление зажима к шасси производится заклепками или винтами диаметром 2 мм с гайкой. Размеры зажимов указаны в табл. 6.3.

Если конденсаторы выпускаются без приспособлений для крепления, то для установки их в аппаратуре применяют стальные скобы (рис. 6.3) или накладки (рис. 6.4). Для крепления конденсаторов типа МПГ применяют накладки совместно со скобой.

КРЕПЛЕНИЕ РЕЗИСТОРОВ И ВЫПРЯМИТЕЛЬНЫХ СТОЛБИКОВ

Способ крепления резисторов зависит от их типа и конструкции. Малогабаритные резисторы укрепляют пайкой на лепестках деталей или на монтажных платах так же, как малогабаритные конденсаторы. Применяют также дополнительные крепления в виде скоб, примеры которых были рассмотрены выше. Для повышения механической прочности крепления используют также мастику типа ЛН.

Проволочные эмалированные резисторы с керамическим основанием имеют несколько вариантов конструкции крепления к шасси (рис. 6.5 и 6.6). Конструкция крепления выпрямительных столбиков иллюстрируется на рис. 6.7. Для повышения вибропрочности в отдельных случаях резисторы и прокладочные шайбы дополнительно крепят при помощи клея ПУ-2 или мастики ЛН. Все резьбовые соединения закрашивают нитроэмалью.

КОНСТРУКЦИИ КРЕПЛЕНИЯ ТРАНСФОРМАТОРОВ

Трансформаторы имеют сравнительно большой вес, и поэтому крепежные скобы и болты должны быть достаточно прочными. На рис. 6.8 показан один из вариантов конструкций креплений трансформатора. Трансформаторы этой конструкции удовлетворяют условиям вибропрочности в диапазоне частот 10—2000 гц при ускорении до 6 g и условиям прочности на удар при воздействии ударов с частотой 40—80 в минуту при ускорении до 150 g. На рис. 6.9—6.10 показаны конструкции скоб из алюминиевого сплава

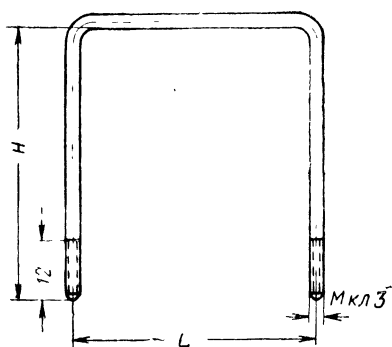


Рис. 6.3. Конструкция и размеры, мм, скобы для крепления конденсаторов:

Диаметр резьбы	3		4		3				4		5	
H	34	40	48	58	68	78	88	102	115	138	170	220
L	60	40	117	117	54	41	120	41	73	117	146	162

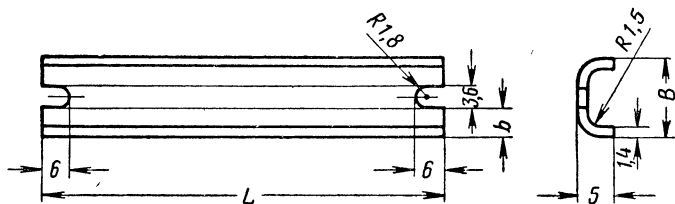
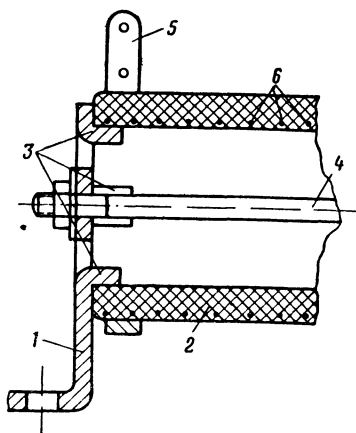
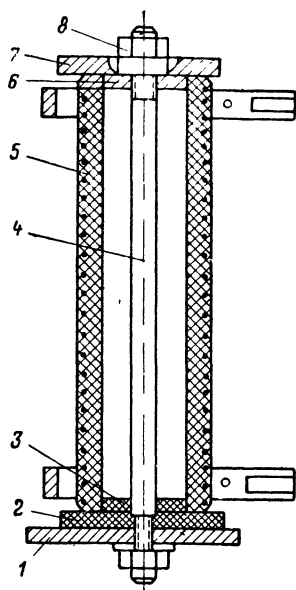


Рис. 6.4. Конструкция и размеры, мм, накладок для крепления конденсаторов:

L	38	40	45	48	53	54	64
B	54	52	37	24	36	70	39

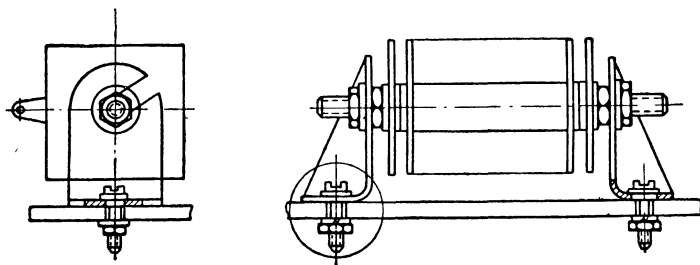


Р и с. 6.5. Вариант конструкции крепления проволочных резисторов скобами и шпильками:
1—скоба; 2—керамическое основание; 3—выступы; 4—шпилька; 5—контактный лепесток; 6—проволока.

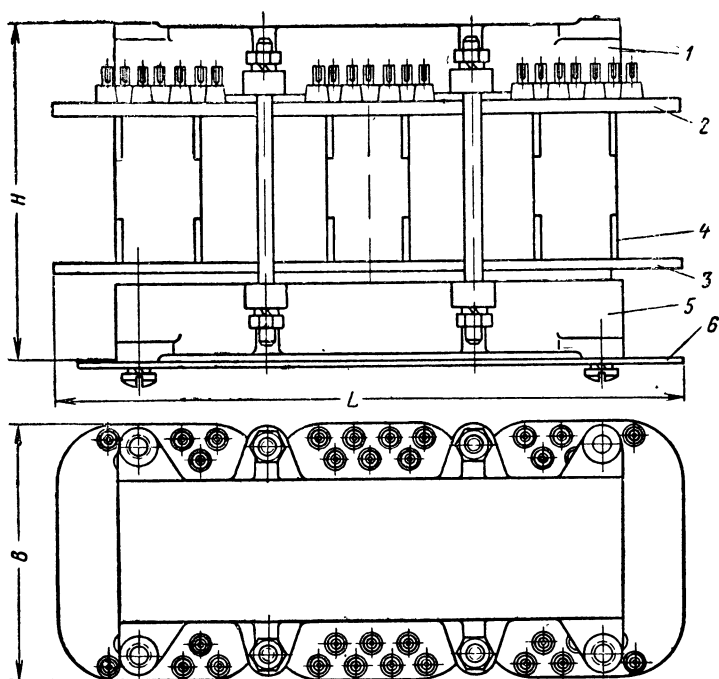


Р и с. 6.6. Вариант конструкции крепления проволочных резисторов резьбовой шпилькой и гайками:

1—шасси; 2 и 3—шайбы; 4—шпилька; 5—керамическое основание; 6—выступ крышки; 7—крышка; 8—гайка.

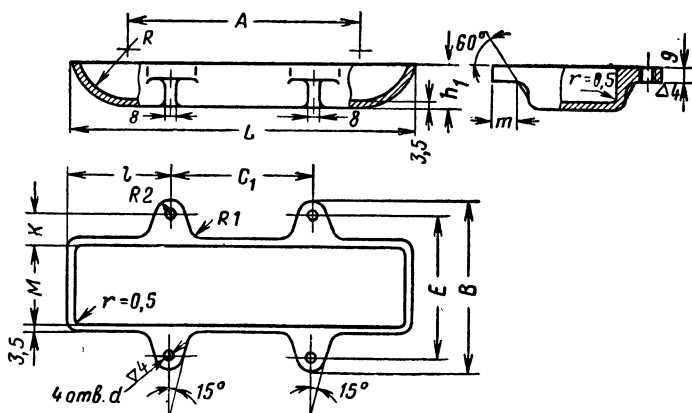


Р и с. 6.7. Конструкция крепления выпрямительного столба.



Р и с. 6.8. Крепление трансформатора:

1 — верхняя скоба; 2 — верхняя пластина; 3 — нижняя пластина; 4 — вертикальные пластины; 5 — нижняя скоба; 6 — шасси



Р и с. 6.9. Конструкция и размеры верхней скобы для крепления трансформатора (рис. 6.8).

АЛ-2 для крепления трехфазных трансформаторов, а в табл. 6.4 приведены размеры скоб.

Силовые трансформаторы имеют жесткую конструкцию и, как правило, не чувствительны к вибрации и ударам, поэтому их можно использовать в качестве углового соединения двух перпендикулярных плоскостей, например днища и боковой стенки шасси, и тем самым повысить жесткость блока, не вводя дополнительных деталей. Рациональным размещением трансформаторов считается такое,

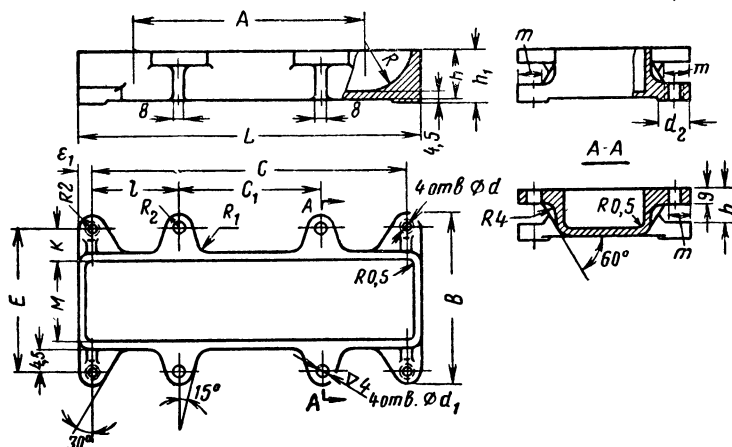


Рис. 6.10. Конструкция и размеры нижней скобы для крепления трансформатора (рис. 6.8).

при котором трансформаторы устанавливаются в более жестких местах шасси, т. е. как можно ближе к местам крепления шасси к стойке. Не рекомендуется устанавливать трансформаторы консольно, например, нельзя крепить трансформатор только к вертикальной стойке шасси или каркаса.

КОНСТРУКЦИИ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОВАКУУМНЫХ ПРИБОРОВ

Крепление и монтаж электроннолучевых трубок (ЭЛТ) играет существенную роль, когда требуется повысить их надежность и предохранить от повреждений. Чаще всего

Таблица 6.4

Размеры скоб для крепления силовых трансформаторов, мм

Вариант	A	B	C	c_1	d	d_1	d_2	E	h	h_1
I	123	90	167	75	M6	6	15	75	25	27
II	159	104	216	96	M8	7	17	88	32	34

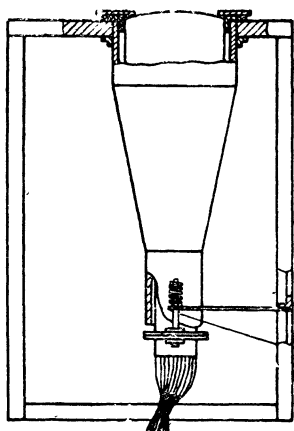
Продолжение табл. 6.4

Вариант	K	L	l	l_1	m	M	n	R	R_1	R_2
I	16,5	182	46	7,5	13	42	19	26,5	6	7,5
II	23	232	60	8	14	42	24	33	8	8

разрушается стекло. Разрушение происходит обычно в месте расширения горловины трубки. Внутренние детали могут деформироваться от ударов, в результате искажается траектория луча, хотя трубка остается электрически исправной. Если для крепления ЭЛТ применен фрикционный зажим, то она может сместиться от удара, и изображение на экране будет искажено.

Обычно в результате действия вибраций наступает усталость материалов внутренних элементов трубки. В качестве амортизирующего материала должна использоваться резина определенной жесткости. Резина не только поглощает часть ударного импульса, но допускает и небольшие кручения крепления, защищая тем самым хрупкий стеклянный баллон от концентрированных нагрузок. Жесткость резины должна увеличиваться с уменьшением размера баллона. Баллон помещается в чехол из листового металла, закрепляемый на обоих концах (рис. 6.11). Передний фланец приваривается точечной сваркой к чехлу и прикрепляется болтами к лицевой панели прибора. Чехол выполняет две задачи: экранирует ЭЛТ от магнитных и электростатических полей, обеспечивает механическое крепление. Прокладка из твердой (не губчатой) резины, расположенная между ЭЛТ и чехлом, защищает

стекло от ударов и предотвращает концентрацию нагрузок. Важно, чтобы шасси прибора было жестким, в противном случае при ударе горловина ЭЛТ может переломиться. Панелька ЭЛТ прикреплена к крепежной пластине (рис. 6.11), которая, в свою очередь, соединена с фланцем



посредством пружины, прижимающей лицевую поверхность трубки к резиновой прокладке. Таким образом, увеличивается жесткость конструкции и ослабляются вибрации ЭЛТ.

Рис. 6.11. Конструкция крепления электроннолучевой трубки.

Для удержания в ламповых панелях электронных ламп применяются специальные держатели. Лампа закрепляется или у основания цоколя или за стеклянный баллон. Крепление лампы за цоколь обычно бывает жестким и поэтому стеклянный баллон начинает вибрировать, и материал, скрепляющий цоколь и баллон, может разрушиться. Держателям, захватывающим баллон лампы, следует отдать предпочтение именно по той причине, что они сглаживают вибрации баллона лампы.

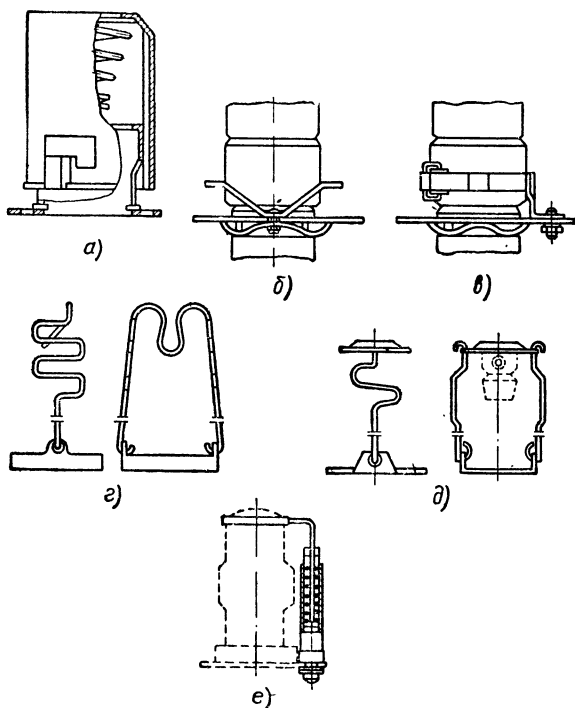
На рис. 6.12 изображены несколько вариантов конструкций ламповых держателей, отвечающих требованиям вибропрочности.

Конструкция крепления с двумя стержнями надежнее, чем с одним.

Контактный колпачок, если вес его относительно велик (в качестве изолятора в нем, например, использована керамика), может разрушить лампу или отделиться под действием силы инерции во время сильного удара. Металлический колпачок лучше выдерживает удары, но он не обладает изоляционными свойствами керамики. Оптимальным в от-

ношении веса и изолирующей способности может оказаться пластмассовый колпачок.

Ламповый держатель может одновременно обеспечить механическую защиту лампы и электрическое экранирование. Применяется много различных типов креплений,



Р и с. 6.12. Конструкции вибропрочных креплений электронных ламп:
 а — ламподержатели для пальчиковых ламп, служащие одновременно экраном;
 б — пластинчатый держатель; в — держатель с замком; г, д, е — пружинные ламподержатели для ламп средних и больших размеров.

чаще всего их выбор определяется необходимостью поддержания требуемого теплового режима. Плотный подогнанный экран — хороший контакт как со стороны баллона, так и со стороны шасси улучшает передачу тепла лампы к шасси. Прижимная пружина удерживает лампу в панельке, а бериллиевый чехол обеспечивает защиту от горизонтальных сил.

КОНСТРУКЦИИ КРЕПЛЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ УЗЛОВ

Рассмотрим крепление функциональных узлов типа ПИ (панель импульсная) [16]. Узлы имеют коробчатую конструкцию, состоящую из четырех плат с печатными проводниками. Наиболее ответственной частью узла является разъем, ответной частью которого служит контактная колодка, изготовленная из прессматериала АГ-4. Контакты колодки изготовлены из листовой бериллиевой бронзы

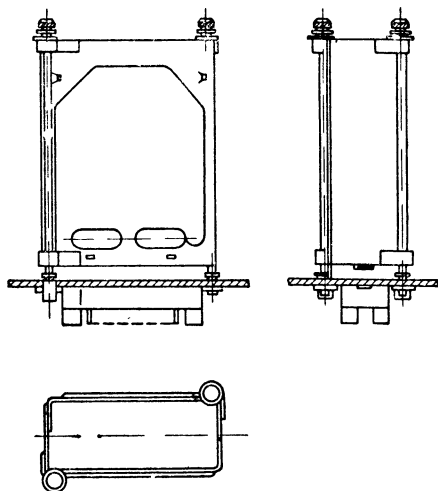


Рис. 6.13. Конструкция дополнительного крепления функциональных узлов типа ПИ.

БРБ2. Крепление узла обеспечивается благодаря упругим свойствам контактов; кроме того, в колодках имеются два гнезда с фиксирующими пружинами, которые входят в кольцевые канавки штырей узла. Помимо упругого крепления узла в колодке предусмотрено дополнительное крепление при помощи экрана, который крепят к узлу и к шасси (рис. 6.13). Дополнительное крепление узлов с помощью экранов следует применять лишь в тех случаях, когда на узел воздействуют интенсивные вибрационные и ударные нагрузки.

Механическая прочность самих узлов ПИ достаточно высокая, поэтому при значительных вибрационных и удар-

ных нагрузках следует обращать внимание на повышение надежности крепления узла в разъеме с помощью фиксирующих штырей.

Многократные испытания узлов типа ПИ показали, что узлы с упругим креплением выдерживают длительные испытания на вибрации в диапазоне частот 15—120 гц с ускорением до 6 g и на ударные ускорения до 30 g с частотой 40—80 ударов в минуту.

Компоновка функциональных узлов достаточно подробно рассмотрена Р. Г. Варламовым [16].

Перейдем к рассмотрению второго требования, предъявляемого к креплению любого радиоэлемента, которое, как указывалось выше, состоит в том, чтобы конструкция крепления не усиливала вибрации. Для выполнения этого требования необходимо стремиться к тому, чтобы конструкция крепления имела минимальное число соединительных поверхностей и обладала при этом хорошими демпфирующими свойствами. Рекомендуется промежуточные несъемные детали крепления приклеивать клеем ПУ-2 или мастикой ЛН, которые обладают демпфирующими свойствами. Следует также обращать внимание на то, чтобы в месте установки радиоэлемента не было резонансных колебаний шасси.

6.3. ВИБРОПРОЧНЫЕ ШАССИ И КАРКАСЫ

Шасси блоков РЭА изготавливают из листового и профильного материала, для повышения жесткости шасси иногда делают литыми.

ШТАМПОВАННЫЕ ШАССИ

Наибольшее распространение получили штампованные шасси блоков РЭА. При конструировании таких шасси необходимо обращать особое внимание на увеличение жесткости конструкции.

Для повышения жесткости штампованного шасси рекомендуется:

1) применять уголковые и пластинчатые накладки (рис. 6.14);

2) углы конструкций шасси выполнять внакладку (рис. 6.15), при этом перекрывающиеся участки листа, соединенные заклепками или точечной сваркой, являются самыми жесткими участками конструкции и могут использоваться для крепления шасси к каркасу;

3) стремиться к уменьшению размеров шасси. Если шасси минимальных размеров сконструировать невозможно, то следует вводить в конструкцию поперечные или

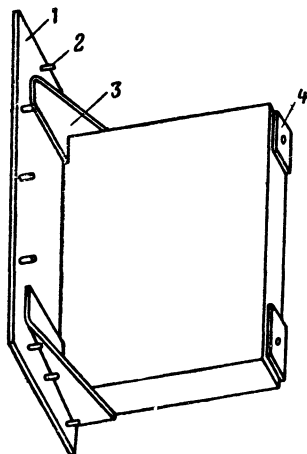


Рис. 6.14. Шасси повышенной жесткости:

1 — передняя панель; 2 — крепежные винты; 3 — уголки жесткости; 4 — пластинчатая накладка под отверстия крепежных винтов.

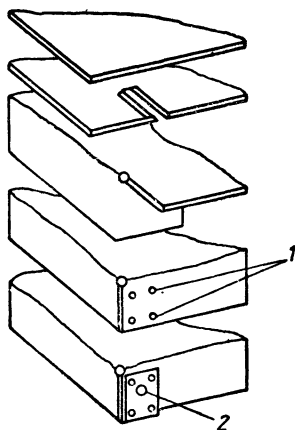


Рис. 6.15. Последовательность формирования углов шасси внакладку:

1 — заклепки; 2 — крепежное гнездо.

продольные перегородки, разделяющие шасси на ячейки (рис. 6.16). Для монтажа проводов в перегородках нужно делать отверстия или выбирать высоту перегородок меньше высоты шасси, избегать остроугольных вырезов для прокладки проводов (рис. 6.17);

4) выбирать радиус изгиба листа материала шасси по возможности большим, но не меньше толщины листа.

Элементы аппаратуры нужно размещать на шасси так, чтобы те из них, которые имеют большой вес, например трансформаторы, электродвигатели, находились ближе к углам шасси или к его краю. Если эти элементы приходится

устанавливать в центре шасси, то необходимо применять дополнительную перегородку или ребра жесткости для увеличения прочности конструкции.

ЛИТЫЕ ШАССИ

Шасси этого типа обладают наибольшей жесткостью, но их конструирование и изготовление требуют больших затрат труда. Литые шасси, в отличие от гибкой конструк-

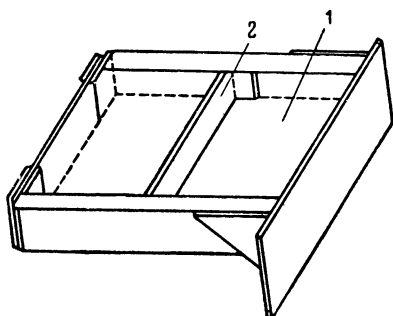
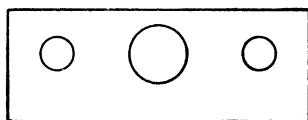


Рис. 6.16. Разделение шасси (1) на ячейки с помощью дополнительной перегородки (2).

ции шасси, резко снижают вероятность обрыва выводов и столкновения элементов. Наиболее целесообразным методом изготовления шасси является литье под давлением.



Правильно



Неправильно

Рис. 6.17. Конструкции отверстий в перегородке шасси для прокладки монтажных проводов.

Отливки получаются уплотненными, обладающими повышенной механической прочностью, точными размерами, чистой поверхностью, которая требует незначительной механической обработки.

Шасси, получаемые литьем в земляные формы, требуют очень трудоемкой механической обработки. Они менее прочны, чем отлитые под давлением.

Шасси из профильного материала получили широкое распространение в производстве стационарной радиоаппаратуры. Основная задача при их изготовлении состоит в обеспечении прочного соединения профилей. Наиболее прочным является соединение профилей «в замок» (рис. 6.18).

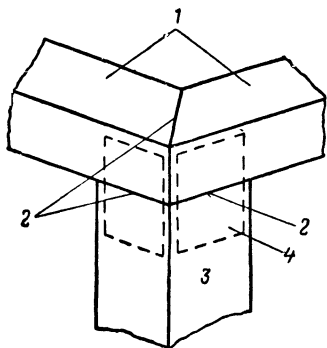


Рис. 6.18. Конструктивная схема соединения профилей «в замок»: 1—детали верхнего пояса; 2—места соединения; 3—часть стойки; 4—внутренние пластины.

КОНСТРУКЦИЯ КАРКАСА (СТОЙКИ)

Если в одном каркасе расположено несколько шасси, он должен выполнять функции предохраняющего кожуха и одновременно служить защитой от воздействия ударов и вибраций. Как правило, требуется, чтобы шасси можно было свободно вынимать из каркаса (стойки). Если конструкция шасси удовлетворяет требованиям жесткости, следующим шагом будет конструирование каркаса. К конструкции каркаса предъявляются следующие требования:

1) оптимальная жесткость для заданных вибрационных воздействий;

2) необходимая прочность.

Горизонтальные размеры каркаса обычно соответствуют ширине и глубине шасси. Шасси располагаются одно над другим. За исключением очень легких конструкций, раму каркаса (стойки) собирают из стальных или алюминиевых элементов, соединяемых сваркой, заклепками или болтами.

Элементы конструкции соединяются с помощью уголков, толщина их должна быть такой же, как и других элементов конструкции каркаса. В общем случае жесткость каркаса будет недостаточной, и поэтому необходимо использовать все средства для увеличения его прочности.

Для покрытия боковых, задней, нижней и верхней стенок используют легкий листовой металл, надежно прикрепляемый к элементам конструкции (лучше всего сваркой). Кроме того, к листам покрытия для повышения жесткости можно приваривать профилированные или простые планки.

6.4. КОНСТРУКЦИИ КРЕПЛЕНИЯ БЛОКОВ И УЗЛОВ

Шасси блоков в корпусе (каркасе) крепят на петлях, осях или других подобных элементах. Требования, предъявляемые к конструкциям крепления, следующие:

а) блок должен свободно и быстро переводиться в положение, позволяющее получить доступ к деталям; при этом оператор должен быть защищен от поражения электрическим током;

б) когда блок аппаратуры занимает рабочее положение, шасси его должно прочно соединяться с каркасом и увеличивать жесткость самого каркаса (стойки).

Рассмотрим варианты конструкции шасси блоков РЭА.

КОНСТРУКЦИЯ С МОНТАЖОМ НА ПОВОРОТНОЙ ПАНЕЛИ

Иногда применяются конструкции блоков, в которых монтаж схем выполняют на откидной дверце или на поворотной панели для облегчения доступа к деталям. Недостатки таких конструкций состоят в том, что центр тяжести каркаса перемещается ближе к передней стенке корпуса; если откидная панель имеет большой вес, трудно обеспечить ее подвеску. Чтобы поворотная панель или дверца находилась в требуемом положении, петлевые подвески и связанные с ними элементы должны быть соответствующим образом сконцентрированы. С наружной стороны поворотной панели должны быть предусмотрены фиксирующие штыри, освобождающие от нагрузки замки после установки панели в рабочее положение.

УБИРАЮЩИЕСЯ ШАССИ

Лучше всего монтировать детали на убирающемся шасси или непосредственно на основании каркаса. Шасси не должны иметь свободных перемещений в каркасе, нагрузки монтируемого оборудования должны действовать непосредственно на элементы каркаса. В случае больших и тяжелых шасси могут потребоваться фиксирующие штыри на передней панели или на каркасе корпуса. Эти штыри входят в соответствующие приемные отверстия в пластинах, прикрепленных к шасси или каркасу.

Переднюю панель шасси соединяют с каркасом винтовыми креплениями, расположенными по периферии передней панели. Крепежные винты должны иметь прикрепляемые к каркасу плавающие гайки. Важно расположить эти крепления равномерно по всей периферии передней панели, чтобы достигнуть максимальной жесткости конструкции.

Фиксирующие штыри, во избежание их стирания должны быть стальными. Как правило, они имеют диаметр от 6 до 15 мм и длину не более 30 мм (чтобы не увеличивать напряжения изгиба). Приемные гнезда должны изготавливаться из стали и соответствовать диаметру штыря. Удобней располагать штыри на каркасе, а приемные гнезда — на шасси, так как на каркасе фиксирующие штыри закрепить легче. Конструкции крепления фиксирующих штырей показаны на рис. 6.19, 6.20. Наиболее трудной задачей является подгонка штырей к отверстиям, особенно если шасси штампованные. На рис. 6.21 изображен регулируемый фиксирующий штырь, прикрепляемый к каркасу с помощью фигурного фланца и шайбы с радиальными зубьями. Отверстие, просверленное в стойке каркаса, обеспечивает регулировку положения штыря в пределах 5 мм.

Рассмотрим теперь некоторые примеры крепления крупногабаритных узлов и блоков. К таким узлам можно отнести волноводные системы. Если система волноводов имеет сложную форму и сравнительно большую длину между основными, жестко закрепленными фланцами, то для повышения вибропрочности и частоты собственных колебаний конструкции рекомендуется вводить дополнительные крепления в виде легких стяжек, связывающие волноводы между собой. Если возможно, то дополнительные стяжки следует жестко прикреплять к корпусу блока (рис. 6.22, 6.23).

Кроме того, дополнительное крепление позволяет предотвратить соударения волноводов при действии вибрации, когда расстояния между ними малы.

В радиоэлектронной аппаратуре применяются силовые и отсчетные кинематические цепи. Такие цепи соединяются

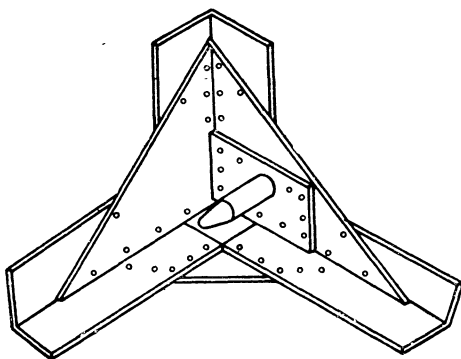


Рис. 6.19. Фиксирующий штырь, прикрепленный заклепками к треугольной пластине.

с потенциометрами и другими отсчетными элементами. Если силовая и отсчетная цепи выполнены в виде общего блока, то при транспортировке линейные вибрации вслед-

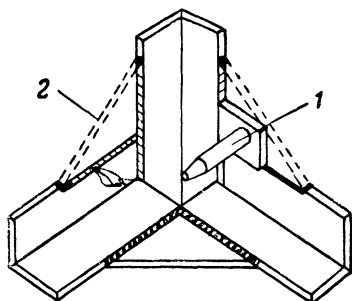


Рис. 6.20. Фиксирующий штырь (1), установленный на пластине, приваренной к шасси (2 — уголки жесткости).

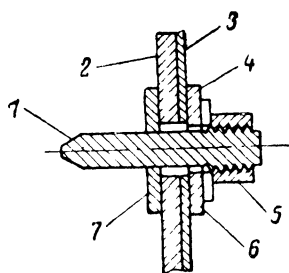


Рис. 6.21. Конструкция регулируемого штыря:

1 — штырь; 2 — каркас; 3 — покрытие; 4 — шайба с радиальными зубьями; 5 — гайка; 6 — фиксирующая шайба; 7 — фланец с радиальными зубьями.

ствие неполной уравновешенности масс силовой и отсчетной цепи и наличия в них зазоров (люфтов) будут вызывать угловые вибрации вращающихся частей элементов. Эти угловые вибрации происходят относительно одного какого-то определенного положения отсчетного элемента, например относительно нулевого положения потенциометра. При

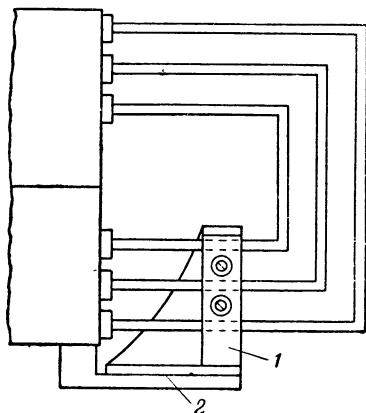


Рис. 6.22. Дополнительное крепление волноводов с помощью связывающих планок 1, жестко соединенных с кронштейном 2.

длительной транспортировке вибрации движка могут повредить обмотку потенциометра, что приведет к нарушению контакта и, следовательно, к неисправности блока, который,

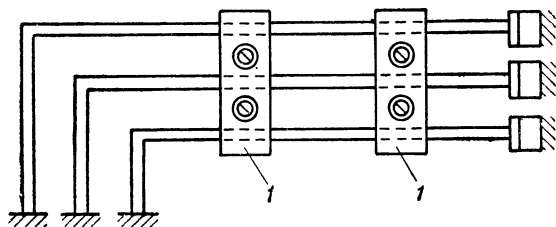


Рис. 6.23. Дополнительное крепление волноводов с помощью связывающих планок 1, повышающих изгибную жесткость волноводов.

может быть, и не был еще в эксплуатации. Такое действие вибрации при транспортировке сказывается на всех элементах, которые имеют подвижные контакты.

Для избежания таких действий вибрации силовую и отсчетную кинематические цепи приходится выполнять

раздельно и соединять их только во время работы фрикционной муфтой. Кроме того, отсчетная кинематическая цепь должна иметь фрикционный тормоз, который включается во время транспортировки и выключается при работе блока.

Экспериментально было проверено, что вибрации корпуса аппаратуры, возникающие при транспортировке по железной дороге, вызывают угловые колебания осей потенциометров в вертикальной плоскости с частотой 7—8 *гц* и в горизонтальной плоскости с частотой 1,5—2 *гц* при включенной фрикционной муфте и отключенной тормозной муфте, т. е. когда силовая и отсчетная кинематические цепи не разделены. После разделения кинематических цепей, т. е. при выключенной фрикционной муфте и включенной тормозной муфте, угловых колебаний осей потенциометров не было.

Выше были рассмотрены примеры крепления блоков, имеющих зазоры (люфты). Общее правило конструирования крепления состоит в том, чтобы оно или полностью устраняло зазоры, или значительно уменьшало действия вибрации, обусловленные наличием зазоров.

6.5. КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОСЛАБЛЕНИЯ ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ

Влияние структурных (корпусных) вибраций на работу РЭА может быть значительно снижено применением корпусов с двойными стенками, соединенными перемычками (рис. 6.24). Одна из стенок служит для восприятия нагрузок и придания корпусу необходимой жесткости, а другая предназначается для увеличения демпфирующих свойств корпуса и ограничения его звукопередающей способности. Виброизолирующие свойства двойной стенки возрастают пропорционально увеличению масс стенок. Результаты большого числа опытов указывают, однако, на уменьшение демпфирующей способности с увеличением веса, приходящегося на единицу площади поверхности стенки. Это может быть объяснено тем, что передача вибраций происходит как по основанию корпуса, так и по перемычкам.

В показанных на рис. 6.24, б конструкциях осуществлено требование возможно большего рассогласования: в качестве второй стенки использована оболочка с весьма ма-

лой изгибной жесткостью. В корпусах с двойными стенками следует учитывать влияние среды в пространстве между стенками. Этот промежуточный слой, так же как в виброизолирующие перемычки, является связующим звеном между стенками. Собственные частоты таких систем расположены в диапазоне до 100 гц. При заполнении пространства между стенками синтетическими материалами или пробкой собственные частоты этих систем могут быть уве-

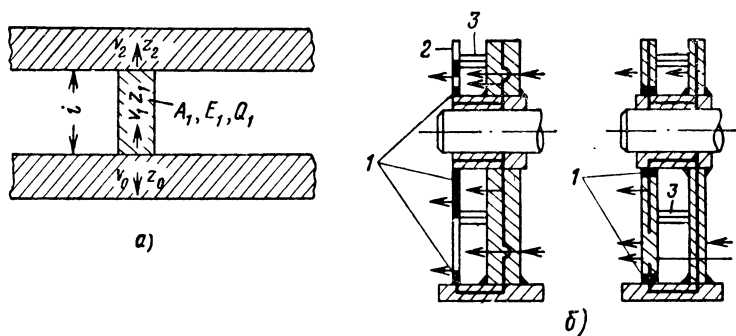


Рис. 6.24. Примеры конструкций с двойными стенками:
а—двойная стенка с перемычкой; б—расположение виброизолирующих конструктивных элементов (1—изолирующие элементы; 2—оболочка малой изгибной жесткости; 3—перемычки).

личены до 500—1000 гц. При высоких собственных частотах могут наступить отклонения от оптимальных условий демпфирования структурных вибраций, если толщина промежуточного слоя кратна длине полуволны колебаний в нем. Средняя величина коэффициента демпфирования и в этом случае остается все же значительно выше, чем в конструкциях с ординарной стенкой того же веса.

Для повышения эффективности демпфирования в конструкциях с двумя стенками рекомендуется:

а) при литом корпусе перемычки выполнять более тонкими по сравнению с поперечным сечением стенок, так как это мало влияет на жесткость конструкций в целом;

б) при сварном корпусе с двойными тонкими стенками сечение перемычек принимать значительно большим поперечных сечений стенок;

в) перемычки изготовлять из синтетических материалов, модуль упругости которых значительно отличается от модуля упругости материала стенок.

Применение двойных стенок эффективно снижает уровень вибраций в радиотехнических блоках с тонкими стенками корпуса. В качестве примера рассмотрим конструкцию корпуса приемника с перемычками между стенками (рис. 6.25). Естественно, что в таком корпусе под действием вибрации возникают корпусные (структурные) вибрации в широком диапазоне частот, которые передаются радиоэлементам, установленным непосредственно на стенках корпуса и на промежуточной печатной плате. Перемычки,

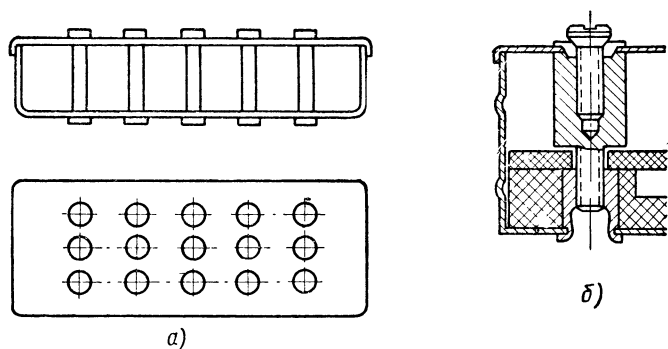


Рис. 6.25: Коробчатая конструкция корпуса приемника с перемычками между стенками (а) и конструкция перемычки (б).
Материал корпуса — латунь толщиной 0,5 мм.

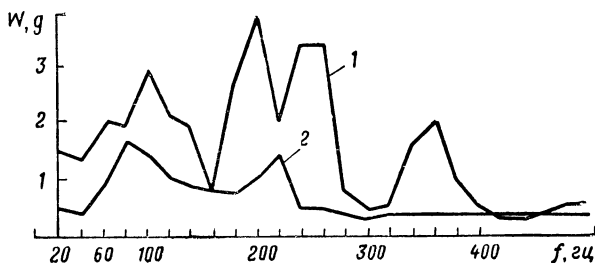
установленные в свободных от монтажа местах, повысили жесткость корпуса и устранили корпусные вибрации в определенном диапазоне частот (рис. 6.26). Так как корпус стал представлять собой двухслойную стенку, то это значительно улучшило вибропрочность и виброустойчивость приемника. При этом вес приемника возрос незначительно, а трудоемкость сборки не изменилась.

Эффективным оказалось применение перемычек и в другом блоке (балочной конструкции), корпус которого имел корытообразную форму и был изготовлен из алюминиевого сплава толщиной 1 мм (рис. 6.27).

Такая конструкция блока, концы которого закреплены на опорах, является достаточно жесткой при действии изгибных вибраций в вертикальной плоскости. Однако жесткость в горизонтальной плоскости в поперечном направлении недостаточна, и при действии вибрации в вертикальном направлении возникают силовые корпусные вибрации

в поперечном направлении. Применение четырех поперечных перемычек (рис. 6.27) позволило устранить такие вибрации в диапазоне частот 10—150 *гц*. При этом перемычки не только повысили жесткость корпуса, но и увеличили его демпфирующие свойства.

Уменьшить действие вибрации на аппаратуру можно применением в конструкции материалов с большим коэффициентом поглощения. Изолирующие свойства материалов можно иллюстрировать на примере собственных колебаний системы с одной степенью свободы, в которой демпферы



Р и с. 6.26. Спектры ускорений, полученных при испытании корпуса приемника на гармонические вибрации:

1 — корпус без перемычек; 2 — корпус с перемычками.

изготовлены из материалов с различными коэффициентами поглощения ψ (рис. 6.28) [61]. Сравнение эффективности демпфирования производится по величине амплитуды и времени затухания колебаний. Например, при $t = 0,5$ сек амплитуды колебаний на графиках рис. 6.28, б и в соответственно в 3 и 23 раза больше амплитуды, изображенной на рис. 6.28, а.

Благодаря значительному коэффициенту поглощения пористая резина, по сравнению с другими материалами, наиболее пригодна для демпфирования колебаний в широком диапазоне частот (рис. 6.28, а).

При конструировании аппаратуры необходимо знать хотя бы ориентировочно коэффициенты поглощения применяемых материалов. Определение коэффициента поглощения материала производят по величине затухания собственных колебаний, по резонансной кривой и по петле гистерезиса. Определение коэффициента ψ по затуханию собственных колебаний основывается на следующей ана-

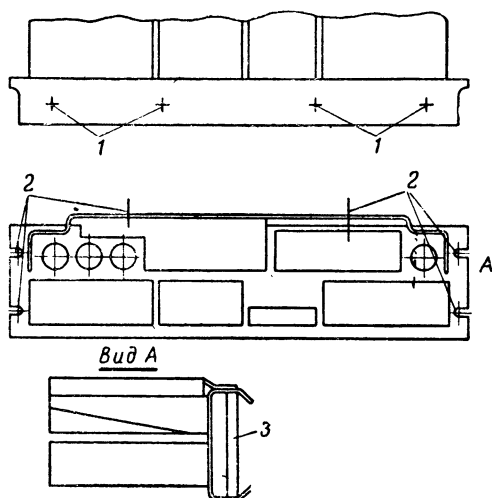


Рис. 6.27. Конструкция шасси блока с дополнительными перемычками:

1 — точки крепления перемычек; 2 — точки крепления шасси к каркасу стойки; 3 — перемычки легкой конструкции.

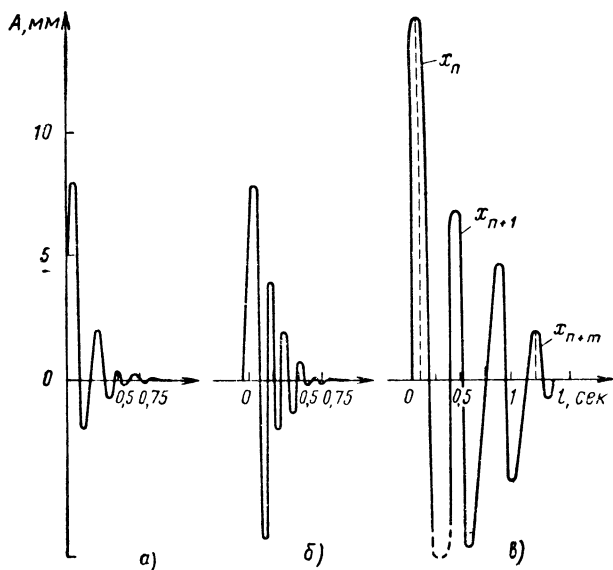


Рис. 6.28. Характеристики демпфирования [61]:

а — пористая резина; б — упругий пневматический элемент;
в — стальная цилиндрическая пружина.

литической зависимости ψ от отношения амплитуд затухающих колебаний (рис. 6.28):

$$\psi = \frac{2}{m} \ln \frac{x_n}{x_{n+m}}, \quad (6.1)$$

где n — номер периода, отвечающий началу участка; m — число периодов на участке осциллограммы.

Погрешность определения ψ по формуле (6.1) зависит от точности измерения амплитуд колебаний x_n и x_{n+m} , записанных на осциллограмму.

Так как логарифмический декремент колебаний равен

$$\delta = \ln \frac{x_n}{x_{n+1}},$$

то

$$\psi = 2\delta. \quad (6.2)$$

Формула (6.2) справедлива при любом законе затухания [59].

Определение коэффициента ψ по резонансной кривой для системы с одной степенью свободы, имеющей резонансную частоту f_0 , производится по формуле [11]

$$\psi = 2\pi \frac{\Delta f}{f_0}, \quad (6.3)$$

где Δf — ширина резонансной кривой на уровне 0,707 от резонансной амплитуды, или по формуле [9]

$$\psi = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \frac{\Delta f}{f_0} \left(1 - \frac{\Delta f^2}{f_0^2} \right), \quad (6.4)$$

где Δf — ширина резонансной кривой на уровне 0,5 от резонансной амплитуды.

При больших значениях коэффициента ψ лучше подходит способ определения ψ по резонансной кривой.

Определение коэффициента поглощения по петле гистерезиса основано на использовании зависимости (§ 1.2)

$$\psi = 2\pi \frac{R_0}{S_0} = \frac{\Delta \Pi}{\Pi}, \quad (6.5)$$

где R_0 — амплитуда силы неупругого сопротивления; S_0 — амплитуда упругой силы; ΔP — площадь петли гистерезиса; P — площадь, соответствующая работе силы P при статической деформации $x_{ст}$; $P = \frac{Px_{ст}}{2} m$; m — масштаб, одинаковый с масштабом ΔP .

Для определения силы неупругого сопротивления R_0 в образце, как в системе с одной степенью свободы, возбуждают резонансные колебания, при которых сила R_0 становится равной внешней силе P_0 . Задавая силу P_0 и измеряя силу S_0 при установившихся резонансных колебаниях образца, определяют величину $\psi/2\pi$ как отношение этих сил [5].

Коэффициент поглощения материала является неустойчивой величиной, зависящей от ряда условий. Поэтому его численные значения должны даваться с указанием основных условий, при которых определялось значение ψ : вид напряженного состояния; частота и амплитуда деформации при колебаниях; температура материала при испытании.

Коэффициент ψ и его зависимость от напряжения $\psi(\sigma)$ сильно зависят от марки стали.

В табл. 6.5 даны значения коэффициента ψ для некоторых материалов при поперечном изгибе образца в интервале относительной деформации $1 \cdot 10^{-5} \leq \epsilon \leq 100 \cdot 10^{-5}$ [58].

Большим коэффициентом поглощения обладают магнитные сплавы.

Таблица 6.5

Коэффициенты поглощения при поперечном изгибе

Материал	ψ
Сталь 3	0,01—0,03
Алюминий	0,03—0,044
Резина разных сортов	0,2—1,2
Дерево	0,07—0,11
Бетон, железобетон	0,26—0,3
Стекло	0,023

Коэффициенты поглощения конструкций могут быть больше коэффициентов поглощения материалов, из которых они выполнены, в следующих случаях.

1. Если конструкция блока РЭА выполнена из двух и более материалов, причем второй материал обладает большим коэффициентом поглощения, чем основной материал.

Коэффициент поглощения конструкции, выполненной из двух разнородных материалов с коэффициентами ψ_1 и ψ_2 , вычисляется по формуле [58]

$$\psi = \frac{\psi_1 D_1 + \psi_2 D_2}{D_1 + D_2}, \quad (6.6)$$

где D_1 и D_2 — обобщенные суммарные жесткости частей конструкции. Общая жесткость конструкции равна $D = D_1 + D_2$.

2. В конструкции блока имеются заклепочные, сварные и другие соединения, в которых при вибрации могут возникать высокие местные динамические напряжения и силы сухого трения, которые увеличивают коэффициент поглощения.

3. Конструкция блока состоит из многих совместно работающих элементов, и действие вибрации на один элемент вызывает вибрации всей конструкции. Энергия поглощается не только в элементе, на который непосредственно действуют вибрации, но и во всех элементах конструкции.

Увеличить затухание вибрации можно путем применения в конструкции пенополиуретановых материалов ПУ-3 [23]. Блоки печатного монтажа имеют каркасы для крепления печатных плат. Каркасы из материала ПУ-3 на плате из стеклотекстолита в сочетании с блоком из сплава АМГ, изготовленного методом штамповки, имеют повышенную вибропрочность и жесткость. Результаты испытаний показали хорошую виброустойчивость таких конструкций.

Пенополиуретан ПУ-3 представляет собой жесткий газонаполненный пластик, применяемый в качестве заливаемого материала при получении трехслойных конструкций.

6.6. ЗАВИСИМОСТЬ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ БЛОКОВ И ДЕТАЛЕЙ ОТ ИХ РАЗМЕРОВ

Для определения зависимости собственной частоты блоков от их размеров воспользуемся законами подобия, с помощью которых можно определить, во сколько раз собст-

венная частота модели будет выше собственной частоты реального блока, который в дальнейшем будем называть базовым.

В нашем случае модель будет являться также натурным блоком, но имеющим уменьшенные или увеличенные размеры по отношению к базовому блоку.

Законы подобия и методы моделирования освещены в литературе [3, 11], поэтому здесь используются лишь основные результаты.

Обозначим через α масштаб модели, через β отношение удельных весов базового блока γ_6 и модели γ_m :

$$\beta = \frac{\gamma_6}{\gamma_m},$$

и через φ отношение модулей упругости материалов базового блока и модели:

$$\varphi = \frac{E_6}{E_m}.$$

Примем следующие масштабы нагрузок.

Сосредоточенная поверхностная нагрузка на модели

$$P_m = \frac{\alpha^2}{\beta} P_n.$$

Объемные силы (собственный вес конструкции)

$$q_m = \frac{\alpha^2}{\beta} q_n.$$

Координаты точек приложения этих сил на модели равны величинам координат на базовом блоке, измененным в α раз.

Рассмотрим, например, П-образную раму как элемент конструкции блока, прогиб которой можно представить формулой

$$x_{ст} = \frac{Pl^3}{96EJ_p} \frac{2k+1}{k+2}.$$

Характеристика рамы

$$k = \frac{J_p h}{J_c l},$$

где h , l , J_c и J_p — соответственно высота стойки, пролет ригеля, момент инерции стойки и момент инерции ригеля.

Геометрические характеристики модели связаны с натурными характеристиками следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} h_M &= \alpha h_H; & J_{cM} &= \alpha^4 J_{cH}; \\ l_M &= \alpha l_H; & J_{pM} &= \alpha^4 J_{pH}; \\ k_M &= k_H. \end{aligned}$$

Подставляя в формулу для прогиба значения нагрузок и геометрических характеристик модели, выраженные через соответствующие величины натурального блока, для прогиба модели получаем

$$y_M = \frac{\alpha^2 \varphi}{\beta} f_H. \quad (6.7)$$

Частоты собственных колебаний системы могут быть записаны в виде

$$\omega = \frac{\lambda}{V y}, \quad (6.8)$$

где λ — численный коэффициент, не зависящий от геометрических размеров системы.

Подставляя значение y_M из (6.7) в (6.8), получаем

$$f_M = \frac{f_H}{\lambda} \sqrt{\frac{\beta}{\varphi}}. \quad (6.9)$$

В случае, когда модель изготовлена из того же материала, что и базовый блок, $\beta = \varphi = 1$ и формула (6.9) примет вид

$$f_M = \frac{f_H}{\alpha}, \quad (6.10)$$

т. е. собственная частота модели будет отличаться от собственной частоты базового блока в α раз.

Следовательно, если сохраняется геометрическое подобие блоков, отличающихся размерами в α раз и изготовленных из одинакового материала, то собственные частоты этих блоков будут отличаться также в α раз.

В качестве примера приведем значения собственных частот колебаний моделей фундамента турбогенератора (табл. 6.6), заимствованные из работы [3].

Таблица 6.6

Частота собственных колебаний модели, гц

Номер опыта	Вертикальные колебания при σ			Поперечные колебания при α		
	1 : 10	1 : 15	1 : 20	1 : 10	1 : 15	1 : 20
1	6,6	10	16,6	7	12,5	14
2	67	100	120	50	73	100
3	160	275	310	100	150	210
4	200	320	400	230	305	410

Из табл. 6.6 следует, что при уменьшении модели в α раз частота собственных колебаний увеличивается примерно в такое же число раз. Приведенные в таблице экспериментальные данные достаточно хорошо согласуются с формулой (6.10).

В определенных пределах изменения масштабного коэффициента α зависимость (6.10) справедлива при всех промежуточных значениях α .

6.7. ВИБРОПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ РЭА

В радиоэлектронной аппаратуре применяют два вида соединений: разъёмные, допускающие полную разборку узла, и неразъёмные. К первому виду относятся в основном резьбовые соединения, ко второму — пайка, сварка, клепка, развальцовка, запрессовка, склеивание.

ВИБРОПРОЧНЫЕ РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Основным недостатком резьбовых соединений является самоотвинчивание при действии вибраций.

Крутящий момент отвинчивания M_o , необходимый для определения начала отвинчивания резьбового соединения, определяется по формуле

$$M_o = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\rho - \alpha) + \frac{\mu D_{cp}}{2} \right],$$

где Q — сила, действующая вдоль оси болта; ρ — угол трения; α — угол подъема винтовой линии резьбы; μ — коэффициент трения между опорной поверхностью гайки и поверхностью, на которую она опирается; $D_{\text{ср}} = (D + d)/2$ — средний диаметр поверхности гайки или головки винта; D — наружный диаметр торцевой опорной поверхности гайки; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр резьбы; d — диаметр отверстия под болт.

При знакопеременной нагрузке, когда сила $Q = 0$, крутящий момент отвинчивания будет также равен нулю или иметь малое значение, поэтому может возникнуть самоотвинчивание.

Для устранения этого недостатка применяют различные способы предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.

Рекомендуется закручивать болт до необратимой деформации нижних витков нарезки. При этом достигается максимальная жесткость соединения, уменьшаются колебания напряжения болта и увеличивается сопротивление усталости. Создать такую предварительную необратимую деформацию можно путем прикладывания известного крутящего момента к головке болта или гайки тарировочным ключом, оценивая при этом предварительное напряжение σ_0 из соотношения

$$M_{\text{кл}} = 0,2 d \sigma_0,$$

где $M_{\text{кл}}$ — крутящий момент, создаваемый на ключе; d — диаметр болта; σ_0 — напряжение предварительной нагрузки.

Например, для создания предварительного напряжения $\sigma_0 = 1400 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ для болта диаметром $d = 12 \text{ мм}$ крутящий момент должен быть $M_{\text{кл}} = 0,2 \cdot 0,012 \cdot 1400 \cdot 10^5 \approx 3,4 \cdot 10^5 \text{ н} \cdot \text{м}$.

В процессе эксплуатации напряжение резьбового соединения ослабевает, поэтому для сохранения жесткости соединения необходимо производить периодические проверки.

Резьбовые соединения с плотной или тугой посадкой, высоким классом точности и чистоты обработки резьбы менее подвержены самоотвинчиванию, чем резьбы со свободной посадкой. То же относится к резьбе с мелким шагом, так как они имеют больший момент трения, чем резьбы с крупным шагом.

Для устранения самоотвинчивания применяют контрольные шайбы и другие способы стопорения резьбовых соединений, из которых наиболее распространенным для резьбовых соединений малых размеров является стопорение нитроэмалью и нитроклеем [23].

В материалах из легких сплавов и полимеров действие переменных нагрузок вызывает усталостные трещины и выкрашивание резьбы. Для устранения этого недостатка вводят резьбовые втулки, выполненные из прочного материала с большим коэффициентом трения.

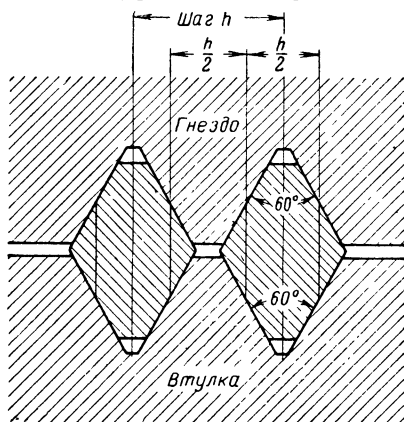


Рис. 6.29. Сечение и размеры одного витка упругой вставки.

Заливка, запрессовка и ввинчивание резьбовых втулок хотя и очень распространены, но не всегда удовлетворяют условиям вибропрочности. Лучшая конструкция в этих случаях основана на применении упругой вставки, свитой по винтовой линии из металлического прута [61].

Сечение прута предварительно калибруется и ему придается вид ромба с двумя срезанными противоположными вершинами, стороны которого образуют угол, равный углу профиля резьбы. Большая диагональ ромба равна сумме впадин резьб втулки и гнезда. Наружный диаметр упругой вставки несколько больше диаметра гнезда, благодаря этому при ввинчивании происходит обжатие упругой вставки в резьбовом отверстии детали. Внутренние размеры упругой вставки после ее ввинчивания такие же, как у нормальной резьбы (рис. 6.29).

На рис. 6.30 приведен эскиз стальной упругой вставки для резьбы М4.

Применение упругой вставки дает следующие улучшения резьбового соединения.

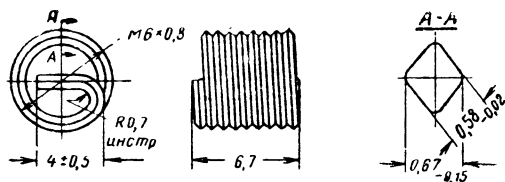


Рис. 6.30. Упругая вставка для резьбы М4

Упругая вставка и резьбовое соединение при действии вибрации не вывинчиваются. Благодаря упругости вставки вызываемые ею напряжения не приводят к растрескиванию материала детали. Вставка имеет вес в 2—3 раза меньшей, чем резьбовые втулки.

Если требуется особо легкая деталь, то применение упругой вставки наиболее рационально, поскольку позволяет применять деталь и винты, изготовленные из полимерного материала.

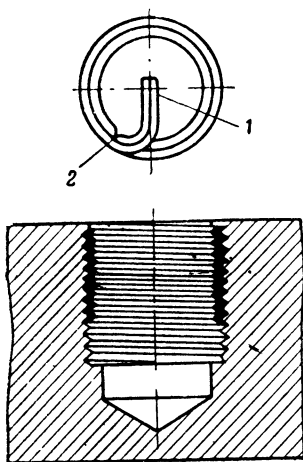


Рис. 6.31. Установленная упругая вставка:

1 — захват; 2 — надрез, облегчающий отделение захвата после ввинчивания вставки.

Нержавеющая сталь, использованная для изготовления упругой вставки, не изменяет своей структуры при высоких температурах, благодаря чему упругость ее не снижается, что позволяет применять этот способ соединения при сравнительно высокой температуре.

Соответствующий выбор материала упругой вставки обеспечивает ее стойкость почти против всех агентов, вызывающих коррозию.

Прочность резьбового соединения с упругой вставкой определяется геометрическими размерами, материалом пары вставка — винт и глубиной ввинчивания винта в резьбу. Глубина ввинчивания винта должна быть не менее 0,75 диаметра резьбы.

Для ввинчивания и вывинчивания упругой вставки применяют коловорот специальной конструкции. Патрон коловорота удерживает нижний конец упругой вставки, отогнутый в радиальном направлении и используемый как захват, который после ввинчивания можно отделить (рис. 6.31).

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварные соединения должны быть точно рассчитаны и качество сварки должно контролироваться. Самым распространенным дефектом является чрезмерная концентрация напряжений, ведущая к быстрой усталости материала и, следовательно, ослабляющая способность конструкции противостоять ударам и вибрациям. Концентрацию напряжений можно уменьшить, сокращая число участков контактирования прерывистой сварки. Например, отдельные сварочные швы в серии прерывистых швов должны иметь длину по меньшей мере 40 мм, идти с интервалом 100 мм. Внутренние трещины можно устранить только тщательной проверкой качества сварки, во время которой должны контролироваться глубина сварки и качество сплавления по нижней границе шва. Сварка может производиться электрическим или газовым сварочным аппаратом. Последующая тепловая обработка позволяет уменьшить остаточные напряжения и увеличить сопротивление усталости.

Точечная сварка — быстрый, удобный и экономичный метод соединений, но применять ее в конструкциях, подверженных действию ударов и вибраций, можно лишь с большой осторожностью. Элементы, несущие основные нагрузки, не должны соединяться точечной сваркой. Для крепления металлического покрытия к каркасу этот метод вполне приемлем. Даже если усовершенствование техники точечной сварки и может привести к увеличению прочности соединений, выполненных этим способом, точечная сварка слабее обычной вследствие высокой concentra-

ции напряжений вблизи контакта двух поверхностей. Соединения точечной сваркой можно считать удовлетворительными только в том случае, если проводятся регулярные проверки качества сварки. Со временем качество соединений может быстро ухудшаться; по внешним признакам это ухудшение очень трудно обнаружить. Тем не менее существует методика контроля качества точечной сварки, которой необходимо строго придерживаться [23].

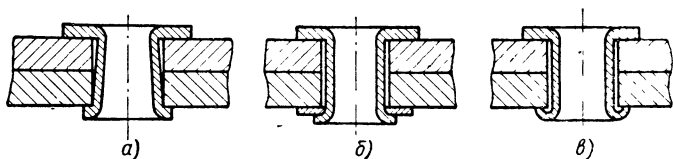


Рис. 6.32. Соединения пустотелыми заклепками:
а — с плоской головкой; б — с плоской головкой и шайбой; в — с закругленной головкой.

Соединения с помощью заклепок при условии правильного их расчета достаточно эффективно выполняют свои функции. Клепку необходимо производить в горячем состоянии во избежание излишней концентрации остаточных напряжений и для обеспечения плотного контакта соединяемых элементов. В конструкциях, которые должны противостоять ударам и вибрациям, нельзя применять холодную клепку и, в частности, заклепки, забиваемые одним ударом штампа. Холодная клепка ввиду больших концентраций остаточных напряжений имеет сравнительно большую вероятность разрушения, жесткость соединения со временем уменьшается. Соединения с развивающимися скользящими сдвигами обладают сравнительно малыми сопротивлениями усталости.

Применяются также пустотелые заклепки из алюминия, латуни, меди и сплава, которые используются главным образом для соединения деталей из изоляционных материалов, а также для соединения пластмассовых или керамических деталей с металлом (рис. 6.32).

Расчет и опыт применения показал, что наиболее вибропрочными являются заклепки с округлой головкой. Заклепки с плоской головкой применять не рекомендуется, так как при действии вибрации происходит срез плоской головки.

РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИЙ РЭА НА УСТОЙЧИВОСТЬ К ДЕЙСТВИЮ ВИБРАЦИИ И УДАРОВ

7.1. РАСЧЕТ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

При расчете частот собственных колебаний конструкцию РЭА условно заменяют эквивалентными расчетными схемами, для которых известны аналитические зависимости. Основное условие замены состоит в том, чтобы расчетная схема возможно ближе соответствовала реальной конструкции и имела минимальное число степеней свободы. Так как резонансные частоты одинаково вредны для всех радиоэлементов, то при конструировании необходимо хотя бы приближенно определять частоты собственных колебаний элементов и конструкции аппаратуры. Расчет целесообразно начинать с радиоэлементов, затем переходить к расчету панелей, узлов и блоков.

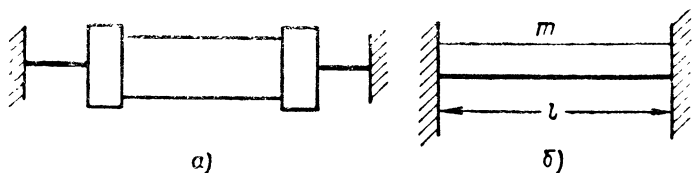
Если, например, при конструировании блока выяснилось, что резисторы МЛТ-0,5 будут крепиться к платам с линейной формовкой выводов (рис. 7.1, а), то можно выбрать расчетную схему с одной степенью свободы и считать массу резистора равномерно распределенной по длине пролета l (рис. 7.1, б).

Собственная частота для такой схемы крепления определяется по формуле

$$f = \frac{\alpha}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}. \quad (7.1)$$

Если принять $\alpha = 3,56$, $E = 1,2 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2$; $J = 0,1 \text{ д}^4$; $d = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $l = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $m = 1 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м}$, то, подставив эти значения в формулу (7.1), найдем $f = 25\,000 \text{ гц}$.

Чтобы не повторять каждый раз расчет, были составлены графики для приближенного определения собственных частот резисторов и конденсаторов в зависимости от длины выводов для двух способов (*A* и *B*) крепления деталей (рис. 7.2—7.6 и 7.7, 7.8). Графики составлены в логарифмических координатах. По оси абсцисс отложена длина



Р и с. 7.1. Схема крепления детали (*a*) и эквивалентная колебательная система (*б*).

вывода l , по оси ординат — собственная частота f . Линейное уравнение, получаемое после логарифмирования выражения (7.1), имеет вид

$$\lg f = \lg \alpha \sqrt{\frac{EJ}{m}} - 2 \lg l. \quad (7.2)$$

Допустим, что по условиям эксплуатации собственные частоты радиоэлементов должны быть выше 2000 *гц*. Тогда на графиках рис. 7.2—7.8 проводим горизонтальную линию на уровне 2000 *гц*. Пересечение этой линии с линией частот каждого элемента определяет необходимую длину вывода при монтаже деталей. Например, для резисторов ВС-0,25 (рис. 7.2) длина вывода должна быть не более 5 *мм*.

Если рассчитать длину выводов практически невозможно, то выбирают такую длину вывода, которую можно практически осуществить, но при этом корпус элемента должен иметь дополнительное крепление к плате.

Наиболее распространенным способом приближенного расчета собственных частот является замена реальной конструкции РЭА балочными схемами, способы расчета которых подробно исследованы и описаны в технической литературе [1, 17, 56].

Следует иметь в виду, что даже приближенные методы определения частот собственных колебаний балок применительно к расчету низших собственных частот РЭА в большинстве случаев являются излишне точными и громоздкими.

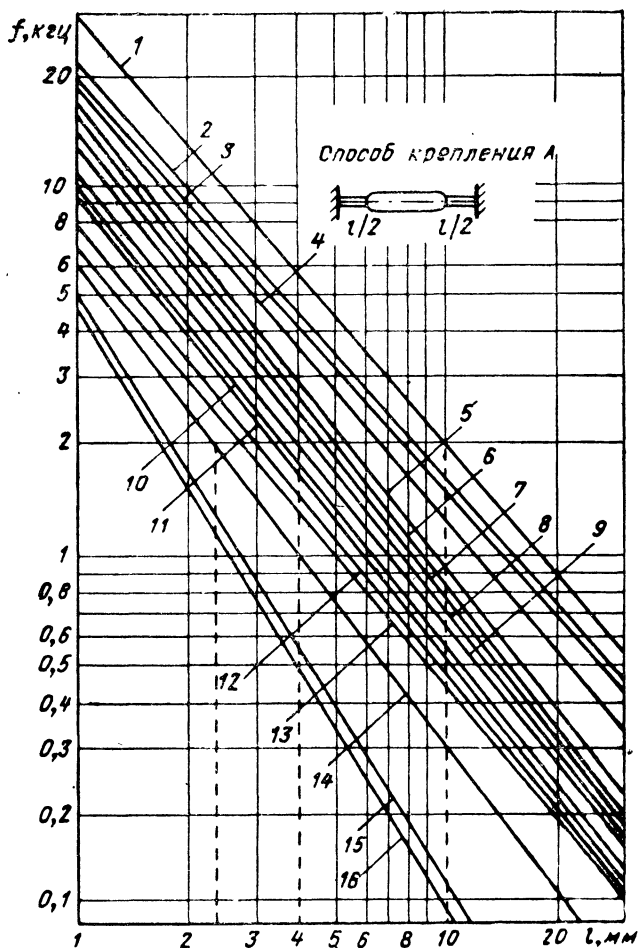


Рис. 7.2. Частоты собственных колебаний различных типов резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу А:

- 1) КОН-0,5; 2) КОН-0,25; 3) МЛТ-1; 4) УЛМ-0,12; 5) МЛТ-2; 6) ВС-0,25; 7) КБГ-ИК1; 8) КТ-1; 9) КБГ-ИК4; 10) ВС-1; 11) КТ-2; 12) КСО-2; 13) КСО-5; 14) БМ-1; 15) КД-2; 16) КТ-2.

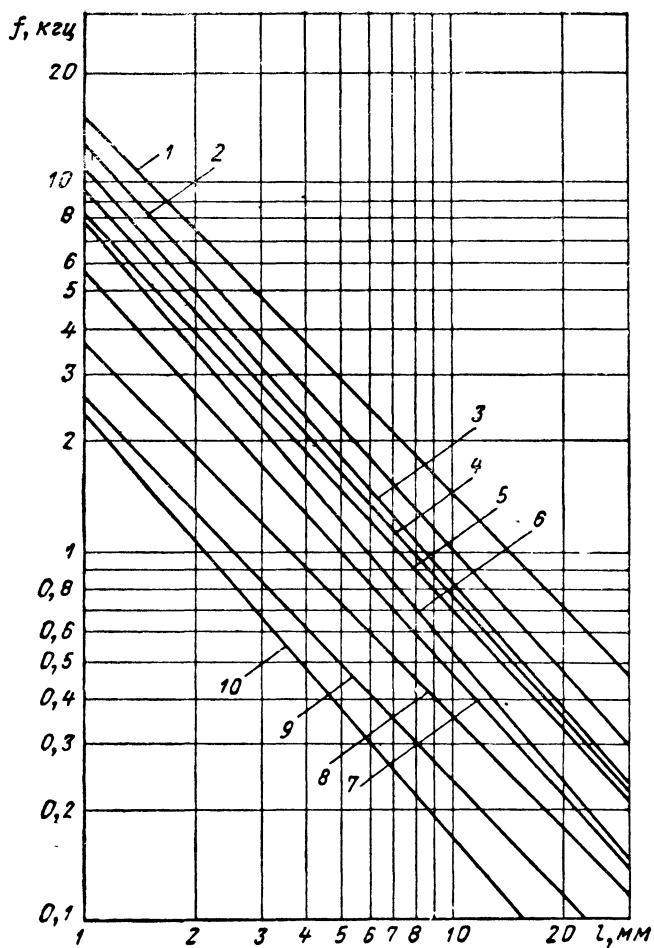


Рис. 7.3. Частоты собственных колебаний резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу А:

- 1) С2-6-0,5; 2) ММТ-1; 3) С2-6-1; 4) КД-1; 5) КМ-5; 6) КСО-1;
7) С2-6-2; 8) БМТ-1; 9) БМТ-2; 10) КЛВ-10.

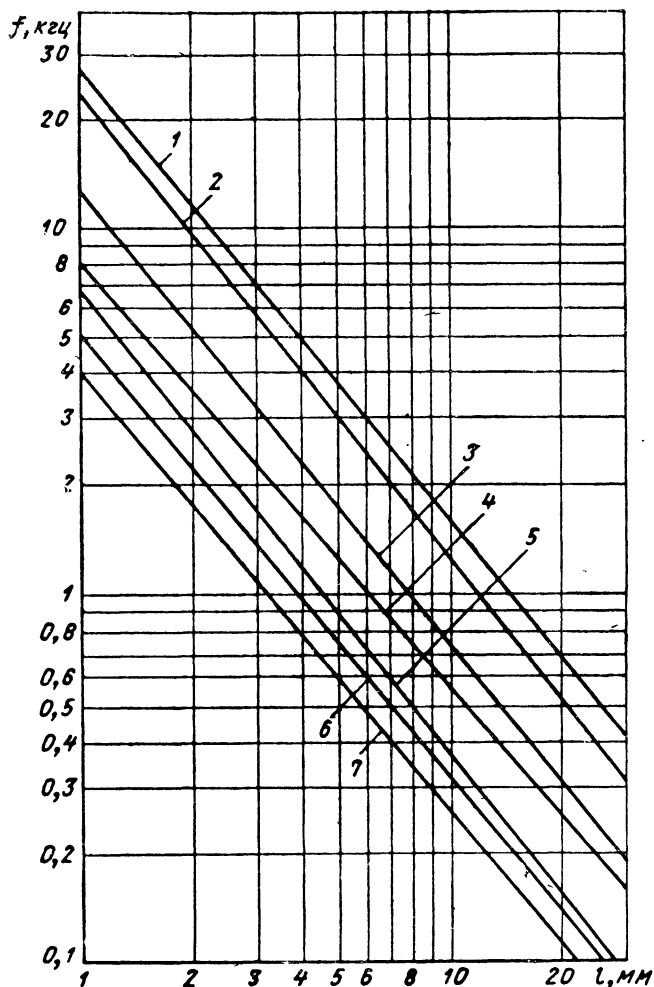
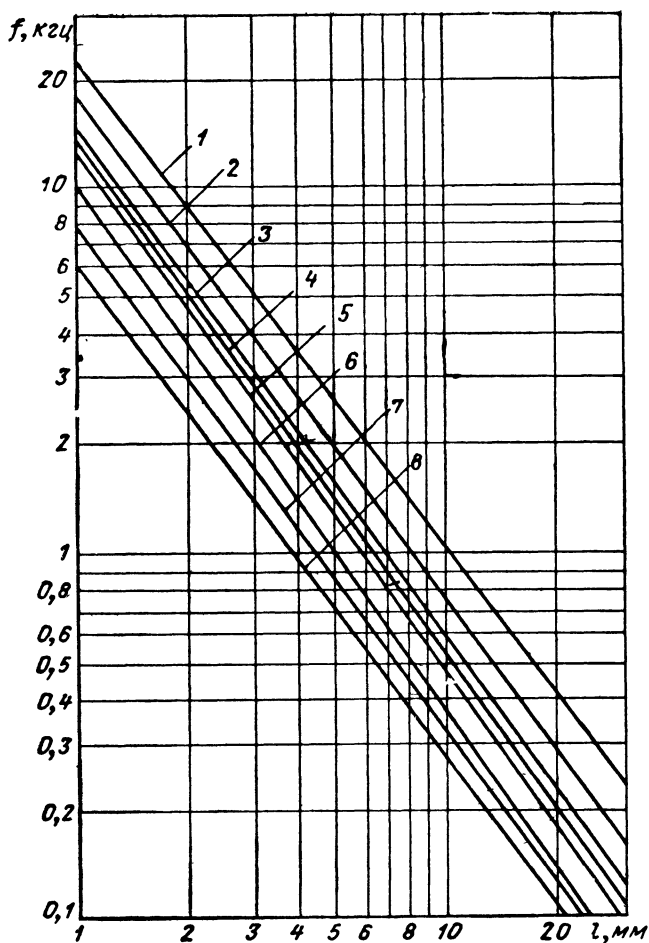


Рис. 7.4. Частоты собственных колебаний резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу А:

- 1) МЛТ-0,5; 2) КИМ-0,12; 3) КБГ-И, К23 и ВС-0,5; 4) КБЗ-1 (ОП) и ММТ-4; 5) ВЗ-2; 6) КБТ- ИКБ; 7) КБГ-И К6,



Р и с. 7.5. Частоты собственных колебаний резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу А:

1) БМ-2; 2) КЛМ-2; 3) МОН-1; 4) КЛМ-1; 5) МТ-1; 6) МТ-2; 7) МОН-2; 8) УЛИ-1.

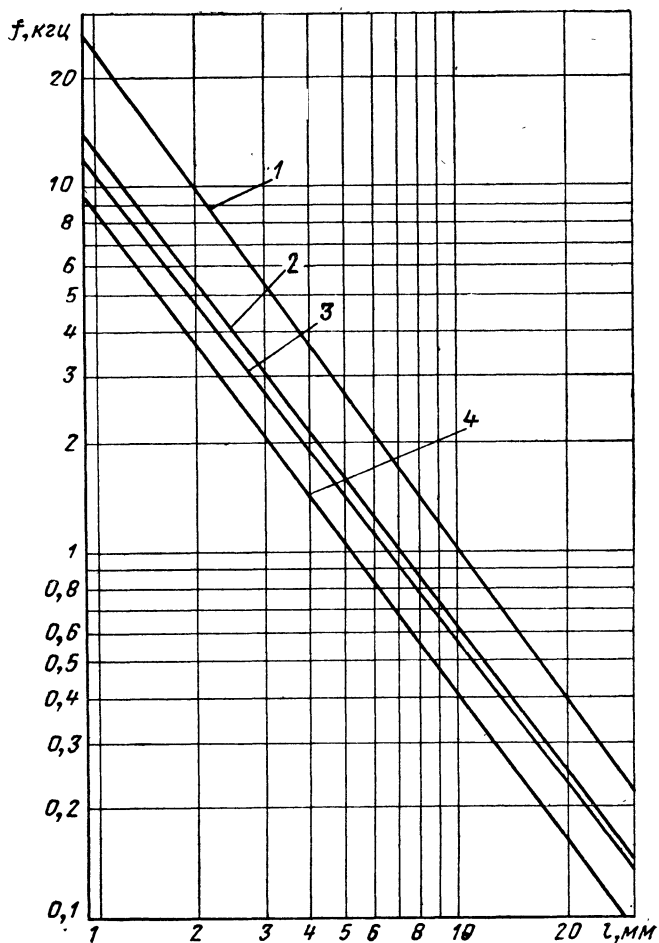


Рис. 7.6. Частоты собственных колебаний резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу А:

1) МОН-0,5; 2) УЛИ-0,1; 3) УЛИ-0,25; 4) УЛИ-0,5.

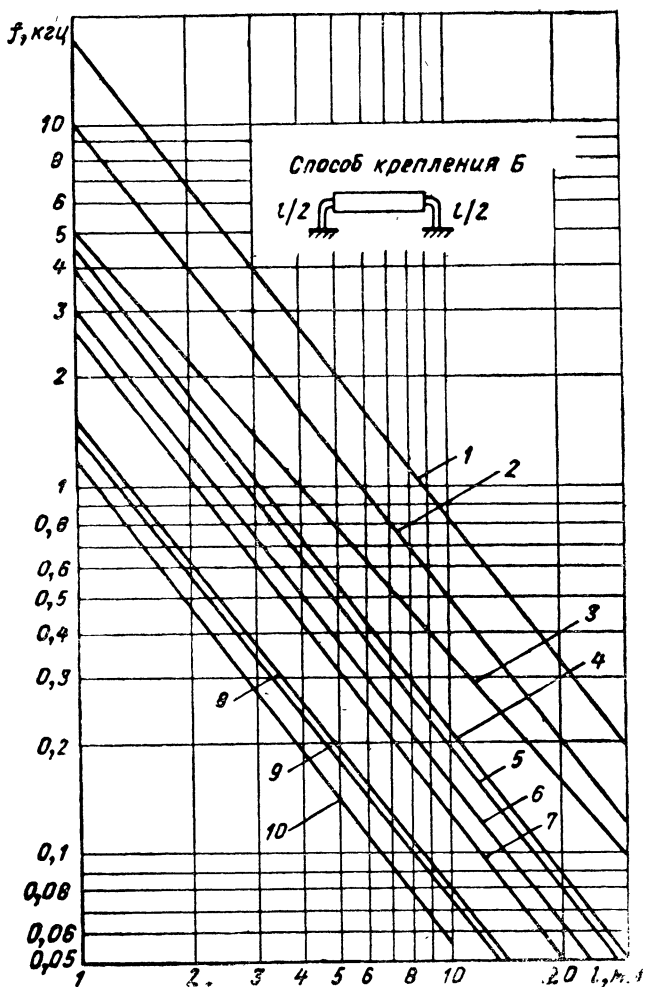


Рис. 7.7. Частоты собственных колебаний резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу Б:

- 1) МЛТ-0,5; 2) МЛТ-1; 3) КД-1; 4) КТ-2; 5) КСО-5; 6) КВГ-ИК4;
7) КД-2; 8) ВС-2; 9) КВГ-ИК5; 10) КВГ-ИК6.

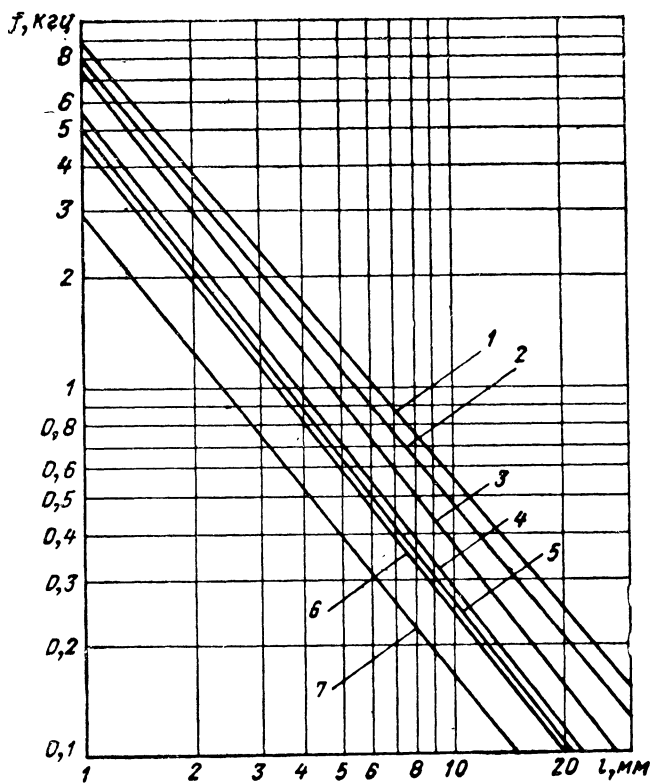


Рис. 7.8. Частоты собственных колебаний резисторов и конденсаторов, закрепленных по способу Б:
 1) КИМ-0,12; 2) УЛМ-0,12; 3) МЛТ-2; 4) КСО-1; 5) КСО-2; 6) ВС-0,25;
 7) ВС-0,5.

Например, в практике встречается задача: определить, будет ли основная собственная частота конструкции аппаратуры превышать частоту 120 гц. Если приближенный расчет показал, что собственная частота превышает частоту 120 гц в полтора — два раза, то считается, что конструкция выдержит испытания, и более точного расчета производить не следует. Если же приближенный расчет показал, что собственная частота не превышает заданной частоты, то следует не уточнять расчет, а изменить конструкцию аппаратуры с целью повышения ее собственной частоты. Такой приближенный расчет является лишь сравнительным и позволяет выбрать удовлетворительную конструкцию аппаратуры.

7.2. ОБЩИЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Собственные частоты изгибных колебаний любого элемента конструкции блока, замененного эквивалентной схемой балки, определяются по следующей общей формуле [58]:

$$f = \frac{\varphi}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (7.3)$$

где φ — безразмерный коэффициент частоты, зависящий от вида конструкции и способа закрепления; l — длина пролета балки; EJ — жесткость, эквивалентная для данной частоты собственных колебаний фактической жесткости; m — приведенная погонная масса, которая с учетом действия распределенной и сосредоточенной массы определяется по формуле

$$m = m_0 + \frac{1}{l} \sum_{s=1}^n k_s m_s, \quad (7.4)$$

где m_0 — равномерно распределенная погонная масса; m_s — сосредоточенная масса; s — номер массы; s_0 — число сосредоточенных масс на балке; k_s — коэффициент приведения сосредоточенной массы m_s к равномерно распределенной (табл. 7.1). Значения коэффициента k_s в зависимости от определяемой частоты, относительной абсциссы со-

средоточенной массы $\alpha_s = x_s/l$ (рис. 7.9) и вида закрепления концов балки приведены в табл. 7.1.

При одинаковых сосредоточенных массах m_s , расположенных через равные интервалы, приведенная масса определяется по формуле

$$m = m_0 + (s_0 + 1) \frac{m_s}{l}. \quad (7.5)$$

Коэффициенты частоты f для различных видов балок и характера нагрузки приведены в табл. 7.2 и 7.3.

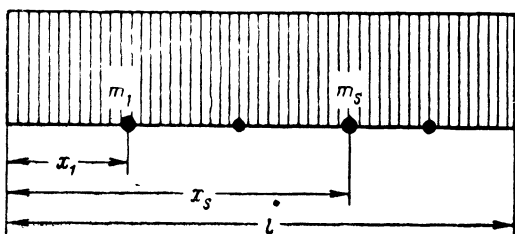


Рис. 7.9. Схема приведения распределенной массы к сосредоточенным массам.

Таблица 7.1

Коэффициенты приведения k_s сосредоточенной массы к распределенной

Вид закрепления балки	Значения $\alpha_s = x_s/l$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Один конец зашкелен, другой свободен	0 0,03	0,02 0,36	0,08 1,11	0,21 1,87	0,46 2,04	0,85 1,39	1,38 0,4	2,1 0,02	2,97 1,1
Оба конца оперты	0,19 0,69	0,69 1,81	1,31 1,81	1,81 0,69	2,0 0	1,81 0,69	1,31 1,81	0,69 1,81	0,19 0,69
Один конец зашкелен, другой оперт	0,31 0,84	1,07 1,94	1,86 1,44	2,27 0,18	2,09 0,33	1,16 1,74	0,72 2,23	0,21 1,15	0,02 0,15
Оба конца зашкелены	0,04 0,21	0,37 1,46	1,2 2,27	2,12 1,07	2,52 0	2,12 1,07	1,2 2,27	0,37 1,46	0,04 0,21

Примечание. В первой строке каждой графы даны значения коэффициентов k_s для частоты f_1^0 , во второй—для частоты f_2^0 ; частоты f_1^0 и f_2^0 соответствуют первой и второй формам колебаний.

Таблица 7.2

Коэффициенты частоты φ для балок с равномерно-распределенной нагрузкой

Вид закрепления балки	Номер гармоники				
	1	2	3	4	5
Оба конца жестко закреплены или оба конца свободны	3,56 28	9,82 77,3	19,3 149,8	31,9 251	47,4 363
Один конец жестко закреплен, другой лежит на опоре	2,45 19,2	7,95 62,5	16,6 130,3	28,4 221	43,3 340
Оба конца лежат на опорах	1,57 12,4	6,3 49,5	14,1 110	24,2 190	39,1 306
Один конец жестко закреплен, другой свободен	0,56 4,41	3,5 27,43	9,83 77	19,3 151,5	31,9 252
	Отношение длин пролетов l_1/l				
	0,1	0,4	0,6	0,7	1
Четырехпролетная балка с равными крайними пролетами и длиной	1 7,85	1,82 14,3	3,2 25	3,6 28	2,38 18,7

Примечание. Во второй строке указаны коэффициенты частоты для стержней круглого сечения (7,6).

Рассмотрим частный случай определения собственных частот сплошных круглых стержней. Собственные частоты изгибных колебаний сплошных круглых стержней определяются по формуле

$$f_d = \frac{\varphi d}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \varpi, \quad (7.6)$$

где d — диаметр стержня, см; l — длина стержня, см; φ — коэффициент частоты, зависящий от вида закрепления стержня, жесткости закрепления и наличия других масс на стержне; $\sqrt{E/\rho}$ — величина, пропорциональная скорости распространения звука в материале (E — модуль упругости; ρ — плотность стержня).

Коэффициенты частоты φ для различных видов закрепления стержней приведены в табл. 7.2 (вторая строка).

В табл. 7.4 указаны значения физико-механических параметров некоторых материалов при нормальных внеш-

Таблица 7.3

Коэффициенты частоты φ_1 основного тона изгибных колебаний
однопролетных балок с сосредоточенной нагрузкой

Вид закрепления балки	Отношение масс $n=M/ml$							Отноше- ние l_1/l
	1	2	4	6	8	10	20	
Один конец жестко закреплен, на другом свободном — масса M	0,31	0,23	0,16	0,13	0,102	0,087	0,057	—
Оба конца на опорах, по середине балки масса M	0,92	0,64	0,57	0,46	0,41	0,36	0,24	—
Свободная балка с одинаковыми массами на концах	1,82	1,67	1,63	1,61	1,6	1,6	1,6	—
Свободная балка, посредине масса M	0,67	0,635	0,605	0,585	0,575	0,565	0,56	—
Симметричная балка на двух опорах с одинаковыми массами на консольных концах	0,48	0,46	0,44	0,41				0,1
	0,52	0,45	0,36	0,32				0,2
	0,48	0,38	0,28	0,27				0,3
	0,41	0,31	0,23	0,22				0,4
	0,36	0,27	0,19	0,19				0,5
	0,31	0,23	0,16	0,15				0,6

Таблица 7.4

Физические параметры некоторых материалов
при нормальной температуре

Материал	$E \cdot 10^{-11}$, н/м ²	$\rho \cdot 10^{-2}$, н/м ³	$\sqrt{E/\rho} \cdot 10^{-4}$
Сталь	2—2,2	7,8	1,67
Алюминий	0,73	2,7	1,64
Медь	1,32	8,9	1,22
Молибден	3,37	10,2	1,82
Никель	2,1	8,8	1,55
Титан	1,06	4,5	1,57
Рений	4,75	21	1,51
Вольфрам	4,16	19,3	1,47
Тантал	1,9	16,6	1,06
Цирконий	0,7	6,5	1,04
Ниобий	0,87	8,6	1,00
Платина	1,74	21,4	0,90
Серебро	0,82	10,5	0,88
Золото	0,78	19,3	0,63
Свинец	0,17	11,3	0,40
Дюралюминий . .	0,72	2,7	1,640

них условиях. Из рассмотрения табл. 7.4 и формулы (7.6) можно сделать вывод, что подбором соответствующего материала можно повысить собственную частоту не более чем в 2 раза. Повышения собственной частоты можно достигнуть путем улучшения конструкции. Как видно из данных табл. 7.2 и 7.3, конструктивные параметры влияют на величину собственной частоты в большей степени, чем физические параметры материалов. Поэтому основным способом повышения собственных частот является конструирование приборов, обладающих наибольшей жесткостью в заданных пределах. При этом с увеличением жесткости упругой системы уменьшаются амплитуды на резонансных частотах, что, в свою очередь, повышает вибропрочность и виброустойчивость РЭА.

Пример 1. Блок весом $Q=100$ н установлен на двух направляющих стальных балках U-образного гнутого профиля № 2, 5, толщина которых $h = 2 \cdot 10^{-3}$ м, длина $l = 0,3$ м. Стенка профиля балок расположена вертикально. Требуется определить собственные частоты блока.

Принимаем, что масса блока равномерно распределена по обеим балкам и оба конца балки лежат на опорах, т. е. эквивалентная схема соответствует третьему случаю табл. 7.2.

Погонная масса балки указанного профиля равна $m_0 = 10,7$ н/м. Приведенная масса согласно формуле (7.5) при $s_0 = 1$ на одну балку будет

$$m = 10,7 + \frac{100}{0,3} = 343,7 \text{ н/м.}$$

Момент инерции сечения балки равен $J = 1,4 \cdot 10^{-8}$ м⁴. Модуль упругости принимаем равным $E = 2 \cdot 10^{11}$ н/м².

Собственные частоты согласно (7.3) и табл. 7.2 составят

$$f_1 = \frac{1,57}{0,3^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10 \cdot 1,4 \cdot 10^{-8}}{343,7}} = 1,57 \cdot 101 = 160 \text{ гц;}$$

$$f_2 = 6,3 \cdot 101 = 640 \text{ гц; } f_3 = 14,1 \cdot 101 = 1430 \text{ гц;}$$

$$f_4 = 24,2 \cdot 101 = 2440 \text{ гц; } f_5 = 39,1 \cdot 101 \approx 4000 \text{ гц.}$$

Пример 2. По условиям эксплуатации собственные частоты элементов конструкции должны быть выше $f_0 = 40$ гц. Для блока, рассмотренного в примере 1, требуется определить номер швеллера направляющей балки из алюминиевого сплава, модуль упругости которого $E = 0,73 \cdot 10^{11}$ н/м². Возьмем отношение массы балки и блока 0,025, тогда общая погонная масса будет

$$m = \frac{1,25}{0,3} + \frac{100}{0,3} = 337 \text{ н/м.}$$

По формуле (7.3) и данным табл. 7.2 находим момент инерции сечения

$$J = \frac{40^2 \cdot 0,3^4 \cdot 337}{1,57^2 \cdot 0,73 \cdot 10} = 2,40 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

По найденному значению J из ГОСТ 8113—56 определяем профиль № 3, момент инерции которого $J_x = 2,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ будет несколько больше расчетного.

Пример 3. Определить собственную частоту блока, установленного на алюминиевых направляющих балках, рассчитанных в примере 2. Блок весом $Q = 100 \text{ н}$ устанавливается как сосредоточенная масса посредине балки длиной $l = 0,3 \text{ м}$; момент инерции балки $J = 2,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, $m = 4,25 \text{ н/м}$.

В рассматриваемом примере соотношение $n = \frac{50}{4,25 \cdot 0,3} \approx 40$. Так как значение φ в интервале $n = 20 \div 40$ изменяется незначительно, то согласно табл. 7.3 принимаем $\varphi_1 = 0,24$.

Подставляя исходные данные в формулу (7.3), находим

$$f_1 = \frac{0,24}{0,3^2} \sqrt{\frac{0,73 \cdot 10 \cdot 2,7 \cdot 10^{-8}}{4,25}} \approx 60 \text{ гц}.$$

Пример 4. Определить частоты собственных колебаний консольно закрепленных стержней диаметром $d = 0,5 \text{ мм}$ и длиной $l = 0,04 \text{ м}$, изготовленных из молибдена и платины.

По формуле (7.6) и из табл. 7.2 и 7.4 для молибденовых стержней находим:

$$\begin{aligned} f_1 &= 4,41 \cdot 56,5 = 250 \text{ гц}; \\ f_2 &= 27,43 \cdot 56,5 = 1500 \text{ гц}; \\ f_3 &= 77 \cdot 56,5 = 4340 \text{ гц}; \\ f_4 &= 151,5 \cdot 56,5 = 8500 \text{ гц}; \\ f_5 &= 252 \cdot 56,5 = 14\,200 \text{ гц}. \end{aligned}$$

Для платиновых стержней частоты будут примерно в 2 раза меньше.

В табл. 7.5 даны коэффициенты частоты для неразрезных балок с постоянными погонной массой и постоянной жесткостью [58]. Собственные частоты вычисляются по формуле (7.3).

Для определения низших частот f_1^0 и f_2^0 балка мысленно разрезается над промежуточными опорами и в местах разрезов ставится шарнир. Тогда собственная частота каждого пролета многоопорной балки рассчитывается как частота однопролетной балки.

Таблица 7.5

Коэффициенты частоты φ для неразрезных равнопролетных балок с различными условиями закрепления крайних опор

Число пролетов	Концы балки свободно оперты. Для всех пролетов $\varphi_1^0 = 1,57$; $\varphi_2^0 = 6,28$		Один конец свободно оперт, другой защемлен				Концы балки закреплены. Для всех пролетов $\varphi_1^* = 3,56$; $\varphi_2^* = 9,82$	
	φ_1^*	φ_2^*	φ_1^0	φ_1^*	φ_2^0	φ_2^*	φ_1^0	φ_2^0
1	1,57	6,28	2,45	2,45	7,95	7,95	3,56	9,82
2	2,45	7,95	1,83	3,17	6,82	9,17	2,45	7,95
3	2,94	8,78	1,69	3,37	6,54	9,50	2,01	7,16
4	3,17	9,17	1,64	3,45	6,43	9,63	1,83	6,82
5	3,30	9,38	1,62	3,49	6,38	9,70	1,74	6,64

Для определения высших частот f_1^* и f_2^* сечения балки над промежуточными опорами условно закрепляются. Тогда собственная частота внутренних пролетов балки вычисляется так же, как для однопролетной балки, защемленной с двух концов, а собственная частота крайних пролетов — как для балки, закрепленной у одного конца.

Область применения табл. 7.5 ограничивается тем, что наименьшие и наибольшие значения жесткостей, а также массы стержней балки не должны различаться более чем в четыре раза.

7.3. РАСЧЁТ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ПЛАСТИН

Рассмотрим прямоугольные пластины постоянной толщины, состоящие из упругого однородного и изотропного материала. К таким пластинам можно отнести монтажные платы, днище шасси и другие прямоугольные плоские конструкции постоянной толщины.

Для всех случаев закрепления краев пластины собственная частота ее определяется по формуле

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{\rho h}}, \quad (7.7)$$

где a — длина пластины; $D = Eh^3/12(1 - \epsilon^2)$ — цилиндрическая жесткость пластины; ϵ — коэффициент Пуассона; g — ускорение свободного падения; ρ — плотность материала; h — толщина пластины, см; α — коэффициент, зависящий от способа закрепления сторон пластины.

Все величины в формуле (7.7) известны, за исключением коэффициента α .

Значение α определяется из решения дифференциальных уравнений колебаний прямоугольных пластин при заданных краевых условиях. Приближенные решения таких уравнений можно найти по методу Релея — Ритца. При этом вычисления являются весьма трудоемкими и производить их каждый раз нецелесообразно. Поэтому для упрощения приближенного расчета преобразуем формулу (7.7) к следующему виду:

$$f = \frac{Ch}{a^2} 10^4 \alpha, \quad (7.8)$$

где

$$C = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{\frac{Eg}{12(1 - \epsilon^2)\rho}}. \quad (7.9)$$

Коэффициент C называют частотной постоянной, значения которой можно представить в виде таблицы (табл. 7.6). Значения коэффициента α , входящего в формулу (7.9), взяты из расчета И. А. Орловской, который был выполнен ею на основе метода Релея — Ритца.

Приведенные в табл. 7.6 значения частотной постоянной C соответствуют различным вариантам закрепления стальной пластины, изображенным на рис. 7.10.

При расчете собственной частоты пластины с отношением сторон a/b , не совпадающим со значениями, указанными в табл. 7.6, значения частотной постоянной можно найти интерполяцией соответствующих табличных данных или по графику, построенному в требуемом масштабе.

Если пластина изготавливается не из стали, а из другого материала, то в формулу (7.8) вводится поправочный коэффициент на материал:

$$k_M = \sqrt{\frac{E}{E_c} \frac{\rho_c}{\rho}}, \quad (7.10)$$

где E и ρ — модуль упругости и плотность применяемого материала; E_c и ρ_c — модуль упругости и плотность стали.

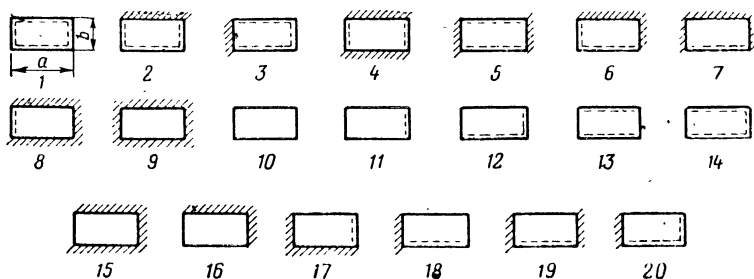


Рис. 7.10. Схемы закрепления пластины (к табл. 7.6):

1—все стороны свободно оперты; 2—три стороны свободно оперты, одна из сторон a защемлена (жестко заделана); 3—три стороны свободно оперты, одна из сторон b защемлена; 4—стороны a свободно оперты, стороны a защемлены; 5—стороны a свободно оперты, стороны b защемлены; 6—свободно оперты и защемлены смежные стороны; 7—свободно оперта одна из сторон a , остальные защемлены; 8—свободно оперта одна из сторон b , остальные защемлены; 9—все стороны защемлены; 10—свободная от опор; 11—свободно оперта одна сторона; 12—свободно оперты две смежные стороны; 13—свободно оперты параллельные стороны; 14—свободно оперты три стороны; 15—защемлены три стороны и свободна четвертая; 16—защемлены две смежные стороны и свободны другие; 17—защемлены две смежные стороны, свободно оперта сторона b и свободна от опоры сторона a ; 18—защемлены и свободно оперты смежные стороны, другие свободны; 19—защемлены стороны b , одна сторона a свободно оперта, другая свободна; 20—две смежные стороны свободно оперты, одна защемлена, четвертая свободна.

Данные в табл. 7.6 относятся к ненагруженным пластинам. Если пластина равномерно нагружена, то в формулу (7.8) вводят поправочный коэффициент на вес элементов:

$$k_B = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{Q_3}{Q_{\Pi}}}}, \quad (7.11)$$

где Q_3 — вес элементов равномерно, размещенных на пластине; Q_{Π} — вес пластины.

Следовательно, формулу для приближенного определения собственной частоты основного тона колебаний равномерно нагруженной пластины можно записать в виде

$$f = \frac{k_M k_B Ch}{a^2} \cdot 10^4 \text{ зц}. \quad (7.12)$$

В табл. 7.7 и 7.8 в качестве примера приведены значения поправочного коэффициента k_M для некоторых материалов и коэффициента k_B на вес элементов, равномерно распределенных по пластине.

Таблица 7.6

Значения частотной постоянной C

Схема за- крепления пластины (рис. 7.10)	Отношение сторон пластины a/b							
	0,25	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4
1	25	29	47	76	117	170	234	375
2	25	31	56	101	165	245	347	603
3	40	41	56	84	124	176	240	864
4	26	33	69	136	267	346	492	864
5	54	56	69	93	131	181	244	406
6	38	42	65	107	170	251	351	607
7	54	58	76	115	175	254	353	607
8	33	44	76	139	230	349	494	866
9	54	58	86	145	234	352	497	868
10	8	17	34	51	67	84	101	135
11	4	8	17	25	34	42	51	67
12	2	4	8	13	17	21	25	34
13	8	16	38	70	112	165	230	394
14	4	10	28	58	99	151	216	380
15	10	19	58	124	217	336	479	855
16	9	11	18	28	43	62	85	144
17	10	16	42	88	152	134	335	591
18	9	10	13	18	23	28	33	43
19	5	16	56	122	215	335	481	853
20	5	12	40	86	150	233	333	590

Таблица 7.7

Значения поправочного коэффициента k_M для некоторых материалов

Сталь	1
Молибден	1,1
Магниеые сплавы	0,97
Алюминиевые сплавы	0,95
Титан	0,93
Гетинакс	0,54
Эпоксидная смола	0,52
Фенольная смола	0,47

Таблица 7.8

Значения поправочного коэффициента k_B для различных
отношений веса элементов и пластины

Q_3/Q_{II}	1	2	4	6	8	10	12	24
k_B	0,71	0,6	0,44	0,38	0,33	0,3	0,28	0,2

Пример. Пластина из алюминиевого сплава размером $40 \times 28 \times 0,4$ см свободно оперта по кромкам и несет равномерно распределенную нагрузку весом $3,75 \cdot 10$ н. Требуется определить частоту собственных колебаний.

Принимая для сплава $E = 0,7 \cdot 10^{11}$ н/м², $\rho = 2,8$ г/см³ и для стали $E_c = 2,1 \cdot 10^{11}$ н/м², $\rho_c = 7,85$ г/см³, по формуле (7.10) вычисляем $k_m = 0,96$.

Так как вес платы равен $Q_{\Pi} = 40 \cdot 28 \cdot 0,4 \cdot 2,8 = 1250$ гс = $1,25 \cdot 10$ н, то по формуле (7.11) находим $k_B = 0,5$.

Так как $a/b = 1,43$ и способ закрепления пластины соответствует первой схеме на рис. 7.10, то из табл. 7.6 находим $C = 71$.

Следовательно, согласно формуле (7.12) собственная частота равна

$$f = \frac{0,96 \cdot 0,5 \cdot 71 \cdot 0,4}{40^2} \cdot 10^4 \approx 85 \text{ гц.}$$

Расчет частот собственных колебаний прямоугольных плат, закрепленных в четырех точках в углах, производят по следующей формуле [73]:

$$f = \frac{\pi}{2} \frac{(1+k^2)}{b^2} (n^2 k^2 + m^2) \sqrt{\frac{D}{\rho h}},$$

где $k = b/a$ — отношение длины меньшей стороны платы к длине ее большей стороны; $n, m = 1, 2, 3 \dots$ — целые положительные числа; D, ρ, h обозначают те же величины, что в формуле (7.7).

Экспериментальные значения E, ϵ и ρ для некоторых материалов печатных плат даны в табл. 7.9 [73].

Таблица 7.9

Характеристика материалов печатных плат

Материал	$h, \text{ мм}$	$E \cdot 10^{-5}, \text{ кгс}$	ϵ	$\rho \cdot 10^3$
Стеклотекстолит СТЭФ	1,33	3,3	0,279	2,47
Стеклотекстолит СТЭ	1,22 0,82	3,5 2,95	0,214 0,226	1,98 1,85
Стеклотекстолит НФД	0,92	3,45	0,238	2,32
Стеклотекстолит СТЭФ с печатной схемой	1,22	3,02	0,22	2,05

СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ В РЭА

8.1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ РЭА ПРИ ПОНИЖЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Предварительные виброиспытания и испытания на удар при пониженных механических нагрузках следует проводить в тех случаях, когда испытаниям подвергаются опытные блоки, имеющие сложную конструкцию и содержащие дорогостоящие детали или электронные приборы.

Такие испытания должны выявить наличие резонансных вибраций всех элементов конструкции в заданном диапазоне частот и значения коэффициентов динамичности элементов конструкции на резонансных частотах. Кроме этого необходимо определить величины механических напряжений и наиболее нагруженные места конструкции при возникновении резонансов. По найденным коэффициентам динамичности и механическим напряжениям можно определить, какие ускорения воздействующих вибраций можно допустить при испытании блока без его поломки.

Предположим, что проводятся предварительные испытания электронного блока, имеющего электроннолучевую трубку 13ЛО101М, которая при испытании на вибропрочность допускает наибольшее ускорение $2,5 \text{ g}$ при частоте вибрации 25 гц . Предварительные испытания блока с макетом ЭЛТ показали, что при ускорении $W_c = 1 \text{ g}$ на столе вибростенда и частоте вибрации 25 гц на арматуре ЭЛТ возникают вибрации с ускорением $W_t = 8 \text{ g}$, следовательно, коэффициент динамичности конструкции блока и арматуры ЭЛТ будет

$$\mu_t = \frac{W_t}{W_c} = 8.$$

По техническим условиям на блок при испытании на вибропрочность нужно задавать на столе вибростенда ускорение $W_{1c} = 3g$, при котором арматура ЭЛТ будет испытывать ускорение $W_{1T} = \mu_T W_{1c} = 24g$, превышающее допустимое почти в 10 раз. Испытания блока с установленной ЭЛТ могут привести к ее разрушению. Поэтому испытания на вибропрочность можно проводить только при ускорении $0,3g$ вместо требуемых по техническим условиям $3g$.

Если в процессе предварительных испытаний блока на вибропрочность при задании пониженных ускорений на столе вибростенда W_{1c} измеряются при помощи вибродатчиков ускорения различных элементов конструкции W_{1a} и при помощи тензометрирования определяются механические напряжения в тех же элементах конструкции σ_{1a} , то на основе полученных данных простым расчетом можно ориентировочно определить напряжения, которые возникнут в элементах конструкции при задании на столе вибростенда номинальных W_{nc} или повышенных W_{nc} ускорений.

Коэффициент динамичности системы элемент конструкции — стол вибростенда определяется как отношение ускорения элемента конструкции к ускорению стола: $\mu_a = W_{1a}/W_{1c}$. Одновременно по известному напряжению σ_{1a} и задаваемому ускорению W_{1c} вычисляют напряжение, которое возникает в конструкции под действием единичного ускорения g :

$$\sigma_{(1)} = \frac{\sigma_{1a}}{W_{1a}}.$$

Предполагая, что конструкция блока в определенных пределах значений нагрузок является линейной упругой системой и что на столе вибростенда заданы номинальные ускорения W_{nc} , находим ускорения

$$W_a = \mu W_{nc}, \quad (8.1)$$

которые создадут напряжения в элементах

$$\sigma_n = \sigma_{(1)} W_a, \quad (8.2)$$

или согласно формулам (8.1) и (8.2) напряжения

$$\sigma_n = \frac{W_{nc}}{W_{1c}} \mu \sigma_{1a}. \quad (8.3)$$

Аналогично, при задании на столе вибростенда повышенных ускорений $W_{пс}$ расчетные значения напряжений в элементах конструкции определяются по формуле

$$\sigma_{п} = \frac{W_{пс}}{W_{1с}} \mu \sigma_{1э}. \quad (8.4)$$

Таким образом, предварительные испытания аппаратуры при пониженных ускорениях дают возможность оценить надежность конструкции при задании номинальных или повышенных ускорений. Если расчеты по формулам (8.3) и (8.4) показывают, что конструкция блока не обладает запасом прочности, то виброиспытания при номинальных или повышенных ускорениях без упрочнения конструкции производить не следует.

По результатам предварительных испытаний при пониженных нагрузках улучшают конструкцию блока для получения нужной вибропрочности или изменяют технические условия на блок. Практика показывает, что если не проводить предварительных виброиспытаний опытных блоков при пониженных ускорениях, а испытывать их при полных ускорениях, то возможны поломки трудоемких и дорогостоящих блоков.

Предварительные испытания не только выявляют недостаточную вибропрочность конструкции, но и предупреждают ошибки, которые могли бы возникнуть при виброиспытаниях с номинальной нагрузкой.

Пример предварительных испытаний сложного электромеханического блока, имеющего вращающие соединения. В конструкции таких блоков неизбежно наличие зазоров и, следовательно, возможны резонансные колебания с большими ускорениями.

Блок был установлен и закреплен при помощи приспособления на платформе вибростенда ВУС 500/200. Вибратор стенда был настроен на пониженное ускорение $W = 2 \text{ g}$ при частоте $f_1 = 50 \text{ гц}$ вместо требуемого $W = 6 \text{ g}$. При плавном прохождении частоты от 0 до 50 гц ускорение платформы вибростенда изменялось, как показано в табл. 8.1, т. е. ускорения платформы вибростенда были значительно ниже требуемых для испытания блока.

Таблица 8.1

Ускорения платформы вибростенда

$f, \text{ гц}$	20	25	30	35	40	45	50
$W_c, \text{ g}$	0,46	0,68	0,9	1,25	1,5	1,8	2

Ускорения на корпусе блока и платформе вибростенда измерялись при помощи датчиков типа ДУ-5 и аппаратуры ВИБ-5М с записью на осциллографе. Тензометрирование элементов блока производилось проволоочными тензодатчиками с сопротивлением $R \approx 100 \text{ ом}$, базой $R = 20 \text{ мм}$ при помощи усилительной станции УТС-12 с записью на осциллограф. Измерения показали, что резонанс блока возникает на частоте $f_p = 26 \text{ гц}$, при этом ускорение блока достигает величины $W_p = 3 \text{ г}$, а ускорение платформы вибростенда равно $W_c = 0,6 \text{ г}$. Следовательно, коэффициент динамичности системы блок — приспособление — платформа вибростенда составил $\mu = 5$ при частоте $f_p = 26 \text{ гц}$.

Результаты тензометрирования показали, что наибольшее напряжение в корпусе блока при этих условиях составляет $\sigma_{1a} = 33,5 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$. Корпус блока был изготовлен из сплава АЛ9, временное сопротивление которого, или предел прочности, составляет $\sigma_v = (1600 + 1900) \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ (в зависимости от термообработки). Расчетное значение напряжения при номинальной нагрузке $W_{nc} = 6 \text{ г}$ согласно формуле (8.3) будет равно $\sigma_n = \frac{6}{0,6} \cdot 5 \cdot 33,5 \cdot 10^5 = 1675 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, т. е. при номинальной нагрузке в корпусе блока возникнут напряжения, равные временному сопротивлению. Если бы такой блок испытывали сразу при номинальном ускорении, то кроме закономерной поломки блока ничего не было бы обнаружено. В результате предварительных испытаний было установлено, что блок следует испытывать с максимально допустимым ускорением на платформе вибростенда 3 г вместо номинального значения 6 г .

Испытываемый блок не удовлетворяет предъявляемым к нему требованиям по вибропрочности, но после предварительных виброиспытаний он остался работоспособным и может быть использован для дальнейшей работы. В этом состоит смысл проведения предварительных виброиспытаний при пониженных нагрузках, хотя такие испытания являются весьма трудоемкими и занимают продолжительное время.

8.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СХЕМЫ ДЕЙСТВИЯ ВОЗБУЖДАЮЩИХ СИЛ ПРИ ИСПЫТАНИИ

Рассмотрим испытания на однонаправленные вибрации. При испытании РЭА на однокомпонентных вибростендах величина действующего ускорения задается по основной оси, например по вертикальной.

Испытуемый блок, закрепленный посредством приспособления на столе вибростенда, и подвижная система стенда представляют вместе сложную пространственную колебательную систему со многими степенями свободы. При этом колебания могут быть взаимно связанными, т. е. колебания вдоль основной оси вызовут дополнительные колебания вдоль двух других взаимно перпендикулярных осей и угловые колебания вокруг трех осей.

Кроме того, испытываемая аппаратура не является твердым телом, а представляет собой отдельные упругие системы с сосредоточенными или распределенными массами, поэтому при виброиспытании в широком диапазоне частот, например 20—2000 $гц$, возникают резонансные колебания, вызываемые субгармониками и высшими гармониками основной собственной частоты. Таким образом, помимо вибрации, которую возбуждает вибростенд, на блок могут действовать вибрации многих дополнительных частот.

Наконец, все имеющиеся вибростенды не обеспечивают строго однонаправленных вибраций, а воспроизводят в большей или меньшей мере пространственные вибрации, т. е. вибрации в продольном и в поперечном направлениях.

Заметим также, что при воспроизведении однонаправленной вибрации контролируется только величина ускорения по основной оси и могут фиксироваться две другие составляющие ускорения и не контролируется максимальная допустимая мощность, развиваемая вибростендом. Это означает, что стенд может развить результирующее ускорение значительно больше задаваемого по основной оси, и испытываемый блок будет подвергаться излишним динамическим нагрузкам.

Такие нагрузки могут быть скрытыми, т. е. неконтролируемыми, при резонансных колебаниях какого-либо элемента конструкции блока. В этом случае элемент конструкции ведет себя как динамический гаситель колебаний вибростенда, т. е. уменьшает ускорение по основной оси, и испытатель вынужден увеличивать мощность, подводимую к стенду для поддержания требуемой величины ускорения. Так как испытания проводятся по каждой координатной оси блока, принимаемой за основную, то блок будет втроекратно подвергаться воздействию повышенных ускорений, что может отрицательно отразиться на результатах испытаний и на ресурсе вибропрочности или виброустойчивости блока.

Избежать такой излишней динамической нагрузки при испытании аппаратуры на однонаправленные вибрации можно следующими двумя способами.

1. Если при испытании блока вдоль основной оси воспроизводится требуемая величина основной составляющей ускорения и при этом две другие составляющие ускорения не менее величин, требуемых при испытании по двум другим осям, то виброиспытания блока на данной частоте долж-

ны быть зачетными одновременно по трем осям x , y , z . Тогда испытания по двум другим осям производятся только на тех частотах, на которых одна или две другие составляющие ускорения не достигали требуемых величин.

2. При испытании блока на однонаправленные вибрации две другие составляющие ускорения должны быть не более 0,3 величины основного ускорения. В этом случае стендовое оборудование и испытуемый блок должны удовлетворять определенным условиям, которые не всегда удается выполнить. Поэтому первый и второй способы воспроизведения динамической нагрузки при виброиспытаниях должны применяться не раздельно, а совместно.

Вследствие указанных явлений до испытания на требуемые ускорения необходимо определить схемы действия динамических нагрузок конкретного блока и того стендового оборудования, с помощью которого будут проводиться виброиспытания.

Определение схемы действия динамических нагрузок производится по методике предварительных испытаний при пониженных нагрузках в следующем порядке. Сначала определяют составляющие ускорения на штоке вибростенда в заданном диапазоне частот и при требуемой величине составляющей ускорения по основной оси.

При этом необходимо определять и форму колебания штока вибростенда, которая должна быть гармонической. Если форма колебаний штока получается полигармонической, то дополнительно следует определить величину составляющих гармоник.

Если величина составляющих гармоник соизмерима с основной гармоникой, то стенд необходимо ремонтировать с целью получения синусоидальной формы колебаний подвижной части стенда.

После снятия характеристик вибростенда определяют динамические характеристики приспособления. Для этого приспособление с имитатором веса блока закрепляют на столе вибростенда и в заданном диапазоне частот при заданном ускорении по основной оси определяют две другие составляющие ускорения. При этом определяют резонансные частоты и гармонические составляющие высших частот приспособления, т. е. определяется спектр ускорений в зависимости от частоты. Такой анализ удобно производить при помощи анализатора спектра, например при помощи аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер».

Затем переходят к определению динамических характеристик блока. Для этого вместо имитатора устанавливают в приспособление реальный блок и производят испытания в заданном диапазоне частот при пониженных величинах задаваемого ускорения.

Измерение ускорений в блоке производят в тех местах, где установлены наиболее чувствительные к вибрации радиоэлементы, и в местах, где предполагается наименьшая вибропрочность конструкции. После определения динамических характеристик блока и его элементов составляется таблица действующих при испытании составляющих ускорений в зависимости от частоты, фиксируются резонансные частоты стенда, приспособления и блока и составляющие ускорения на этих резонансных частотах.

В результате анализа полученных данных, предъявляемых требований по вибрации к блоку и допустимых величин параметров вибрации на примененные в блоке элементы и приборы решают вопрос о возможности проведения виброиспытаний реального блока в заданном диапазоне частот с требуемыми величинами ускорения по основной оси.

Если проведенный анализ показал, что динамические нагрузки в блоке при стендовых испытаниях будут превышать ускорения, допускаемые на примененные радиоэлементы, или блок в приспособлении имеет большое число резонансных частот и эти частоты нельзя исключить, то испытания реального блока проводить не рекомендуется.

В этом случае необходимо улучшать конструкцию блока и приспособления или изменять требования, предъявляемые к блоку при виброиспытаниях.

Пример. Блок весом $Q = 60$ н испытывается на виброустойчивость в диапазоне частот 300—2000 гц. Допускаемое ускорение на элемент, установленный в блоке, не должно более чем в 1,5 раза превышать ускорение, задаваемое по основной оси в заданном диапазоне частот.

Блок должен испытываться на электродинамическом стенде типа «Севидж». Так как стенд находился длительное время в эксплуатации, то необходимо было проверить динамические характеристики вибростенда.

Результаты измерения ускорений на штоке вибростенда при помощи пьезодатчиков типа ИС-318 приведены в табл. 8.2. Составляющие ускорения измерялись относительно величины ускорения вдоль основной оси x .

Таблица 8.2

Относительные ускорения на штоке вибростенда

f, гц	W_y/W_x	W_z/W_x	W_y/W_x	W_z/W_x
	до ремонта		после ремонта	
300—1400	0,1	0,1	0,1	0,1
1700	0,4	0,2	0,3	0,2
1750	1,12	0,3	0,5	0,3
1800	0,735	1	0,4	0,6
1900	1	1,5	0,5	0,7
2000	2,2	3	0,6	0,6

Естественно, что на таком стенде до его ремонта испытания производить не следует, так как на штоке возбуждаются ускорения с большими значениями боковых составляющих, которые значительно увеличивают модуль ускорения.

После профилактического ремонта тот же стенд типа «Севидж» имел удовлетворительные характеристики (табл. 8.2).

Дальнейшие измерения составляющих ускорений на приспособлении с технологическим блоком показали, что приспособление имеет резонансные вибрации в заданном диапазоне частот, на которые накладываются собственные частоты блока. Поэтому схема составляющих ускорений в зависимости от частоты возбуждающих сил получается сложной. Результаты измерений в относительных единицах приведены в табл. 8.3. За основную составляющую принимались ускорения W_x вдоль оси x . Пьезодатчики на блоке были установлены в месте размещения вибросчувствительного радиоэлемента.

Из анализа данных табл. 8.3 следует, что блок в таком приспособлении испытывать нельзя, так как модуль ускорения, действующего в месте установки вибросчувствительного радиоэлемента, значительно превышает допускаемое ускорение. В этом случае рекомендуется или улучшить конструкцию приспособления, так чтобы оно не имело собственных частот в заданном диапазоне частот, или изменить условия испытания (не испытывать блок на собственных частотах приспособления).

Т а б л и ц а 8.3

Составляющие ускорения на приспособлении и на блоке

$f, \text{ гц}$	W_y/W_x	W_z/W_x	W_{by}/W_x	W_{bz}/W_x
	приспособление		блок	
600	0,2	0,3	3,3	0,6
900	0,3	0,5	1,6	1,1
1400	0,4	1,0	0,3	1,5
1600	0,3	0,6	2,0	0,9
1900	0,5	1,2	1,1	1,1
2000	1,0	1,6	0,8	1,2

Улучшение конструкции приспособления или самого блока является весьма трудоемким, но необходимым мероприятием. Опыт испытаний показал, что если величины составляющих ускорений не удовлетворяет требуемым условиям, то действующий блок не выдерживает виброиспытаний.

8.3. АНАЛИЗ НЕИСПРАВНОСТЕЙ, ОБНАРУЖЕННЫХ ПРИ ВИБРОИСПЫТАНИЯХ

Правильный анализ неисправностей, обнаруженных при виброиспытаниях, имеет существенное значение при оценке вибропрочности конструкции аппаратуры. Дефекты РЭА, вызванные действием вибрации, можно условно разделить на конструктивные и производственные.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ДЕФЕКТЫ

Эти дефекты выражаются в недостаточной вибропрочности или виброустойчивости аппаратуры при заданных условиях испытания. В некоторых случаях конструкция аппаратуры удовлетворяет условиям вибропрочности и не удовлетворяет условиям виброустойчивости и наоборот. Поэтому оценка надежности конструкции аппаратуры производится по результатам испытаний на вибропрочность и на виброустойчивость.

Вибропрочность аппаратуры определяется величиной механических напряжений или величиной деформации в элементах конструкции.

Если поломка конструкции блока при виброиспытаниях произошла в результате того, что возникали напряжения,

превышающие допустимые величины для данного материала, то это легко проверяется расчетно-экспериментальным способом. Для этого при испытании в месте повреждения элемента конструкции измеряют величины составляющих действующего ускорения и определяют характер деформации: растяжение, изгиб, сдвиг или кручение. Затем определяют величину массы, действующей при колебаниях исследуемого элемента, и находят действующую силу как произведение массы на измеренное ускорение. После этого по формулам сопротивления материалов вычисляют величину действующего напряжения, по которой определяют запас прочности.

Если имеются возможности, то действующее напряжение в исследуемом элементе целесообразно определить методом тензометрирования. Особое внимание следует обращать на образование остаточных деформаций. Они могут возникать как от способа крепления блока к платформе вибростенда, так и от действия вибрационных ускорений. Например, крепление шасси из алюминиевого сплава к платформе вибростенда при помощи накладок и винтов приводит к деформации шасси в местах крепления, и если момент закручивания винтов превышает допустимое значение, то образуется остаточная деформация шасси, которая при испытании блока на вибропрочность может привести к излому шасси. Причиной повреждения в этом случае является не действие динамических нагрузок при испытании, а чрезмерная статическая нагрузка, созданная при креплении блока к вибростенду. Поэтому остаточные деформации, вызываемые динамическими нагрузками, могут быть однозначно определены только в тех элементах конструкции блока, которые не подвергаются непосредственно креплению их к платформе вибростенда или к приспособлению.

В большинстве случаев остаточная деформация является скрытым дефектом, который трудно обнаружить при внешнем осмотре элементов конструкции блока, если нет разрушения материала в этом месте, который может значительно понизить надежность аппаратуры при ее эксплуатации и обнаружению которого мало уделяют внимания при проведении виброиспытаний. Определить наличие остаточной деформации можно тензометрированием элементов конструкции блока при испытаниях.

Таким образом, при испытании на вибропрочность критерием неисправности конструкции аппаратуры яв-

ляется недопустимая величина напряжения или величина деформации материала.

Виброустойчивость определяется параметрами выходного сигнала и надежностью функционирования аппаратуры при воздействии на нее вибраций в заданном диапазоне частот.

Виброустойчивость аппаратуры зависит от величины амплитуды перемещения радиоэлементов, частоты и длительности действия вибраций. При этом рассматриваются относительные перемещения деталей радиоэлектронных приборов, например вибрационные перемещения анода относительно катода в электронной лампе.

Большие перемещения деталей могут возникать при низких частотах (до 100 гц) действующих вибраций или в случае резонанса. Поэтому, если нарушение виброустойчивости обнаружено при испытании на низких частотах, то при анализе необходимо выяснить, какие радиодетали имели большие относительные перемещения; для того чтобы в дальнейшем улучшить конструкцию с целью уменьшения относительных перемещений. Если амплитуда перемещения детали превышает допустимую величину, то наблюдается искажение фазы сигнала. Если же имеется резонанс какого-либо конструктивного элемента, принадлежащего исследуемой схеме, то наблюдаются искажения по амплитуде сигнала.

Влияние частоты на виброустойчивость аппаратуры сказывается при действии вибрации с частотой свыше 300 гц, т. е. при сравнительно малых амплитудах перемещения деталей. Например, при $f = 1000$ гц и амплитуде ускорения $W = 2$ g амплитуда перемещения будет $A = 0,5$ мкм, которую трудно даже измерить.

В случае резонанса и при коэффициенте динамичности системы $\mu = 10$ амплитуда перемещения детали в этом случае будет 0,05 мм, т. е. также малой, но при которой может быть нарушена виброустойчивость аппаратуры.

Основное искажение сигнала при действии высокочастотной вибрации происходит за счет образования субгармоник в исследуемой упругой системе, которая в таком случае является системой с распределенной массой и, следовательно, имеющей сложные формы колебаний. Поэтому при анализе виброустойчивости аппаратуры, испытываемой на действие высокочастотной вибрации, необходимо обращать внимание на искажение частоты выходного сигнала вследствие появления субгармоник и на появление резонансных колебаний в исследуемой системе.

Длительное действие вибрации может вызвать остаточную деформацию или усталостную трещину в функционирующей детали, вследствие этого может ухудшиться виброустойчивость.

Особенно ухудшает виброустойчивость образование микротрещин в деталях радиоэлектронной аппаратуры.

Следовательно, при испытании на виброустойчивость критериями неисправности конструкции аппаратуры являются: недопустимая величина относительного перемещения деталей радиоэлектронных приборов, появление резонансных, субрезонансных колебаний с недопустимыми амплитудами, образование остаточных деформаций и усталостных микротрещин в функционирующих деталях аппаратуры. При анализе виброустойчивости аппаратуры предполагалось отсутствие воздействия акустической вибрации.

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ДЕФЕКТЫ

Дефекты изготовления аппаратуры могут быть обнаружены при испытании на одной фиксированной частоте, а также при испытании на вибропрочность и виброустойчивость.

Как правило, неисправность аппаратуры при виброиспытаниях, вызванная производственными причинами, характеризует или дефектную производственную операцию (пайку, штамповку, клепку, сборку), или применение материала с низкими параметрами.

Дефекты изготовления аппаратуры обнаруживаются при кратковременных виброиспытаниях и в большинстве случаев приводят к поломке элементов конструкции блока и к нарушению электрического и механического монтажа блока.

В некоторых случаях производственные дефекты могут быть скрытыми, например наличие микротрещин в корпусе блока. Естественно, что во время виброиспытаний эти трещины могут увеличиться и привести к разрушению. Поэтому для выявления таких неисправностей следует производить дефектоскопию корпуса блока до и после виброиспытания.

Критерием неисправности, вызванной дефектами изготовления аппаратуры, являются разрушения конструктив-

ных элементов блока, появление трещин в них, нарушение электрического и механического монтажа блока при сравнительно кратковременных виброиспытаниях (не более 2 час).

НЕИСПРАВНОСТИ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ ОТКЛОНЕНИЯМИ ОТ НОРМ ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ

При проведении виброиспытаний необходимо проявлять осторожность и большое внимание к установлению того режима вибрационных испытаний, который предусмотрен методикой испытаний. Крепление блока к приспособлению или непосредственно к платформе вибростенда должно производиться без поломок и без создания остаточных деформаций в блоке в местах крепления. Испытания, как правило, производятся на электромеханических и электродинамических стендах. Основной недостаток механического вибростенда состоит в том, что он обеспечивает постоянство амплитуды вибраций в заданном диапазоне частот, и, следовательно, ускорение, развиваемое стендом, возрастет по квадратическому закону в зависимости от увеличения частоты.

В некоторых случаях механические стенды настраивают на заданное ускорение при испытании на одной частоте, например $f = 30$ *гц*, $W = 3$ *г*. Среди различных типов блоков, которые испытываются в этом режиме, могут оказаться такие, у которых собственная частота колебаний совпадает с частотой задаваемых вибраций, т. е. наступает явление резонанса элементов конструкции, которое приводит к поломке блока. Отступление от методики испытаний в данном случае состоит в том, что не были проведены испытания блока при пониженных ускорениях для обнаружения резонансных частот блока в заданном диапазоне, хотя в технических условиях на испытания было указано, что испытания при номинальных нагрузках на резонансных частотах не производятся.

Наличие высокочастотных составляющих вибраций у механических вибростендов значительно влияет при испытании аппаратуры на виброустойчивость.

При испытании крупногабаритных блоков на механических стендах необходимо производить регулировку положения центра тяжести испытываемого блока так, чтобы центр тяжести блока лежал на линии действия возбуждающей силы вибратора стенда, т. е. лежал на оси, вдоль которой

колеблется подвижная часть стенда. Несоблюдение этого правила приводит к повышенным значениям боковых составляющих ускорений и может вызвать неисправность аппаратуры. Так как испытания на механических вибростендах в основном проводятся на низких частотах, то особое внимание следует уделять правильности измерения ускорений платформы вибростенда. Для этой цели можно применить датчики типа ДУ-5 и виброизмерительную аппаратуру ВИ6-5М, которая, к сожалению, не всегда имеется в наличии, и поэтому измерения ускорений производятся примитивными способами, например при помощи измерительного клина.

Большая погрешность измерения ускорения на низких частотах в сочетании с другими отклонениями от методики испытаний может привести к неисправности испытываемой аппаратуры.

При испытании на электродинамических стендах возможны те же ошибки, что и на механических стендах. Кроме того, испытания на электродинамических стендах имеют следующий недостаток. Электродинамические стенды вместе с испытываемой аппаратурой представляют собой сложную упругую систему, обладающую изрезанной амплитудно-частотной характеристикой в области высоких частот.

Поэтому при испытании на этих частотах для установления заданного ускорения необходимо производить регулировку усиления мощности, что вызывает переходной колебательный процесс в подвижной части вибростенда с большими ускорениями. Это означает, что аппаратура будет испытывать эти большие ускорения за время, пока не будет установлен нужный режим.

Такие перегрузки, действующие на аппаратуру при испытании на электродинамических вибростендах, должны быть кратковременными, т. е. испытатель должен иметь определенный опыт и не допускать длительных перегрузок. В противном случае аппаратура будет подвергаться действию чрезмерно больших ускорений, которые могут привести к разрушению или возникновению неисправностей.

При анализе неисправностей испытываемой РЭА, обнаруженных во время или после вибрационных испытаний, определяется, к какому виду относятся причины или дефекты, вызвавшие неисправность, и после этого принимаются меры к устранению дефекта испытания.

УПРОЩЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА АМОРТИЗАЦИИ БЛОКОВ РЭА

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АМОРТИЗАЦИИ

РЭА, установленная на амортизаторах, в общем случае представляет собой механическую колебательную систему с шестью степенями свободы, в которой могут одновременно возникать шесть форм связанных колебаний — движений, состоящих из линейных и вращательных колебаний по каждой координатной оси (рис. 9.1).

Движение такой колебательной системы описывается линейным однородным дифференциальным уравнением двенадцатого порядка, решение которого сводится к решению алгебраического частотного уравнения шестой степени относительно f_0^2 :

$$f_0^{12} - a_1 f_0^{10} + a_2 f_0^8 - \dots - a_5 f_0^2 + a_6 = 0, \quad (9.1)$$

где a_1, a_2, \dots, a_6 — постоянные коэффициенты, зависящие от параметров колебательной системы; f_0 — собственная частота колебательной системы, *гц*.

Эффективность амортизации характеризуется коэффициентом динамичности или коэффициентом передачи, величина которого зависит от отношения частоты действующих вибраций f к частоте собственных колебаний f_0 , определяемой из уравнения (9.1).

Связанные формы колебаний образуются в том случае, когда все шесть координат, определяющих положение амортизированного блока относительно основания, связаны между собой, т. е. изменение одной какой-либо координаты вызывает изменение всех других координат.

Например, вертикальная сила, приложенная в центре тяжести амортизированного блока, возбуждает линейные и вращательные перемещения по каждой координатной оси.

Частотное уравнение или не распадается (общий случай), или распадается на несколько уравнений более низкой степени. Несвязанные (независимые) формы колебаний такие, когда все шесть форм колебаний не связаны между собой, т. е. вертикальная сила, приложенная в центре тя-

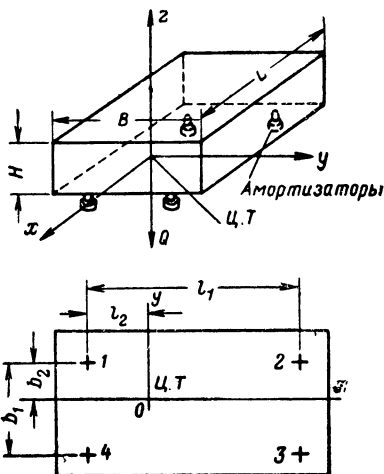


Рис. 9.1. Схема установки амортизаторов относительно координатных осей x, y, z с началом координат в центре тяжести (ц. т.) блока в горизонтальной плоскости.

жести, возбуждает только вертикальные перемещения. Также сила, действующая вдоль другой оси, вызывает перемещение только вдоль этой оси. Аналогично вращающие моменты, действующие вокруг определенной оси, вызывают вращательные перемещения только вокруг этой же оси. Частотное уравнение распадается на шесть уравнений первой степени относительно f_0^2 . При этом система амортизации должна быть полностью симметричной относительно координатных плоскостей и амортизаторы расположены в горизонтальной плоскости, в которой находится центр тяжести амортизированного блока.

Все собственные частоты такой системы амортизации находятся в более узкой полосе частот, чем в случае, когда система амортизации имеет связанные формы колебаний.

Значения собственных частот, соответствующих несвязанным формам колебаний, являются приближенными значениями собственных частот, соответствующих связанным формам колебаний.

Расчет собственных частот связанных форм колебаний в первом приближении можно производить по частотным уравнениям независимых форм колебаний, т. е. заменить многостепенную колебательную систему эквивалентной системой с одной степенью свободы по каждой координате.

Точность приближения определяется степенью симметричности расположения амортизаторов относительно центра тяжести блока и масс элементов внутри блока, а также идентичностью характеристик амортизаторов.

В зависимости от геометрических и весовых характеристик блока, схемы расположения, количества и характеристик амортизаторов возможны от одной до шести частот связанных форм колебаний.

Шесть собственных частот связанных колебаний соответствуют несимметричной системе с наклонно расположенными амортизаторами.

При конструировании необходимо стремиться к тому, чтобы система амортизации РЭА имела минимальное число собственных частот связанных форм колебаний и чтобы собственные частоты колебательной системы были в 4—5 раз меньше наименьшей частоты возмущающей силы.

Помимо расчета собственных частот необходимо производить статический расчет системы амортизации, в результате которого определяются нагрузки, действующие на каждый амортизатор и статический прогиб амортизатора.

Различают статически определимые и статически неопределимые системы.

Статически определимой является система амортизации из трех амортизаторов, точки крепления которых расположены не на прямой линии. Лучшее расположение — по окружности под углами 120° . Центр окружности должен совпадать с проекцией центра тяжести блока на горизонтальную плоскость. В статически определимой системе реакции амортизаторов не зависят от их упругих свойств и однозначно определяются из трех уравнений статики.

Недостаток такой системы — увеличиваются нагрузки на каждый амортизатор и поэтому ограничивается выбор типоразмеров амортизаторов.

Если число амортизаторов превышает три, то система нагружения является статически неопределимой. В этих случаях на реакции амортизаторов накладываются $N=3$ дополнительных условия при заданном расположении точек крепления.

Выбор дополнительных условий может быть различным. При этом могут получиться различные варианты систем амортизации, отличающиеся типоразмерами амортизаторов, их расположением, величинами реакций и деформацией. В статически неопределимой схеме нагружения реакции амортизаторов и их деформации зависят от жесткостей амортизаторов и условий их монтажа.

Неправильная установка и использование амортизаторов может принести больше вреда, чем вибрация, действующая на незащищенную аппаратуру. Поэтому важно не только правильно выбрать амортизаторы, но также знать технические условия, согласно которым выбираются характеристики амортизаторов.

Все технические требования, предъявляемые к амортизаторам, разделяют на три группы: а) динамические; б) климатические; в) конструктивные.

По значению собственной частоты амортизаторы подразделяют на низкочастотные, среднечастотные и высокочастотные. Частоты собственных колебаний номинально нагруженного амортизатора в осевом направлении не должны превышать для низкочастотных 3—4 *гц*, для среднечастотных 8—10 *гц*, для высокочастотных 20—25 *гц*.

Диапазон частот возмущающих сил, в котором амортизаторы могут виброизолировать аппаратуру, составляет для низкочастотных 5—600, для среднечастотных 15—600 и для высокочастотных 35—2000 *гц*.

Амортизаторы должны обеспечивать надежную защиту аппаратуры от воздействия вибрации и ударов при определенных окружающих условиях, например: при температуре окружающей среды от 333 до 213°K, атмосферном давлении 5 мм рт. ст., относительной влажности 98% и температуре 233°K, при действии морского тумана, инея, росы, пыли, плесневых грибков и паров горючесмазочных материалов.

Амортизаторы должны удовлетворять требованиям механической прочности. Например, они должны выдержи-

вать воздействие вибрации в заданном диапазоне частот в течение времени, эквивалентного гарантийному сроку службы, испытания на резонансной частоте при ограниченной амплитуде смещения, воздействие удара с ускорением до 15 g и длительностью импульса до 0,1 сек, действие линейного ускорения до 10 g, акустического шума в диапазоне до 10 кгц при уровне до 140 дб.

Амортизаторы должны работать в опорной, подвесной и направленной под углом системе нагружения, быть технологичными, иметь минимально возможный вес, удовлетворять удобству монтажа, условиям взаимозаменяемости и выдерживать срок непрерывной работы не менее 2000 час.

9.2. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АМОРТИЗАЦИИ

Для расчета амортизации блоков РЭА при действии вертикальных гармонических вибраций должны быть заданы следующие исходные данные:

- вес блока Q ;
 - координаты центра тяжести блока x_0, y_0, z_0 ;
 - число точек N подвеса на амортизаторах;
 - частота f ;
 - диапазон частот $f_1 - f_2$ возмущающих вибраций;
 - минимальная собственная частота блока на амортизаторах f_0 ;
 - собственная частота элемента (детали) f_s ;
 - максимальная амплитуда возмущающих вибраций X_0 ;
 - необходимый коэффициент передачи амортизации μ при заданной частоте вибрации f ;
 - величина допустимой амплитуды вибраций блока на амортизаторах $[x_1]$;
 - статическая допустимая нагрузка амортизатора P .
- О п р е д е л я е м ы е п а р а м е т р ы:
- максимальная амплитуда колебаний блока на амортизаторах x_1 ;
 - частота собственных колебаний f_0 ;
 - реакции амортизаторов P_i ;
 - линейная жесткость амортизаторов k_i ;
 - деформации амортизаторов $x_{ст}$ при заданной частоте;
 - толщина компенсирующих прокладок δ .

ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ АМПЛИТУДЫ ВИБРАЦИИ АМОРТИЗИРОВАННОГО БЛОКА

Амплитуда вибрации амортизированного блока мало зависит от жесткости k правильно подобранных амортизаторов. Поэтому максимальное значение амплитуды x_1 определяется по приближенной формуле

$$x_1 \approx 0,25 \frac{W}{f^2} \quad (9.2)$$

при условии, что

$$k \ll m (2\pi f)^2, \quad (9.3)$$

где W — амплитуда ускорения, $мм/сек$; f — частота гармонической вибрации, $гц$; m — масса амортизированного блока; k — линейная жесткость амортизаторов, $кгс/мм$; x_1 — амплитуда вибраций свободного блока без амортизации (она является максимальной для заданной частоты и амплитуды ускорения W).

Значение x_1 должно быть меньше допустимой амплитуды $[x_1]$.

При невыполнении этого условия следует увеличивать или $[x_1]$, т. е. увеличивать зазоры между блоками, или массу амортизированного блока.

При этом требуемый вес Q блока определяется по формуле

$$Q = 250 \frac{P}{[x_1] f^2}, \quad (9.4)$$

где P — амплитуда силы возмущающих вибраций.

Увеличение массы уменьшает амплитуду вибраций амортизированного блока, но не уменьшает возмущающих сил, передающихся на блок, так как при этом необходимо увеличивать жесткость амортизаторов.

Пример 1. Требуется рассчитать и подобрать амортизаторы к прибору, имеющему вес $Q = 20 \cdot 10$ н. Число амортизаторов — 4.

Амплитуда ускорения $W = 1 \text{ } g \approx 1000 \text{ см/сек}^2$, частота вибрационного ускорения $f = 10 \text{ } гц$, допускаемая амплитуда вибраций $[x_1] = 2 \text{ мм}$.

По формуле (9.2) находим максимальную амплитуду $x_1 = 2,5 \text{ мм}$, следовательно, условие динамического зазора $x_1 > [x_1]$ не выполняется.

По формуле (9.4) определяем вес блока, удовлетворяющий этому условию:

$$Q = 250 \cdot \frac{20}{2 \cdot 100} = 25 \cdot 10 \text{ н},$$

т. е. для того чтобы максимальная амплитуда вибраций не превышала $[x_1] = 2 \text{ мм}$, вес блока должен быть увеличен на $5 \cdot 10 \text{ н}$ или при заданном весе блока следует увеличить допустимую амплитуду вибрации $[x_1]$ до 3 мм , тогда будет выполняться условие $x_1 < [x_1]$.

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧНОСТИ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ АМОРТИЗИРОВАННОГО БЛОКА И ЖЕСТКОСТИ АМОРТИЗАТОРОВ

Коэффициент динамичности при малом демпфировании равен

$$\mu = \frac{x_1}{x_0} = \frac{1}{1 - \alpha^2}, \quad (9.5)$$

где x_1 и x_0 — амплитуда вибраций соответственно блока и основания, мм; $\alpha = f/f_0$ — отношение частоты f возмущающих вибраций к собственной частоте f_0 амортизированного блока.

Блок рассматривается как твердое тело, т. е. резонансные частоты всех элементов блока значительно больше собственной частоты системы блок — амортизаторы.

Эффективность системы амортизации определяется по формуле [16]

$$X = (1 - \mu) 100\%. \quad (9.6)$$

Резонансные частоты элементов блока не возбуждаются при значении $X \geq 95\%$.

Соответственно собственные частоты f_a элементов блока должны удовлетворять условию

$$f_a \geq 25f_0. \quad (9.7)$$

При заданных значениях f и f_0 по формуле (9.6) определяют коэффициент динамичности μ и эффективность амортизации X .

Собственная частота системы амортизации

$$f_0 = f \sqrt{\frac{\mu}{1 + \mu}}, \quad (9.8)$$

где величины μ и f должны быть известны.

Собственная частота пружинных амортизаторов определяется по формуле [14]

$$f_0 \approx \sqrt{\frac{250}{x_{\text{ст}}}}, \quad (9.9)$$

где $x_{\text{ст}}$ — статический прогиб, мм.

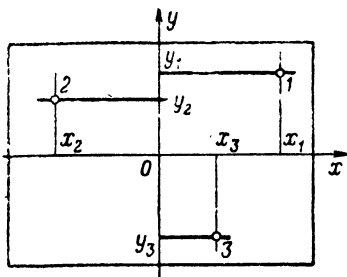


Рис. 9.2. Расположение амортизаторов в однонаправленных схемах.

В однонаправленных схемах статическая нагрузка и реакции амортизаторов образуют систему параллельных сил, удовлетворяющих следующим уравнениям при условии, что ось z направлена по линии действия статической нагрузки (рис. 9.2):

$$\sum_{i=1}^N P_i = Q; \quad \sum_{i=1}^N P_i x_i = 0; \quad \sum_{i=1}^N P_i y_i = 0, \quad (9.10)$$

где N — число амортизаторов; x_i, y_i — координаты точек крепления i -го амортизатора; P_i — реакция i -го амортизатора.

Из трех уравнений (9.10) определяются только три неизвестные реакции P_i или координаты точек крепления x_i, y_i . Поэтому системы амортизации, имеющие более трех амортизаторов, являются статически неопределимыми.

В случае статически определимой схемы с тремя опорными амортизаторами (рис. 9.2) реакции будут равны

$$P_1 = Q \frac{x_2 y_3 - x_3 y_2}{\Delta}; \quad P_2 = Q \frac{x_1 y_3 - x_3 y_1}{\Delta};$$

$$P_3 = Q \frac{x_1 y_2 - x_2 y_1}{\Delta}; \quad (9.11)$$

$$\Delta = x_2 y_3 - x_3 y_2 - x_3 y_1 + x_1 y_3 + x_1 y_2 - x_2 y_1. \quad (9.12)$$

Координаты точек крепления амортизаторов задаются исходя из условия, что проекции точек крепления на плоскость xu не лежат на одной прямой, т. е. удовлетворяют условию

$$\Delta \neq 0. \quad (9.13)$$

В статически определимой системе реакции амортизаторов не зависят от их упругих свойств.

Расчетная жесткость k_p всех амортизаторов определяется по формуле

$$k_p \approx 40mf^2. \quad (9.14)$$

Расчетная жесткость каждого амортизатора равна

$$k_i = \frac{k_p}{N}. \quad (9.15)$$

Требуемая статическая деформация амортизатора

$$x_{i \text{ ст}} = \frac{P_i}{k_i}. \quad (9.16)$$

В случае статически неопределимых схем на реакции амортизаторов накладываются дополнительные условия, в соответствии с которыми получают различные варианты амортизации, отличающиеся типоразмерами, расположением, величинами реакций и деформаций амортизаторов.

Число дополнительных условий N_d в общем случае составляет

$$N_d = N - 3 + S, \quad (9.17)$$

где N — число амортизаторов; S — число координат точек крепления, выбранных произвольно.

При наложении дополнительных условий все реакции амортизаторов должны быть положительными.

В качестве одного из дополнительных условий выбирают следующее:

$$\sum_{i=1}^N P_i x_i y_i = 0. \quad (9.18)$$

Во всех случаях можно произвольно задать $N - 3$ реакций и определить три остальные из уравнений статики. Если все значения получаются положительными, то выбранная схема амортизации является правильной. В частности при четырех амортизаторах вместо условия (9.18) можно задавать одну из реакций.

После определения реакций из системы уравнений (9.11) и дополнительных условий дальнейший расчет и выбор амортизаторов и выравнивание блока при монтаже производятся так же, как и при статически определимых системах.

Пример 2. В дополнение к условиям примера 1 (стр. 236) задано $\alpha = 4$, $N = 3$.

Из выражения (9.5) находим $\mu = 1/15$. Согласно формуле (9.6) эффективность амортизации должна быть $X = 93\%$; собственная частота амортизации (9.8) будет $f_0 = 2,5$ гц; собственная частота элементов (9.7) блока должна быть $f_3 \geq 75$ гц.

Суммарная расчетная жесткость определяется по формуле (9.14):

$$k_p = 40 \cdot 20 \cdot 100 = 80 \cdot 10^3 \text{ н/м.}$$

Расчетная жесткость будет при трех амортизаторах

$$k = \frac{80 \cdot 10^3}{3} \approx 27 \cdot 10^3 \text{ н/м, при четырех } k_i = 20 \cdot 10^3 \text{ н/м.}$$

ВЫБОР И РАССТАНОВКА АМОРТИЗАТОРОВ

После определения величин основных параметров амортизаторов необходимо выбрать их число, определить координаты точек установки и параметры отдельных амортизаторов на основе статического расчета.

По величине реакций P_1 , P_2 , P_3 и статических деформаций выбирают типоразмеры амортизаторов согласно существующим нормам.

Если нормализованные амортизаторы не удовлетворяют расчетным данным, то рекомендуется проектировать новые амортизаторы.

Статические деформации выбранных амортизаторов могут быть разными, и, следовательно, блок на амортизаторах может иметь перекосы. Поэтому при монтаже необходимо производить выравнивание блока в положение статического равновесия введением компенсирующих про-

кладок, толщина которых равна разности статических прогибов выбранных амортизаторов.

В статически неопределимых схемах реакции амортизаторов и их деформации зависят от жесткостей амортизаторов и условий их монтажа. Реакции амортизаторов совпадают с расчетными только при выравнивании системы в положение статического равновесия.

Условие расстановки амортизаторов РЭА при действии вертикальных гармонических вибраций состоит в том, чтобы центр жесткости, точка приложения результирующей силы суммы реакций амортизаторов, находился на одной вертикали с центром тяжести аппаратуры.

В случае несимметричного расположения амортизаторов относительно обеих вертикальных координатных плоскостей координаты точек установки амортизаторов x_i , y_i должны удовлетворять условиям

$$\sum_{i=1}^N k_i x_i = 0; \quad \sum_{i=1}^N k_i y_i = 0. \quad (9.19)$$

Пример 3. Требуется рассчитать и подобрать амортизаторы к прибору, имеющему вес $Q = 20 \cdot 10$ н, установленному на четырех амортизаторах по схеме, приведенной на рис. 9.3. Координаты точек установки амортизаторов имеют следующие значения, см; $x_1 = 20$; $y_1 = 10$; $x_2 = -10$; $y_2 = 10$; $x_3 = 10$; $y_3 = -6$; $x_4 = 20$; $y_4 = -6$.

Дополнительные условия выбираем согласно (9.18):

$$\sum_{i=1}^4 P_i x_i y_i = P_1 a_1 b_1 - P_2 a_2 b_1 + P_3 a_2 b_2 - P_4 a_1 b_2 = 0.$$

Система уравнений (9.10) статического равновесия будет

$$\begin{aligned} P_1 + P_2 + P_3 + P_4 &= Q; \\ P_1 a_1 - P_2 a_2 - P_3 a_2 + P_4 a_1 &= 0; \\ P_1 b_1 + P_2 b_1 - P_3 b_2 - P_4 b_2 &= 0. \end{aligned}$$

Решения четырех уравнений относительно неизвестных реакций P_1 , P_2 , P_3 , P_4 имеют вид:

$$\begin{aligned} P_1 &= Q \frac{a_2 b_2}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}; & P_2 &= Q \frac{a_1 b_2}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}; \\ P_3 &= Q \frac{a_1 b_1}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}; & P_4 &= Q \frac{a_2 b_1}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}. \end{aligned} \quad (9.20)$$

Подставляя в формулу (9.20) значение координат $x_1 = x_4 = a_1$; $y_1 = y_2 = b_1$; $-x_2 = -x_3 = a_2$; $y_3 = y_4 = b_2$ и значение Q , находим $P_1 = 2,5 \cdot 10$ н; $P_2 = 5 \cdot 10$ н; $P_3 = 8,33 \cdot 10$ н; $P_4 = 4,17 \cdot 10$ н.

Выбираем амортизаторы АФД.

Первый амортизатор АФД-6, второй и четвертый АФД-7 и третий АФД-8 с коэффициентами жесткости соответственно

$$k_6 = 1 \cdot 10^4 \text{ н/м}; \quad k_7 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ н/м}; \quad k_8 = 2,7 \cdot 10^4 \text{ н/м}.$$

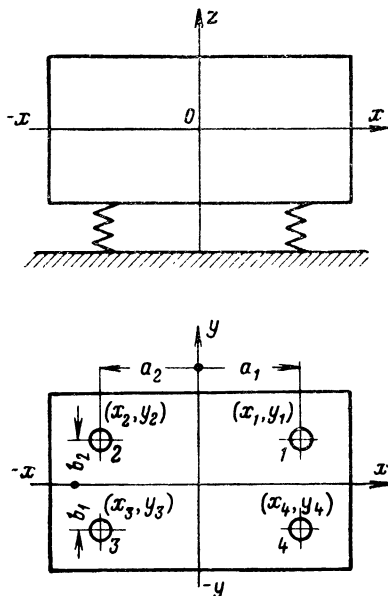


Рис. 9.3. Схема установки блока на четырех амортизаторах.

Статический прогиб амортизаторов согласно (9.16) будет

$$z_{1\text{ст}} = \frac{P_1}{k_6} = \frac{2,5 \cdot 10}{1 \cdot 10^4} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$z_{2\text{ст}} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad z_{3\text{ст}} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad z_{4\text{ст}} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

При проектировании амортизации всегда следует стремиться к тому, чтобы в состоянии равновесия изолируемое тело не имело перекосов, т. е. осадка всех амортизаторов была одинаковой [33].

Толщина δ_i компенсирующих прокладок для выравнивания блока на амортизаторах в положении статического равновесия относительно $z_{i\text{ст}}$ будет

$$\delta_1 = z_{1CT} - z_{1CT} = 0; \quad \delta_2 = z_{2CT} - z_{1CT} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\delta_3 = z_{3CT} - z_{1CT} = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \delta_4 = z_{4CT} - z_{1CT} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Суммарная жесткость амортизаторов равна

$$k = k_6 + 2k_1 + k_8 = 6,9 \cdot 10^4 \text{ н/м}.$$

Собственная частота блока на амортизаторах согласно (9.14) будет

$$f_0^2 = \frac{k}{40m} = \frac{6,9 \cdot 10^4}{40 \cdot 20} = 86,5 \text{ гц}; \quad f = 9,5 \text{ гц}.$$

Коэффициент динамичности (9.5) при $f_l = 20 \text{ гц}$ равен $\mu \approx 0.4$. Эффективность амортизации определяется по формуле (9.6) и равна $X = 60\%$.

РАСЧЕТ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ СХЕМ НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПРОИЗВОЛЬНО НАПРАВЛЕННЫХ ГАРМОНИЧЕСКИХ ВИБРАЦИЙ

В пространственных схемах нагружения при статическом расчете должны быть определены 3 N составляющих реакций амортизаторов P_{ix} , P_{iy} , P_{iz} , которые должны удовлетворять шести уравнениям статики;

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^N \bar{P}_{ix} &= Q_x; \quad \sum_{i=1}^N P_{iy} = Q_y; \quad \sum_{i=1}^N P_{iz} = Q_z; \\ \sum_{i=1}^N (P_{ix} y_i - P_{iy} x_i) &= 0; \\ \sum_{i=1}^N (P_{iy} z_i - P_{iz} y_i) &= 0; \\ \sum_{i=1}^N (P_{iz} x_i - P_{ix} z_i) &= 0. \end{aligned} \quad (9.21)$$

При этом оси прямоугольной системы координат x , y , z направлены параллельно главным направлениям, одно из которых совпадает с осью амортизатора, другие два перпендикулярны ей.

Практическое значение имеют только статически неопределимые системы, для решения которых накладываются (3N — 6) дополнительных условий.

Если система амортизации имеет плоскости симметрии, то дополнительными условиями являются равенства реакций симметрично расположенных амортизаторов.

Пусть составляющие амплитуды возмущающих сил будут

$$P_{0x} = P_0 \cos \alpha; \quad P_{0y} = P_0 \cos \beta; \quad P_{0z} = P_0 \cos \gamma, \quad (9.22)$$

где α, β, γ — углы между направлением действия силы и осями координат x, y, z . Тогда амплитудные значения возмущающих моментов определяются по формулам

$$\begin{aligned} M_{0x} &= P_{0z} y_p - P_{0y} z_p, \\ M_{0y} &= P_{0x} z_p - P_{0z} x_p, \\ M_{0z} &= P_{0y} x_p - P_{0x} y_p, \end{aligned} \quad (9.23)$$

где x_p, y_p, z_p — координаты точки приложения гармонической силы $P = P_0 \sin 2\pi f t$. Амплитуды вибраций центра тяжести блока приближенно равны

$$x_{0x} = \frac{P_{0x}}{m\omega_0^2}; \quad y_{0y} = \frac{P_{0y}}{m\omega_0^2}; \quad z_{0z} = \frac{P_{0z}}{m\omega_0^2} \quad (9.24)$$

где $\omega_0 = 2\pi f_0$.

Амплитуды (в радианах) вращательных колебаний блока $\varphi_{0x}, \varphi_{0y}, \varphi_{0z}$ относительно осей координат составляют

$$\varphi_{0x} = \frac{M_{0x}}{J_{0x} \omega_0^2}; \quad \varphi_{0y} = \frac{M_{0y}}{J_{0y} \omega_0^2}; \quad \varphi_{0z} = \frac{M_{0z}}{J_{0z} \omega_0^2}, \quad (9.25)$$

где J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} — моменты инерции блока относительно осей x_0, y_0, z_0 .

По расчетным значениям амплитуд определяется их допустимость для амортизированного блока.

Подбор амортизаторов производят, исходя из определения их жесткости и несущей способности в осевом направлении P_z . При этом $P_{z \text{ мин}} \leq P_{iz} \leq P_{z \text{ макс}}$.

Общая жесткость амортизаторов определяется по формуле (9.14), при этом рекомендуется, чтобы $\alpha = f/f_0 > 4$. Расчетную жесткость каждого амортизатора в первом приближении можно определять по формуле (9.15).

При расстановке амортизаторов следует учитывать, что большие по горизонтали расстояния от амортизаторов до их центра жесткости, лежащего на вертикали, проходящей

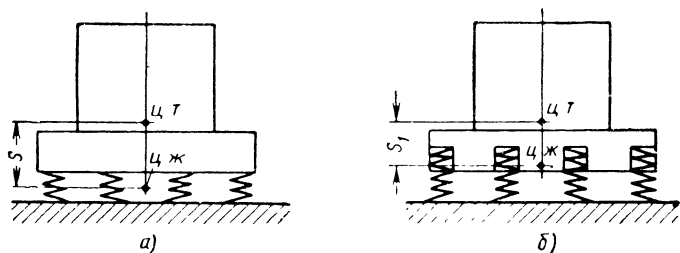


Рис. 9.4. Схемы расположения центра жесткости и центра тяжести системы:

а — разнесение центров жесткости и тяжести; б — сближение центров жесткости и тяжести.

через центр тяжести блока, приводят к высоким частотам собственных вращательных колебаний блока. Для избежания такого явления рекомендуется, чтобы координаты x_i , y_i точек установки амортизаторов удовлетворяли условиям

$$\frac{\sum_1^N k_i x_i^2}{k_p} = \frac{J_{0y}}{m}, \quad (9.26)$$

$$\frac{\sum_1^N k_i y_i^2}{k_p} = \frac{J_{0x}}{m},$$

где k_i — вертикальная жесткость одного амортизатора; k_p — общая жесткость всех амортизаторов.

Необходимо также стремиться к уменьшению расстояния между центром жесткости амортизаторов и центром тяжести блока (рис. 9.4).

Расстановка амортизаторов в плане должна быть симметричной, хотя бы относительно одной из главных центральных осей инерции амортизируемого блока.

Статические деформации амортизаторов

$$x_{i \text{ ст}} = \frac{P_{ix}}{k_{ix}}; \quad y_{i \text{ ст}} = \frac{P_{iy}}{k_{iy}}; \quad z_{i \text{ ст}} = \frac{P_{iz}}{k_{iz}}. \quad (9.27)$$

Выравнивание в положение статического равновесия производится для каждого амортизатора в трех его главных направлениях.

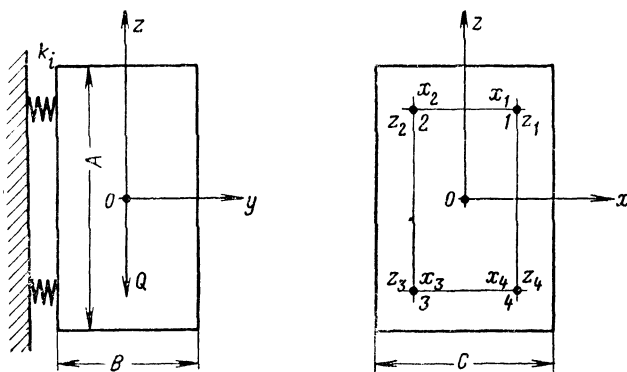


Рис. 9.5. Схема установки амортизаторов при пространственном нагружении.

Компенсация в направлении оси амортизатора производится установкой прокладок, компенсация в перпендикулярных направлениях — смещением оси амортизатора в плоскости крепления.

Пример 4. Рассмотрим схему пространственного нагружения (рис. 9.5).

Схема симметрична относительно плоскости xOz , т. е.

$$\begin{aligned} x_1 &= -x_2 = -x_3 = x_4; \\ y_1 &= y_2 = y_3 = y_4 = h; \\ z_1 &= z_2 = -z_3 = -z_4 = b. \end{aligned} \quad (9.28)$$

Составляющие реакций амортизаторов из условия симметрии принимаем равными

$$\begin{aligned} P_{1x} &= P_{2x} = P_{3x} = P_{4x} = 0; \\ P_{1y} &= P_{2y}; \quad P_{3y} = P_{4y}; \\ P_{1z} &= P_{2z}; \quad P_{3z} = P_{4z}. \end{aligned} \quad (9.29)$$

В силу условий (9.27) и (9.28) три уравнения из (9.21) запишутся в виде

$$\begin{aligned} \sum_1^4 P_{ik} &\equiv Q; & \sum_1^4 (P_{ix} y_i - P_{iy} x_i) &\equiv 0; \\ \sum_1^4 (P_{ix} z_i - P_{iz} x_i) &\equiv 0. \end{aligned} \quad (9.30)$$

Для определения четырех реакций остаются только три следующих уравнения (9.29):

$$\sum_{i=1}^4 P_{iy} = 0; \quad \sum_{i=1}^4 P_{iz} = Q; \quad \sum_{i=1}^4 (P_{iy} z_i - P_{iz} y_i) = 0. \quad (9.31)$$

Зададим дополнительное условие

$$P_{1z} = P_{3z}.$$

Тогда из уравнения $\sum_{i=1}^4 P_{iz} = Q$ и условий (9.30) получаем

$$P_{1z} = P_{2z} = P_{3z} = P_{4z} = \frac{Q}{4}.$$

Аналогично, из уравнения $\sum_{i=1}^N P_{iy} = 0$ и условий (9.29) находим

$$P_{1y} = P_{2y} = -P_{3y} = -P_{4y}.$$

Из уравнения $\sum_{i=1}^4 (P_{iy} z_i - P_{iz} y_i) = 0$ и условия (9.28) находим

$$\begin{aligned} P_{1y} = P_{2y} &= -\frac{Qh}{4b}; \\ P_{3y} = P_{4y} &= \frac{Qh}{4b}, \end{aligned} \quad (9.32)$$

т. е. амортизаторы должны работать на сжатие и растяжение.

Выбираем амортизаторы типа АП с линейной характеристикой

$$P_{ix} = P_{iz} = k_z z_i \text{ ст}; \quad P_{iy} = k_y y_i \text{ ст}.$$

Подставляя сюда значения реакций (9.29), находим статический прогиб амортизаторов:

$$z_{1\text{ ст}} = z_{2\text{ ст}} = z_{3\text{ ст}} = \frac{Q}{4k_z}; \quad (9.33)$$

$$y_{1\text{ ст}} = y_{2\text{ ст}} = -\frac{Qh}{4bk_y}; \quad y_{3\text{ ст}} = y_{4\text{ ст}} = \frac{Qh}{4bk_y}.$$

Для компенсации перекоса необходима установка прокладок под амортизаторы 3 и 4 (рис. 9.5) толщиной

$$\delta_3 = \delta_4 = y_{3\text{ ст}} - y_{1\text{ ст}} = \frac{Qh}{2bk_y}. \quad (9.34)$$

В условия (9.26) входят моменты инерции блока, которые в рассматриваемом примере могут быть определены как моменты инерции параллелепипеда относительно осей X , Y , Z , параллельных сторонам A , B , C , с началом координат в центре тяжести (рис. 9.5):

$$\begin{aligned} J_x &= \frac{m}{12} (A^2 + C^2); \quad J_y = \frac{m}{12} (A^2 + B^2); \\ J_z &= \frac{m}{12} (B^2 + C^2). \end{aligned} \quad (9.35)$$

В данном случае оси XYZ являются центральными главными осями инерции блока, так как центробежные моменты инерции относительно этих осей равны нулю, т. е. $J_{xy} = J_{yz} = J_{xz} = 0$.

Отметим, что центр жесткости амортизатора, работающего в горизонтальном направлении на изгиб и не имеющего шарнира на торцах, находится на середине его высоты (рис. 9.4).

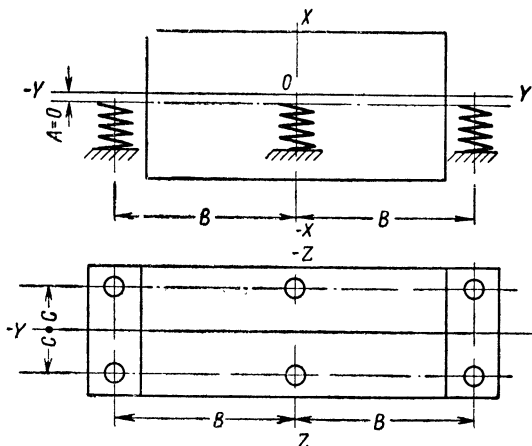
9.3. РАСЧЕТ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ БЛОКА НА АМОРТИЗАТОРАХ

Рассмотрим два практически важных случая расчета частот собственных колебаний блока, установленного на амортизаторах.

ПОЛНОСТЬЮ СИММЕТРИЧНАЯ СИСТЕМА АМОРТИЗАЦИИ

На рис. 9.6 изображена схема установки амортизаторов и показаны расстояния A , B , C амортизаторов от центра тяжести блока O .

Реакции амортизаторов считаются направленными параллельно осям координат, проходящим через центр тяжести блока и принимаемым за главные оси инерции. Полностью симметричной система амортизации становится тогда, когда суммы расстояний амортизаторов до центра



Р и с. 9.6. Схема расположения амортизаторов при полностью симметричной системе амортизации.

тяжести в направлении каждой координатной оси равны нулю, т. е.

$$\sum A = 0; \quad \sum B = 0; \quad \sum C = 0. \quad (9.36)$$

При выполнении условий (9.36) общее частотное уравнение разделяется на шесть простых уравнений вида

$$\omega^2 - \frac{Nk_x}{m} = 0, \quad (9.37)$$

из которых определяются шесть значений собственных частот системы, соответствующие шести формам независимых свободных колебаний:

$$\begin{aligned} f_{01}^2 &= \frac{0,025k_x}{m}; & f_{02}^2 &= \frac{0,025k_y}{m}; \\ f_{03}^2 &= \frac{0,025k_z}{m}; & f_{04}^2 &= \frac{0,025k_z \sum B^2}{J_z}; \\ f_{05}^2 &= \frac{0,025k_x \sum C^2}{J_y}; & f_{06}^2 &= \frac{0,025(k_z \sum B^2 + k_y \sum C^2)}{J_x}. \end{aligned} \quad (9.38)$$

где f_1, f_2, f_3 — собственные частоты соответственно вертикальных, продольных и поперечных независимых колебаний; f_4, f_5, f_6 — собственные частоты независимых угловых колебаний при продольной, боковой качке и рыскании соответственно; k_x, k_y, k_z — суммарные жесткости амортизаторов вдоль каждой оси координат; J_x, J_y, J_z — моменты инерции блока относительно осей координат.

Характерной особенностью полностью симметричной системы амортизации является то, что все собственные частоты находятся в узком диапазоне. Поэтому при проектировании системы амортизации РЭА рекомендуется выбирать рассмотренную схему.

СИСТЕМА АМОРТИЗАЦИИ, СИММЕТРИЧНАЯ ОТНОСИТЕЛЬНО ДВУХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПЛОСКОСТЕЙ

Схема установки амортизаторов показана на рис. 9.7. Обозначения соответствуют предыдущему случаю, но $A \neq 0$.

Если значения жесткостей k_x, k_y, k_z для всех амортизаторов неодинаковые, то условие симметрии состоит в следующем:

$$\begin{aligned} \sum (k_x C) = 0; \quad \sum (k_y C) = 0; \quad \sum (k_x B) = 0; \\ \sum (k_z B) = 0. \end{aligned} \quad (9.39)$$

В рассматриваемом случае собственные частоты независимых вертикальных и связанных продольных колебаний и продольной качки определяются по формулам:

$$\omega^2 = \omega_1^2; \quad \omega^2 = \frac{1}{2} \left[(\omega_2^2 + \omega_3^2) \pm \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_3^2)^2 + 4\mu_a \mu_b} \right]; \quad (9.40)$$

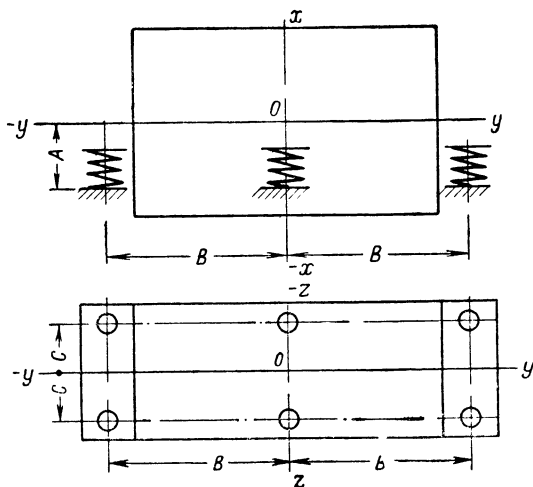
частоты независимых колебаний рыскания и связанных поперечных колебаний и боковой качки — по формулам:

$$\omega^2 = \omega_5^2; \quad \omega^2 = \frac{1}{2} \left[(\omega_4^2 + \omega_6^2) \pm \sqrt{(\omega_4^2 - \omega_6^2)^2 + 4\mu_e \mu_f} \right], \quad (9.41)$$

где

$$\omega_1 = \frac{k_x}{m}; \quad \omega_2 = \frac{k_y}{m}; \quad \omega_3 = \frac{k_y \sum A^2 + k_x \sum B^2}{J_z};$$

$$\begin{aligned}
 \omega_4 &= \frac{k_z}{m}; \quad \omega_5 = \frac{k_z \sum B^2 + k_y \sum C^2}{J_z}; \\
 \omega_6 &= \frac{k_x \sum C^2 + k_z \sum A^2}{J_y}; \quad \mu_a = \frac{k_y \sum A}{m}; \\
 \mu_b &= \frac{k_y \sum A}{J_z}; \quad \mu_l = \frac{k_z \sum A}{m}; \quad \mu_f = \frac{k_z \sum A}{J_y}.
 \end{aligned}
 \tag{9.42}$$



Р и с. 9.7. Схема установки амортизаторов симметрично относительно двух вертикальных плоскостей.

Собственные частоты в герцах будут равны

$$f \simeq 0,16\omega. \tag{9.43}$$

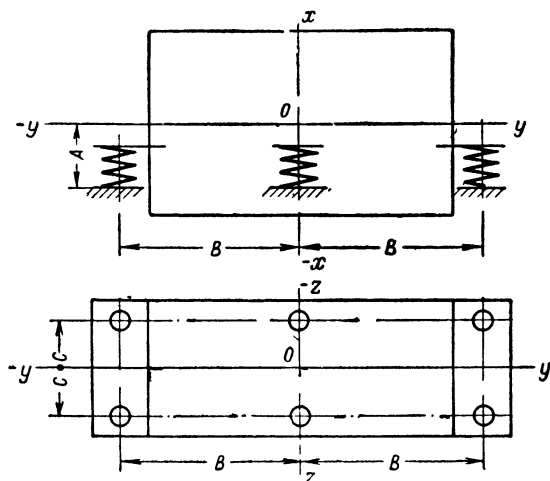
Для выполнения условий симметричности относительно двух вертикальных плоскостей необходимо, чтобы весовая нагрузка элементов распределялась равномерно по горизонтальной плоскости блока.

Пример 5. Требуется рассчитать собственные частоты системы амортизации, изображенной на рис. 9.8. Исходные данные:

$$N=4; \quad Q=20 \cdot 10 \text{ н}; \quad m=20 \text{ кг};$$

$$P_{1z}=P_{2z}=P_{3z}=P_{4z}=\frac{200}{4}=5 \cdot 10 \text{ н};$$

$$\begin{aligned}
 J_x &= 1,93 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2; \quad J_y = 4 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2; \\
 J_z &= 3,1 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2; \quad k_x = k_y = 22 \text{ н/см}; \quad k_z = 200 \text{ н/см}; \\
 A &= 0; \quad B_1 = B_4 = 58,4 \text{ см}; \quad B_2 = B_3 = 58,4 \text{ см}; \\
 C_1 &= C_2 = -45,7 \text{ см}; \quad C_3 = C_4 = 45.
 \end{aligned}$$



Р и с. 9.8. Схема установки амортизаторов (к примеру 5); ($A \neq 0$; $\sum B = 0$; $\sum C = 0$; $\sum AB = 0$).

По формуле (9.36) находим, что

$$\sum_{i=1}^4 A_i = 0; \quad \sum_{i=1}^4 B_i = 0; \quad \sum_{i=1}^4 C_i = 0,$$

т. е. система полностью симметрична.

Находим частоты собственных колебаний системы (9.38).

Частота в продольном и поперечном направлениях

$$f_{01}^2 = f_{02}^2 = \frac{0,025 \cdot 4 \cdot 22 \cdot 10^2}{20} = 11; \quad f_{01} = f_{02} \approx 3,3 \text{ гц};$$

в вертикальном направлении

$$f_{03}^2 = \frac{0,025 \cdot 4 \cdot 200 \cdot 10^2}{20} = 100; \quad f_3 = 10 \text{ гц}.$$

Частота продольной качки ($\sum B^2 = 1,37$)

$$f_{04}^2 = \frac{0,025 \cdot 200 \cdot 10^2 \cdot 1,37}{4} = 170; \quad f_4 \approx 13 \text{ гц.}$$

Частота боковой качки ($\sum C^2 = 0,82$)

$$f_{05}^2 = \frac{0,025 \cdot 200 \cdot 10^2 \cdot 0,82}{1,93} = 220; \quad f_5 = 15 \text{ гц.}$$

Частота рыскания

$$f_{06}^2 = \frac{0,025 \cdot 22 \cdot 10^2 \cdot (1,37 + 0,82)}{3,1} = 39; \quad f_6 \approx 6,2 \text{ гц.}$$

9.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧНОСТИ С УЧЕТОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ

Формулы (9.5) и (9.6) для определения коэффициента передачи или коэффициента динамичности μ и эффективности амортизации X не учитывают демпфирующих свойств амортизаторов, и при этом принималось, что частота f вынужденных колебаний отличается от собственной частоты f_0 , т. е. должно быть $\alpha > 1$. В реальных условиях разность между частотами $f - f_0$ может иметь малые значения, и поэтому для ограничения значения коэффициента динамичности на резонансной частоте $f = f_0$ необходимо вводить демпфирование системы амортизации. Но демпфирование приводит к повышенным значениям коэффициента динамичности μ при $f > f_0$ по сравнению с расчетными значениями по формуле (9.5).

Увеличение коэффициента динамичности при $f = f_0$ не всегда допустимо, так как это может привести к нарушению виброустойчивости радиоэлементов, чувствительных к вибрациям, установленных в амортизируемом блоке. Следовательно, коэффициент динамичности системы амортизации должен иметь ограниченные значения, например меньше 3, на резонансной частоте $f = f_0$ и иметь значения, приближающиеся к теоретическим (9.5), при $f > f_0$. Такому условию могут удовлетворить только амортизаторы с переменным коэффициентом демпфирования η , зависящим от частоты и амплитуды вибрации.

Рассмотрим пока влияние коэффициента демпфирования η на величину μ в колебательной системе с одной сте-

пению свободы при действии на нее гармонических вибраций. Коэффициент динамичности μ в этом случае определяется по формуле

$$\mu = \sqrt{\frac{1 + 4\alpha^2 \eta^2}{(1 - \alpha^2)^2 + 4\alpha^2 \eta^2}}, \quad (9.44)$$

где $\alpha = f/f_0$; η — коэффициент демпфирования колебаний, всегда меньший единицы.

Из формулы (9.44) следует, что:

1) если $f < f_0$, то $\mu > 1$, и в этом случае амортизаторы применять не следует;

2) при $f = f_0$ значение $\mu = \sqrt{\frac{1+4\eta^2}{4\eta^2}}$ должно быть как можно меньше, примерно 1,5—2, т. е. коэффициент должен быть наибольшим;

3) для всех значений η виброизоляция осуществляется в диапазоне частот при $f > 1,41 f_0$;

4) с увеличением α коэффициент μ уменьшается и стремится к нулю, эффективность амортизации повышается; в настоящее время применяют амортизаторы при $\alpha = 200 \div 300$, поэтому рекомендации иметь $\alpha = 2,5 \div 5$ [33] в большинстве случаев виброизоляции РЭА, особенно для повышения ее виброустойчивости, неприменимы.

Рассмотрим теперь, каким примерно условиям должен удовлетворять переменный коэффициент демпфирования $\eta(f)$, чтобы не ухудшалась эффективность амортизации на больших частотах ($f \gg f_0$).

В формуле (9.44) положим $\eta = 1/n\alpha$, тогда

$$\mu(\eta) = \sqrt{\frac{n^2 + 4}{n^2(1 - \alpha^2)^2 + 4}}, \quad (9.45)$$

где n — положительное число, большее единицы.

Так как $0 \leq \eta < 1$, то, задав значения $n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 10$, при $\alpha = 1$ из формулы (9.45) найдем соответственно значения $\mu = 1,14; 1,41; 1,75; 2,24; 2,64; 3,16; 5,1$.

Наиболее удовлетворительные значения коэффициента динамичности находятся в пределах $2 \leq \mu < 6$. Следовательно, желаемые пределы изменения коэффициента демпфирования должны быть

$$\frac{1}{6\alpha} < \eta < \frac{1}{2\alpha}. \quad (9.46)$$

Условимся коэффициент динамичности μ оценивать при значениях α , равных 1; 5; 10; 100; 200. Тогда по формуле (9.46) можно найти пределы изменения коэффициента демпфирования в зависимости от частоты.

Например, при $\alpha = 2000,001 < \eta < 0,0025$.

Таким образом, для получения определенной эффективности системы амортизации на различных частотах возбуждающих вибраций амортизаторы должны обладать коэффициентом демпфирования, удовлетворяющим условию (9.46).

9.5. РАСЧЕТ АМОРТИЗАЦИИ, ПОДВЕРЖЕННОЙ УДАРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЯМ

Выбор противоударных амортизаторов обуславливается параметрами ударных импульсов и требованиями по снижению перегрузок, передаваемых на блок РЭА. Рассмотрим линейные системы амортизации.

ЛИНЕЙНАЯ СИСТЕМА АМОРТИЗАЦИИ БЕЗ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ХОДА АМОРТИЗАТОРА

Предположим, что система с одной степенью свободы при ударе движется в направлении ударного импульса.

Пусть на систему воздействует ударный импульс синусоидальной формы $\ddot{\xi} = -W_0 \sin 2\pi ft$ с амплитудой W_0 и длительностью τ .

Пусть $O\xi$ — неподвижная ось, направление которой соответствует ударному импульсу, и Ox — подвижная ось, жестко связанная с блоком (рис. 9.9).

Уравнение движения амортизированного блока имеет вид

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = W_0 \sin 2\pi ft, \quad 0 \leq t < \tau, \quad (9.47)$$

где x — перемещение блока относительно основания; ω_0 — частота собственных колебаний блока на амортизаторах; $\omega = 2\pi/\tau$ — условная частота синусоидального импульса.

При нулевых начальных условиях решение уравнения (9.47) будет

$$x = \frac{W_0}{\omega^2 - \omega_0^2} \frac{1}{\omega} (\omega \sin \omega_0 t - \omega_0 \sin \omega t). \quad (9.48)$$

Абсолютное ускорение ξ и относительная скорость \dot{x} определяются по формулам

$$\ddot{\xi} = \dot{x} + \ddot{\xi}_0 = -\frac{W_0 \omega_0}{\omega^2 - \omega_0^2} (\omega \sin \omega_0 t - \omega_0 \sin \omega t), \quad (9.49)$$

$$\dot{x} = \frac{W_0 \omega}{\omega^2 - \omega_0^2} (\cos \omega_0 t - \cos \omega t). \quad (9.50)$$

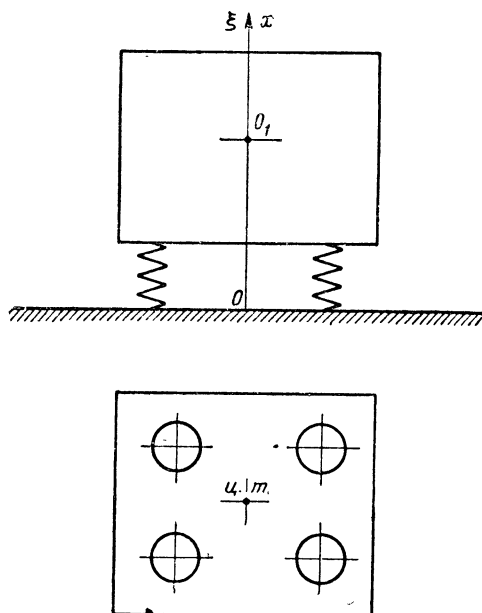


Рис. 9.9. Расположение начала координатных осей подвижной Ox и неподвижной $O\xi$ систем.

Из формул (9.48) и (9.49) следует, что ускорение, передающееся на амортизированный блок, будет тем меньше, чем ниже частота собственных колебаний блока на амортизаторах. При этом относительное перемещение x блока увеличивается.

Уравнение движения амортизированного блока после действия ударного импульса

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0; \quad t \geq \tau. \quad (9.51)$$

Решение уравнения (9.51) согласно (9.48) и (9.50) при начальных условиях ($t = \tau$)

$$x = x_0 = \frac{W_0}{\omega^2 - \omega_0^2} \frac{\omega}{\omega_0} \sin \omega_0 \tau,$$

$$\dot{x} = \dot{x}_0 = \frac{\omega W_0}{\omega^2 - \omega_0^2} (\cos \omega_0 \tau - 1)$$

будет

$$x = \frac{W_0}{\omega^2 - \omega_0^2} \frac{\omega}{\omega_0} [\sin \omega_0 t - \sin (\omega_0 t - \omega_0 \tau)]. \quad (9.52)$$

Согласно выражению (9.52) относительная скорость будет равна

$$\dot{x} = \frac{W_0 \omega}{\omega^2 - \omega_0^2} [\cos \omega_0 t - \cos (\omega_0 t - \omega_0 \tau)].$$

Ускорение блока после действия ударного импульса, т. е. при $\xi_0 = 0$,

$$\ddot{x} = \ddot{\xi} = -\frac{W_0 \omega \omega_0}{\omega^2 - \omega_0^2} [\sin \omega_0 t - \sin (\omega_0 t - \omega_0 \tau)]. \quad (9.53)$$

Наибольшие максимальные значения перемещения x_{\max} и ускорения $\ddot{\xi}_{\max}$ блока получаются при $\omega > \omega_0$ и $t > \tau$, т. е. после действия ударного импульса и при условии, что длительность синусоидального ударного импульса τ меньше периода собственных колебаний блока на амортизаторах.

Формулы (9.52) и (9.53) можно записать в виде

$$x = \frac{2W_0}{\omega^2 - \omega_0^2} \frac{\omega}{\omega_0} \sin \frac{\omega_0 \tau}{2} \cos \left(\omega_0 t - \frac{\omega_0 \tau}{2} \right),$$

$$\ddot{x} = -\frac{2W_0 \omega \omega_0}{\omega^2 - \omega_0^2} \sin \frac{\omega_0 \tau}{2} \cos \left(\omega_0 t - \frac{\omega_0 \tau}{2} \right),$$

а максимальные значения ускорения W и перемещения δ — в виде

$$W = \frac{W_0}{\omega_0^2} \frac{2v}{v^2 - 1} \sin \frac{\pi}{v},$$

$$\delta = W_0 \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \sin \frac{\pi}{\alpha},$$

где

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \omega = \frac{2\pi}{\tau}.$$

Таким образом, чтобы максимальные ускорения, передаваемые на блок, были меньше амплитуды ударного импульса W_0 , должно выполняться условие

$$\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \leq 1,$$

из которого следует, что

$$\omega_0 \tau \leq 2,5.$$

При этих условиях максимальное перемещение блока на амортизаторах будет

$$W < \frac{W_0}{\omega_0^2},$$

и, следовательно, необходимый свободный ход амортизированного блока должен находиться в пределах

$$\delta < \Delta \geq \frac{W_0}{\omega_0^2}.$$

Формулы для расчета максимальных ускорений W и параметров системы амортизации при действии ударных синусоидальных и косинусоидальных импульсов различной длительности приведены в табл. 9.1.

Формулы для косинусоидального ударного импульса для трех четвертей и половины длины волны совпадают с формулами соответствующей длительности синусоидального импульса (2) и (3) (табл. 9.1).

Отношение $\alpha = \omega/\omega_0$ изменяется в пределах $1 \leq \alpha < 2,5$ для всех импульсов, кроме случая, когда импульс имеет форму полной косинусоиды.

Во всех случаях максимальные перемещения блока определяются по формуле $\delta = W/\omega_0^2$.

Таблица 9.1

Формулы для расчета максимальных ускорений и параметров системы амортизации

Форма ударного импульса	Условие уменьшения ускорения	Необходимый свободный ход блока на амортизаторах Δ превышает	Максимальное ускорение на блоке при свободном ходе
Полная синусоида $\omega = \frac{2\pi}{\tau}$	$\omega_0 \tau < 2,5$	$\frac{W_0}{\omega_0^2}$	$W = W_0 \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \sin \frac{\pi}{\alpha}$ (1)
Три четверти синусоиды $\omega = \frac{3\pi}{2\tau}$	$\omega_0 \tau < 2,1$	$\frac{0,8 W_0}{\omega_0^2}$	$W = \frac{W_0}{\alpha^2 - 1} \sqrt{1 + \alpha^2 + 2\alpha \sin \frac{3\pi}{2\alpha}}$ (2)
Половина синусоиды $\omega = \frac{\pi}{\tau}$	$\omega_0 \tau \leq 1,75$	$\frac{1,25 W_0}{\omega_0^2}$	$W = W_0 \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \cos \frac{\pi}{2\alpha}$ (3)

Продолжение табл. 9.1

Форма ударного импульса	Условия уменьшения ускорения	Необходимый свободный ход блока на амортизаторах Δ превышает	Максимальное ускорение на блоке при свободном ходе
Четверть синусоиды $\omega = \frac{\pi}{2\tau}$	$\omega_0 \tau \leq 1,57$	$\frac{W_0}{\omega_0^2}$	$W = \frac{W_0}{\alpha^2 - 1} \sqrt{\frac{\pi}{1 + \alpha^2 - 2\alpha \sin \frac{\pi}{2\alpha}}} \quad (4)$
Полная косинусоида $\omega = \frac{2\pi}{\tau}$	$\omega_0 \tau \leq 3,7$	$\frac{W_0}{\omega_0^2}$	$W = \frac{2W_0}{\alpha^2 - 1} \sin \frac{\pi}{\alpha}$ при $1 \leq \alpha \leq 3,5$ (5)
Половина косинусоиды $\omega = \frac{\pi}{\tau}$	$\omega_0 \tau \leq 2,3$	$\frac{1,1W_0}{\omega_0^2}$	$W = \frac{2W_0}{\alpha^2 - 1} \cos \frac{\pi}{2\alpha} \quad (6)$

Пример 6. Блок весом $Q = 200 \cdot 10$ н требуется установить на четырех амортизаторах, симметрично расположенных относительно вертикальной оси. Центр тяжести блока совпадает с его геометрическим центром (рис. 9.9).

а) На основании амортизации действует ударный импульс в виде синусоидальной полуволны с амплитудой $W_0 = 60$ г и длительностью $\tau = 0,025$ сек. Собственная частота системы амортизации согласно данным табл. 9.1 должна быть равна

$$\omega_0 = \frac{1,75}{0,025} = 70 \text{ рад/сек}$$

или

$$f_0 \leq 11 \text{ гц.}$$

Суммарная жесткость амортизаторов

$$k_x = m\omega_0^2 = 200 \cdot 70^2 = 980 \cdot 10^3 \text{ н/м.}$$

Жесткость каждого амортизатора

$$k_{xi} = \frac{k_x}{4} = 245 \cdot 10^3 \text{ н/м.}$$

Условная частота ударного импульса

$$\omega = \frac{\pi}{\tau} = \frac{3,14}{0,025} = 125 \text{ рад/сек.}$$

Коэффициент частотного отношения

$$\alpha \geq \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{125}{70} \geq 1,8.$$

Максимальное ускорение, действующее на блок согласно формуле (3) табл. 9.1, будет равно

$$W < 60g \frac{2 \cdot 1,8}{1,8^2 - 1} \cos \frac{\pi}{3,6} = 59 \text{ г.}$$

Необходимый свободный ход блока на амортизаторах

$$\Delta > \frac{1,25 \cdot 60 \cdot 10}{70^2} = 0,153 \text{ м.}$$

Прогиб амортизаторов

$$\delta = \frac{W}{\omega_0^2} = \frac{60}{70^2} = 0,122 \text{ м; } \Delta > \delta.$$

б) На основании этой же системы амортизации действует синусоидальный импульс в форме полной волны длительностью $\tau = 0,025$ сек с амплитудой ускорения $60g$.

Из табл. 9.1 находим

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau} = \frac{6,28}{0,025} = 250 \text{ рад/сек};$$

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{250}{70} = 3,6;$$

$$W = 60g \frac{2 \cdot 3,6}{3,6^2 - 1} \sin \frac{\pi}{3,6} = 27,5g;$$

$$\Delta = \frac{60 \cdot 10}{70^2} = 0,122 \text{ м};$$

$$\delta = \frac{27,5 \cdot 10}{70^2} = 0,056 \text{ м}.$$

В некоторых случаях производят приближенный расчет системы амортизации на ударные нагрузки по следующей методике.

Для расчета амортизации РЭА при действии ударных нагрузок должно быть задано:

Q — вес блока;

W_0 — максимальное ускорение, действующее на основание;

$[n_{\text{уд}}]$ — допустимая ударная перегрузка на блоке, в единицах g ;

τ — длительность ударного импульса;

$W(t)$ — закон изменения ускорения при ударе;

$[x_y]$ — допустимая амплитуда перемещения блока на амортизаторах при ударе;

k_i — жесткость амортизаторов.

В результате расчета определяются:

$x_{\text{макс}}$ — максимальная деформация амортизаторов, мм;

$n_{\text{уд макс}}$ — максимальная ударная перегрузка, действующая на аппаратуру, g ;

$\mu_{\text{уд}}$ — коэффициент передачи удара.

Приближенный расчет основывается на следующих допущениях: действительный ударный импульс заменяется эквивалентным; удар происходит в направлении одной из осей координат системы амортизации; при ударе аппаратура перемещается поступательно в направлении удара; де-

формация амортизаторов происходит в пределах линейности характеристики.

Параметры W_0 и τ_0 эквивалентного прямоугольного импульса определяются из следующих соотношений:

а) для импульса произвольной формы (рис. 9.10, а)

$$W_0 \tau_0 = \int_0^{\tau} w(t) dt; \quad \frac{W_0 \tau_0^2}{2} = \int_0^{\tau} dt \int_0^t w(t) dt,$$

здесь $w(t)$ — закон изменения ускорения при ударе;

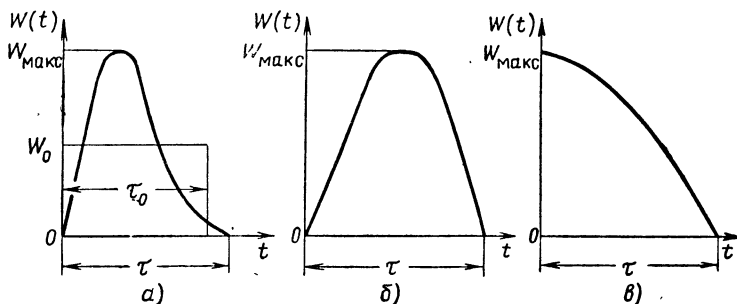


Рис. 9.10. Формы и основные параметры ударных импульсов:
а — импульс с различными фронтом и срезом; б — полусинусоидальный импульс; в — четверть косинусоидальный импульс.

б) для синусоидального импульса (рис. 9.10, б)

$$W_0 = \frac{2}{\pi} W_{\text{макс}}; \quad \tau_0 = \tau;$$

в) для косинусоидального импульса (рис. 9.10, в)

$$W_0 = \frac{W_{\text{макс}}}{2}; \quad \tau_0 = \frac{4}{\pi} \tau.$$

Максимальная деформация амортизатора в направлении удара при слабом демпфировании и длительном или коротком ударе будет

$$x_{\text{макс}} = \frac{2W_0}{\omega^2}, \quad \left(\tau_0 \geq \frac{\pi}{\omega} \right); \quad x_{\text{макс}} = \frac{W_0}{\omega_{\text{уч}}^2} \sqrt{2(1 - \cos \omega \tau_0)};$$

$$\left(\tau_0 \ll \frac{\pi}{\omega} \right),$$

где $\omega_{yc}^2 = \frac{k}{m}$ — квадрат условной частоты возбуждения;

$k = \sum_{i=1}^N k_i$ — суммарная жесткость амортизаторов;
 k_i — статическая жесткость i -го амортизатора в направлении удара.

Максимальная деформация должна быть меньше допустимой амплитуды, т. е. $x_{\max} < [x_y]$.

Максимальное ускорение и ударная перегрузка амортизированного блока равны

$$W_{\text{бл}} = \omega^2 x_{\max},$$

$$n_{\text{уд макс}} = \frac{W_{\text{бл}}}{g} \approx 10^{-3} W_{\text{бл}}.$$

Коэффициент передачи удара без демпфирования

$$\mu_{\text{уд}} = \frac{W_{\text{бл}}}{W_0}; \quad \left(\tau_0 \geq \frac{\pi}{\omega} \right),$$

$$\mu_{\text{уд}} = \sqrt{2(1 - \cos \omega \tau_0)}; \quad \left(\tau \ll \frac{\pi}{\omega} \right). \quad (9.54)$$

При длительном импульсе амортизация не защищает РЭА от удара, а наоборот, усиливает ударные нагрузки на блок в два раза.

При кратковременном импульсе ударные нагрузки, передаваемые на блок, тем меньше, чем меньше длительность импульса τ_0 по сравнению с периодом свободных колебаний $T = 2\pi/\omega$ блока.

Например, при $\tau_0 = \pi/6\omega$ из формулы (9.54) следует, что $\mu_{\text{уд}} = 0,52$, т. е. амортизация будет в два раза уменьшать ударные ускорения на блоке при заданной длительности импульса τ_0 .

Для уменьшения ударных ускорений с помощью амортизаторов необходимо выполнять условие [33]

$$\tau_0 < 0,25T, \quad (9.55)$$

где τ_0 — длительность ударного импульса; $T = 2\pi/\omega$ — период собственных колебаний амортизированной системы.

ЛИНЕЙНАЯ СИСТЕМА АМОРТИЗАЦИИ С ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ ХОДА

Для предохранения аппаратуры от больших перемещений амортизация должна иметь упругие ограничители хода [32] с нелинейной характеристикой (рис. 9.11).

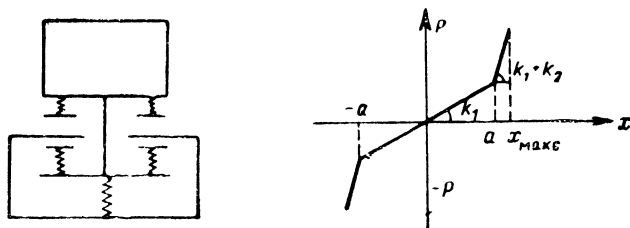


Рис. 9.11. Схема амортизации с ограничителями хода и статистическая характеристика системы амортизации.

Максимальное перемещение и ускорение блока будут равны

$$x_{\max} = \frac{a \omega_2^2 - \sqrt{\omega^2 W^2 \tau_0^2 - a^2 \omega_1^2 \omega_2^2}}{\omega^2}, \quad (9.56)$$

$$W_{\text{бл}} = \omega^2 x_{\max} - \omega_2^2 a,$$

где

$$\omega^2 = \frac{k_1 + k_2}{m}; \quad \omega_1^2 = \frac{k_1}{m}; \quad \omega_2^2 = \frac{k_2}{m};$$

m — масса блока; k_1 и k_2 — суммарные жесткости системы амортизации с ограничителями; x_a — максимальный прогиб амортизаторов до ограничителей; W — постоянное ускорение.

Пример 7. Рассчитать максимальное перемещение и максимальное ускорение блока на амортизаторах с упругими ограничителями хода на ударную нагрузку при условии:

$Q = 20 \cdot 10^3$ н; $k_1 = 70 \cdot 10^3$ н/м; $k_2 = 630 \cdot 10^3$ н/м;
 $a = 0,3$ см; $W = 20$ г; $\tau_0 = 0,01$ сек.

По формулам (9.56) находим:

$$\omega^2 = 35000 \text{ 1/сек}^2; \quad \omega_1^2 = 3500 \text{ 1/сек}^2; \quad \omega_2^2 = 31500 \text{ 1/сек}^2;$$

$$x_{\max} = 0,73 \text{ см}; \quad W_{\text{бл}} = 18,7 \text{ г}; \quad \mu_{\text{уд}} = 0,935.$$

Без ограничителей получились бы следующие результаты:

$$x_{1\max} = 3,4 \text{ см}; \quad W_{1\text{бл}} = 12 \text{ г}; \quad \mu_{1\text{уд}} = 0,6.$$

Амортизаторы с линейными характеристиками защищают аппаратуру от вибраций и кратковременных ($\tau_0 \leq \leq 0,008 \text{ сек}$) ударных ускорений, но при этом получаются большие прогибы, т. е. увеличиваются габариты амортизаторов [33].

Амортизаторы с нелинейной характеристикой при действии тех же нагрузок имеют меньше габариты, но при этом понижается эффективность виброизоляции.

Целесообразно выбирать амортизаторы из условия защиты от наиболее опасных вибрационных или ударных нагрузок.

АМОТИЗАТОРЫ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ПОДЖАТИЕМ ЛИНЕЙНЫХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Конструктивная схема амортизатора с предварительным поджатием изображена на рис. 9.12.

При свободных колебаниях амортизированного блока его движение при $x \geq 0$ происходит по гармоническому закону. При этом точка $x = -x_0 - \frac{P_0}{k}$ соответствует равновесному положению блока [10].

Если T_c — период свободных колебаний и $x_{\text{макс}}$ — наибольшая скорость при прохождении блока через положение $x = 0$, то

$$\tilde{T}_c = \frac{2\pi}{\omega} \left(1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{\omega x_0}{x_{\text{макс}}} \right)$$

или

$$\frac{\tilde{T}_c}{T_c} = 1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{\dot{\omega} x_0}{\dot{x}_{\text{макс}}} = 1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{P_0}{\dot{x}_{\text{макс}} \sqrt{km}}.$$

Относительное уменьшение периода свободных колебаний \tilde{T}_c по сравнению с периодом T_c линейной системы, обусловленное предварительным поджатием x_0 амортизаторов, возрастает с увеличением величины поджатия и снижением наибольшей скорости свободных колебаний.

При прохождении положения $x = 0$ ускорение амортизированного блока изменяется скачком на величину $2 P_0/m$. Если к блоку приложена внешняя сила P , то движение блока начинается при условии, что $P > P_0$.

Движение блока относительно основания будет при условии

$$\ddot{x}_{\text{осн}} > P_0/m.$$

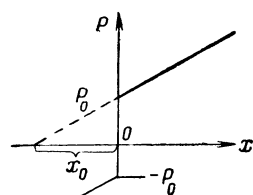
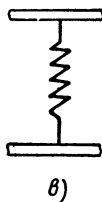
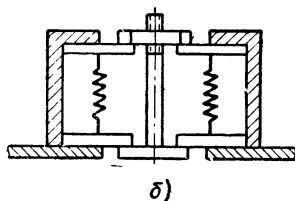
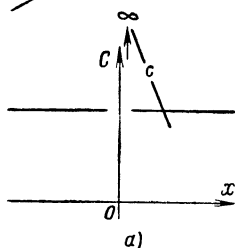


Рис. 9.12. Схема амортизации с предварительным поджатием:

a — статические характеристики; *б* — амортизатор с предварительным поджатием; *в* — амортизатор в свободном состоянии.



9.6. РАСЧЕТ АМОРТИЗАЦИИ НА ДЕЙСТВИЕ ЛИНЕЙНЫХ УСКОРЕНИЙ

При расчете амортизации РЭА на действие линейных ускорений задается:

Q — вес блока;

$w(t)$ — закон изменения линейного ускорения;

τ — длительность действия ускорения;

k — жесткость амортизаторов;

$P(x)$ — характеристика амортизаторов.

При расчете определяются:

$x_{\text{макс}}$ — максимальная деформация амортизаторов;

$W_{\text{бл макс}}$ — максимальное ускорение, действующее на аппаратуру;

$\mu_{\text{л}}$ — коэффициент передачи ускорения.

При расчете предполагается, что ускорение $w(t)$ изменяется по следующему закону: длительность ускорения равна τ_0 , $W_0 = \text{const}$ (рис. 9.10, а) амортизация имеет линейную характеристику $P(x) = kx$.

Тогда максимальная деформация амортизаторов будет

$$x_{\text{макс}} = \frac{2W_0}{\omega_1^2} \sin \frac{\pi \tau_0}{T}, \quad (9.57)$$

где

$$\omega_1^2 = \frac{k}{m}; \quad T = \frac{2\pi}{\omega_1}.$$

Максимальное ускорение

$$W_{\text{б макс}} = 2W_0 \sin \frac{\pi \tau_0}{T}.$$

Коэффициент передачи ускорения

$$\mu_{\text{л}} = \frac{W_{\text{бл макс}}}{W_0} = 2 \sin \frac{\pi \tau_0}{T}. \quad (9.58)$$

При $\tau_0 < T/6$ из формулы (9.57) получим $\mu_{\text{л}} < 1$, т. е. амортизация защищает РЭА от линейных ускорений малой длительности. При $\tau_0 > T/6$ согласно (9.58) будет $1 < \mu_{\text{л}} \leq 2$, и максимальная деформация согласно (9.57) имеет значения

$$x_{\text{макс}} \leq \frac{2W_0}{\omega_1^2}.$$

Например, при $W_0 = 20g$ и $\omega_1^2 = 4000 \text{ 1/сек}^2$

$$x_{\text{макс}} = \frac{2 \cdot 20000}{4000} = 10 \text{ см};$$

$$W_{\text{бл макс}} = \omega_1^2 \cdot x_{\text{макс}} = 40\,000 \text{ см/сек}^2; \quad \mu_{\text{л}} = 2.$$

При длительных постоянных ускорениях амортизация не защищает аппаратуру, а усиливает действующие ускорения, так как максимальная деформация $x_{\text{макс}}$ достигает неконструктивных размеров. Для уменьшения деформации применяют упругие ограничители с нелинейной характеристикой.

В случае, если амортизация имеет нелинейную характеристику (упругие ограничители хода, рис. 9.11), максимальная деформация определяется по формуле

$$x_{\text{макс}} = \frac{a\omega_2^2 - W - \sqrt{W^2 - 2aW\omega_2^2 - a^2\omega_1^2\omega_2^2}}{\omega^2}.$$

Максимальное ускорение находят по формуле (9.56).

Например, если в примере 7 не налагать ограничений на длительность τ_0 , то из формулы (9.57) получим $x_{\text{макс}} = -0,85 \text{ см}$, а из формулы (9.56) $W_{\text{бл}} = 39 \text{ г}$, т. е. $\mu_{\text{л}} = 1,95$.

Амортизаторы с нелинейной характеристикой при действии длительных постоянных ускорений имеют меньшую деформацию (ограничивается ход), но при этом усиливаются ускорения, действующие на аппаратуру, которые резко возрастают в момент удара аппаратуры об ограничители.

АМОРТИЗАТОРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ

10.1. РЕЗИНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ АМОРТИЗАТОРЫ

АМОРТИЗАТОРЫ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТИПА АП И ЧАШЕЧНЫЕ ТИПА АЧ (рис. 10.1, 10.2 и табл. 10.1., 10.2)

Конструкция и размеры амортизаторов нормализованы. Частота их собственных колебаний при номинальной нагрузке составляет 15—20 *гц* в вертикальном направлении и 30—35 *гц* в горизонтальном направлении: они обладают малой вибропрочностью и чувствительны к воздействию низких температур.

Виброизоляция аппаратуры в вертикальном направлении начинается с 25 *гц* при амплитудах вибраций не более 0,5 *мм*. При больших амплитудах вибраций применять эти амортизаторы не рекомендуется. Применение упругих ограничителей значительно ухудшает виброизоляцию [33].

Удовлетворительная виброизоляция аппаратуры с помощью этих амортизаторов достигается только на частотах возбуждения свыше 100 *гц*. Новые амортизаторы, выпускаемые согласно ГОСТ 11679—65, обеспечивают защиту РЭА от вибрации в интервале температур от —45 до + 80° С [74].

АМОРТИЗАТОРЫ КОРАБЕЛЬНЫЕ СВАРНЫЕ СО СТРАХОВКОЙ ТИПА АКСС (рис. 10.3, табл. 10.3)

Эти амортизаторы могут устанавливаться на горизонтальных, наклонных и вертикальных плоскостях. Аппаратура остается соединенной с основанием и в случае разру-

270

Таблица 10.1

Технические характеристики и размеры амортизаторов АП

Обозначение	Номиналь- ная нагрузка, кгс	Коэффициен- ты жестко- сти, кгс/мм		Размеры, мм										Масса 1 шт., кг		
		k _z	k _x	B	A	H	h	h ₁	d	d ₁	d ₂	b	R		S	
АП-I-2	0,45	0,29	—													
АП-I-2	0,90	0,58	—													
АП-I-3	1,35	0,87	1,0	32	25±0,1	10	4	2,5	4,2	3,6	25	5,6	3,5	0,8		0,007
АП-I-4	1,80	1,19	—													
АП-I-5	2,25	1,45	1,38													
АП-II-2	0,90	0,58	—													
АП-II-4	1,80	1,19	—													
АП-II-6	2,70	2,38	1,77													
АП-II-8	3,60	2,84	—													
АП-II-10	4,50	2,9	—													
АП-II-12	5,40	3,4	—													
АП-III-10	4,50	2,9	4,2													
АП-III-15	6,75	4,2	—													
АП-III-20	9,00	5,7	7,1													
АП-III-25	11,25	7,1	—													
АП-III-30	15,75	9,2	—													
				57	45±0,2	25	4,5	10,5	10,2	6	50	18	6,5	1,5		0,076

Технические характеристики и размеры амортизаторов типа АЧ

Обозначение	Номиналь- ная нагрузка, кгс	Коэффициент жесткости, кгс/мм		Размеры, мм											Масса 1 шт., кг
		k_z	k_x	B	A	H	h	h_1	d	d_1	d_2	b	R	S	
АЧ-I-1	0,45	0,29	1	42	35±0,1	18	4	8	4,2	3,2	25	5,6	3,5	0,6	0,010
АЧ-I-2	0,90	0,58													
АЧ-I-3	1,35	0,87													
АЧ-I-4	1,80	1,19													
АЧ-II-2	0,90	0,58	1,77	60	50±0,15	29,5	4,5	13,5	6,2	4,2	38	9,5	5	0,8	0,085
АЧ-II-4	1,80	1,19													
АЧ-II-6	2,70	2,38													
АЧ-II-8	3,60	2,84													
АЧ-II-10	4,50	2,9													
АЧ-II-12	5,40	3,4													
АЧ-III-10	4,50	2,9	1,2	76	64±0,2	38	4,5	13	10,2	5,2	50	18	6	1	0,185
АЧ-III-15	6,75	4,2													
АЧ-III-20	9,00	5,7													
АЧ-III-25	11,25	7,1													
АЧ-III-35	15,65	9,2	7,1												

Технические характеристики и размеры амортизаторов АКСС

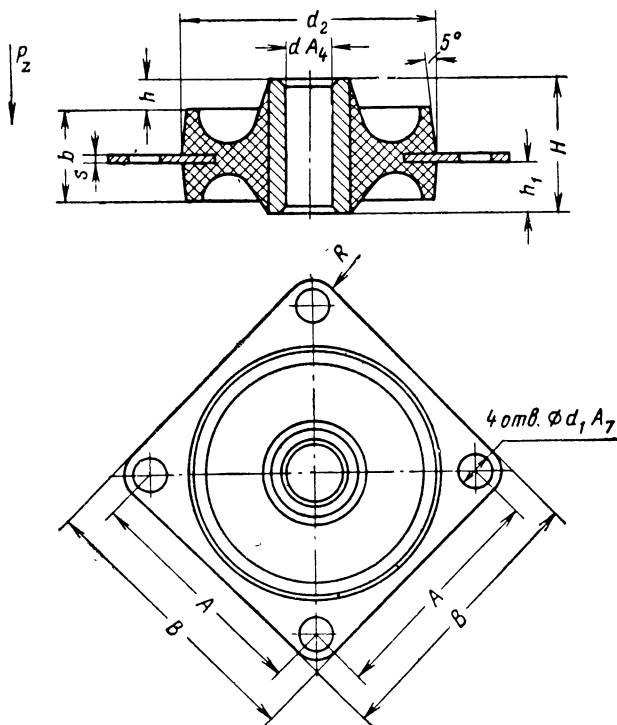
Обозначение	Номинальная нагрузка, кгс	Прочность от номинальной нагрузки, мм	Коэффициенты жесткости, кгс/мм		Размеры, мм								Масса 1 шт., кг		
			k _z	k _x	L	B	A	H	d	d ₁	d ₂	h		h ₂	h ₃
AKCC-10	10	0,8	12	11	70	35	—	40	M8	7	—	5	27	8	0,172
AKCC-15	15	0,8	17	15	70	35	54	40	M8	7	9	5	27	8	0,213
AKCC-25	25	0,9	28	25	70	40	—	40	M8	7	—	6	27	8	0,213
AKCC-40	40	1,1	36	32	85	55	68	46	M10	—	11	6	32	10	0,433
AKCC-60	60	1,1	43	38	100	65	80	50	M12	—	13	6	35	9	0,702
AKCC-85	85	1,4	61	54	120	70	100	60	M14	11	15	8	42	11	1,155
AKCC-120	120	1,3	92	83	140	85	112	65	M16	13	17	8	46	12	1,57

Технические характеристики и размеры скобчатых амортизаторов АМ

Обозначение	Номинальная нагрузка, кгс		Коэффициенты жесткости, кгс/мм		Размеры, мм			Число отверстий <i>п</i>		Масса 1 шт., кг
								на скобе	на угольнике	
	<i>P_z</i>	<i>P_x</i>	<i>k_z</i>	<i>k_x</i>	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>A</i>			
АМ-18	18	27	3,6	5,4	25	6	13	2	4	0,11
АМ-27	27	40	5,4	8	38	8	22	2	4	0,17
АМ-40	40	60	8	12	56	10	18	3	6	0,25
АМ-60	60	90	12	18	84	12	20	4	8	0,38
АМ-80	80	120	16	24	110	14,5	27	4	8	0,5
АМ-120	120	180	24	36	165	14,5	34	5	10	0,72

шения резинового массива (страховка). Резина может быть маслостойкой и допускать длительную эксплуатацию при температуре от -5 до $+70^{\circ}\text{C}$.

Собственная частота при номинальной нагрузке 10—15 гц. Коэффициенты демпфирования 0,2—0,25.



Р и с. 10.1. Амортизатор плоский типа АП.

АМОРТИЗАТОРЫ СКОБОЧНЫЕ ТИПА АМ

(рис. 10.4, табл. 10.4)

Собственная частота амортизаторов АМ при номинальной нагрузке 20—30 гц в вертикальном направлении и 35—45 гц в горизонтальном. Амортизаторы имеют малую вибропрочность и сильный разброс характеристик. Им присущи все недостатки резино-металлических амортизаторов.

Однако благодаря простоте конструкции, малому весу, значительному (до 6 мм) прогибу и большой номинальной нагрузке (до 120 кг) амортизаторы АМ находят широкое применение.

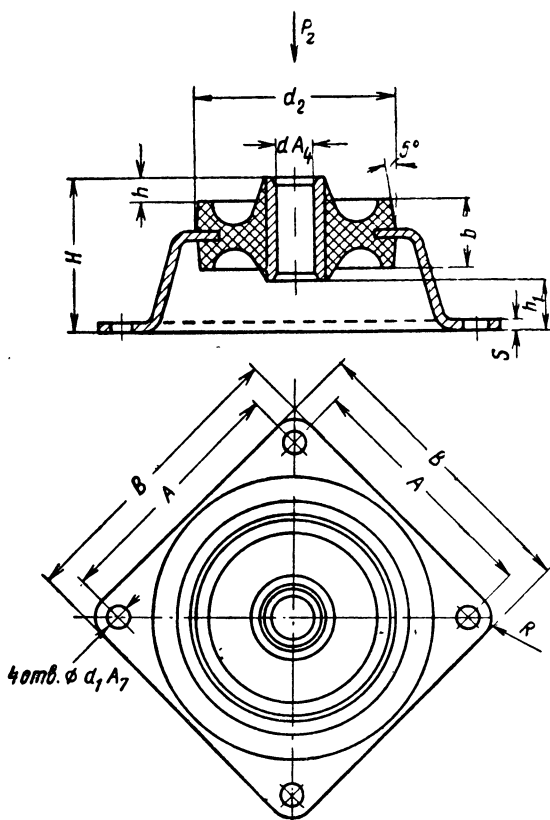


Рис. 10.2. Чашечный амортизатор типа АЧ.

ПРИМЕР РАСЧЕТА АМОРТИЗАТОРОВ ТИПА АМ

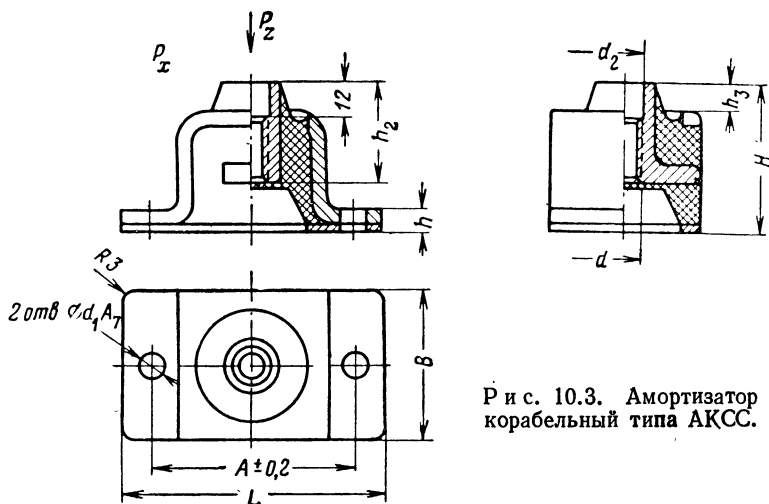
Согласно нормали НО.445.000 размеры амортизаторов АМ такие (табл. 10.4), что резиновый массив в них имеет толщину $q = 13$ мм, высоту $h \approx 20$ мм и ширину $B = 25—165$ мм в зависимости от номера серии амортизаторов.

Для амортизаторов применяются резины марки 1847 и 2959 МРТУ 38-5-1166-64, обладающие плотностью 1,05—1,17 г/см³. Резина марки 1847 имеет твердость по ТИП (по Шору) 35—50 еди-

ниц, что соответствует модулю упругости сдвига и растяжения $G = 2,8 \div 5,6 \text{ кгс/см}^2$.

Резина марки 2959 имеет твердость 45—60 единиц и соответственно модуль упругости сдвига $G = 4,2 \div 8,4 \text{ кгс/см}^2$.

Температурная хрупкость наступает при минус 50—52° С, т. е. резина неморозостойкая.



Р и с. 10.3. Амортизатор корабельный типа АКСС.

Прилагаемая нагрузка, деформация и размеры амортизаторов связаны следующим образом:

а) в вертикальном направлении

$$P_z = 2z_{\text{ст}} \frac{GF}{q}, \quad (10.1)$$

$$F = 2B, \quad (10.2)$$

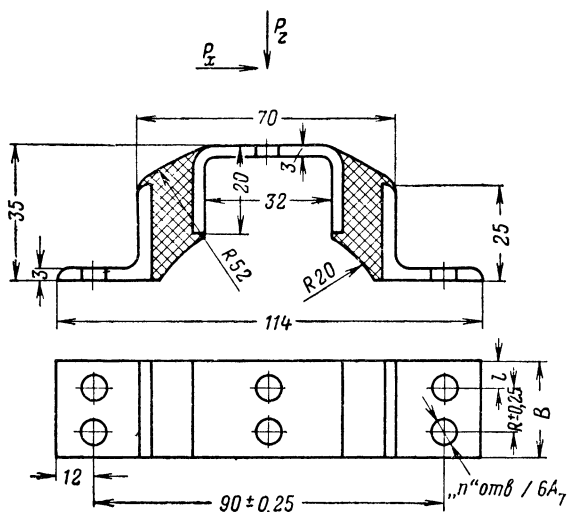
$$z_{\text{ст}} = \frac{P_z q}{2GF}; \quad (10.3)$$

б) в горизонтальном направлении

$$P_x = 3x_{\text{ст}} \frac{GF}{q}, \quad (10.4)$$

$$x_{\text{ст}} = \frac{P_x q}{3CF}, \quad (10.5)$$

где G — модуль упругости резины на сдвиг; F — площадь поверхности сдвига; q — толщина резинового массива; B — ширина резинового массива; P_z — нагрузка на амортизатор в вертикальном направлении; P_x — нагрузка на амортизатор в горизонтальном направлении; $z_{ст}$ — деформация амортизатора в вертикальном направлении под действием силы P_z ; $x_{ст}$ — деформация амортизатора в горизонтальном направлении от действия силы P_x .



Р и с. 10.4. Амортизатор скобочный типа АМ.

Если принять: прогиб амортизатора $z_{ст} = x_{ст} = 5$ мм; модуль сдвига $G = 4,7$ кгс/см²; $q = 1,3$ см; $B = 25; 38; 56; 84; 110; 165$ мм, то по формулам (10.1), (10.2) и (10.4) получим значения нагрузок P_z и P_x , соответствующих нормали (табл. 10.4).

По величине нагрузки и деформации определяется жесткость амортизатора:

$$k_{iz} = \frac{P_z}{z_{ст}} = 2 \frac{GF}{q}, \quad (10.6)$$

$$k_{ix} = \frac{P_x}{x_{ст}} = 3 \frac{GF}{q}. \quad (10.7)$$

Зная вес блока и жесткость выбранных амортизаторов, можно определить собственную частоту колебания амортизированного блока:

$$f_0 = 5 \sqrt{\frac{k}{Q}} \text{ гц}, \quad (10.8)$$

где k — суммарная жесткость амортизаторов; Q — масса блока.

Допустим $Q = 72$ кгс; число амортизаторов типа АМ-18 — 4; модуль упругости резины $G = 8$ кгс/см². Требуется определить прогиб амортизаторов и собственную частоту f_0 колебаний в вертикальном направлении.

Расчет:

$$k_{iz} = 2GF/q = 2 \frac{8 \cdot 2 \cdot 2,5}{1,3} = 61,5 \text{ кгс/см};$$

$$z_{ст} = \frac{P_z}{k_{iz}} = \frac{18}{61,5} \approx 0,29 \text{ см};$$

$$k = 4k_{iz} = 246 \text{ кгс/см};$$

$$f_{0z} = 5 \sqrt{\frac{246}{72}} = 9,2 \approx 10 \text{ гц}.$$

Коэффициент динамичности при резонансе $\mu = 6 \div 12$.

Практически собственная частота получается в два и более раз выше расчетной из-за того, что упругие свойства всех амортизаторов резко отличаются от указанных в нормали.

АМОРТИЗАТОРЫ СТЕРЖЕНЬКОВЫЕ ТИПА АН

(рис. 10.5 и табл. 10.5)

Амортизаторы работают на изгиб и на сжатие. Имеют малые размеры и малый вес, просты в изготовлении. Собственная частота нагруженных амортизаторов 11—13 гц

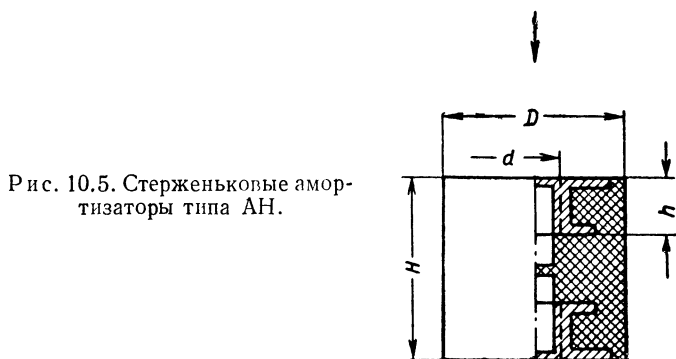


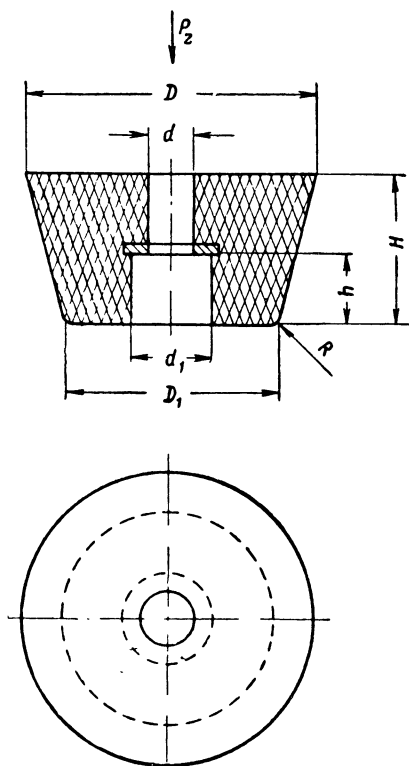
Рис. 10.5. Стерженьковые амортизаторы типа АН.

в вертикальном и 6—8 гц в горизонтальном направлении. Виброзащита начинается с частоты 15 гц при нормальной температуре и с 40 гц при температуре 10° С и амплитуде вибрации до 0,5 мм.

АМОРТИЗАТОРЫ ОПОРНЫЕ ТИПА АО

(рис. 10.6, табл. 10.6)

Амортизаторы АО работают на сжатие, имеют малые размеры и малый вес. Собственная частота при номинальной нагрузке 25—30 гц. Виброзащита осуществляется начиная с частоты вибрации 25 гц при амплитуде вибрации до 0,5 мм.



Р и с. 10.6. Опорные амортизаторы типа АО.

АМОРТИЗАТОРЫ РОЖКОВЫЕ ТИПА АР

(рис. 10.7, табл. 10.7)

Собственная частота нагруженных амортизаторов типа 11—12 гц в вертикальном и горизонтальном направлениях. Виброзащита осуществляется начиная с частоты вибраций

Технические характеристики и размеры

Обозначение амортизатора	Растяжение		Сжатие	
	номинальная нагрузка, кгс	жесткость, кгс/мм	номинальная нагрузка, кгс	жесткость, кгс/мм
AP-2	2	1	3	2
AP-5	5	2,5	7	3,5
AP-8	8	2	10	3,3

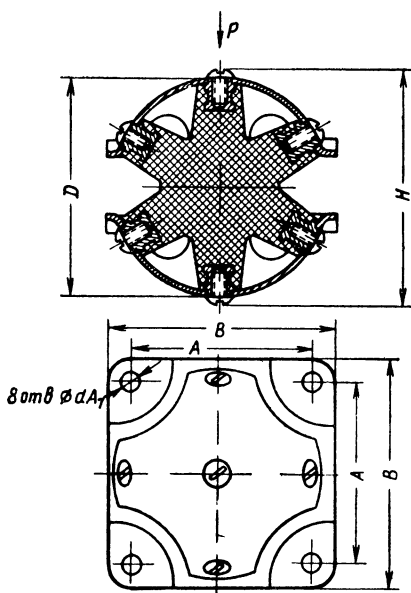


Рис. 10.7. Рожковые амортизаторы типа AP.

15 гц в вертикальном и 20 гц в горизонтальном направлении при амплитуде вибраций до 1 мм. При температурах —50° С виброизоляция начинается с частоты 30 гц. Амортизаторы обладают достаточной вибропрочностью.

Сдвиг		Размеры, мм				
номиналь- ная на- грузка, кгс	жест- кость, кгс/мм	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>H</i>	<i>D</i>	<i>d</i>
2	1,3	32	24	32,4	28	3,6
4	1,6	40	32	42,4	38	3,6
6	2	50	40	53	48	4,8

АМОРТИЗАТОРЫ ТИПА «ВТУЛКА»

Эти амортизаторы (рис. 10.8) имеют простую компактную и надежную конструкцию, предназначены для защиты деталей и аппаратуры малого веса.

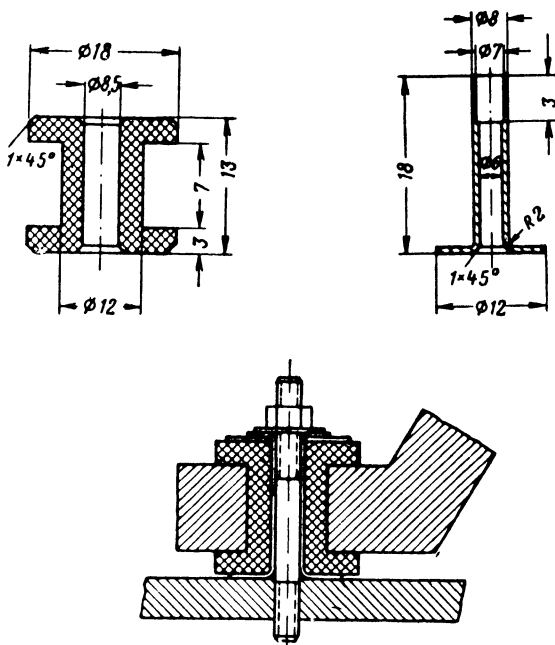


Рис. 10.8. Амортизатор типа «втулка».

Материалом для амортизатора должна служить морозостойкая высокоэластичная резина. Характерной особен-

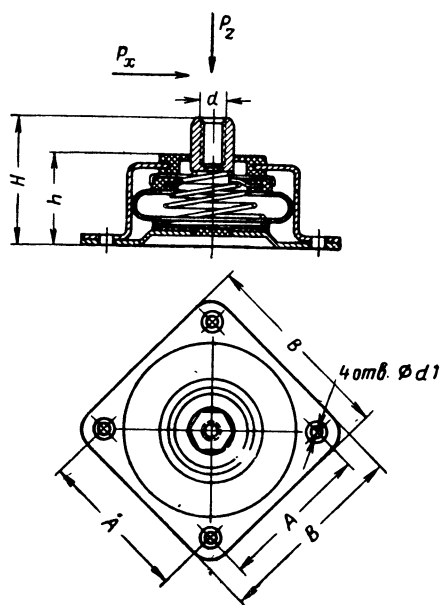
Технические характеристики и размеры амортизаторов АД

Обозначение амортизатора	Номинальная нагрузка, кгс	Номинальный прогиб с точ- ностью ± 1 мм	Жест- кость, кгс/мм	Размеры, мм					
				B	A	H	h	d	d ₁
АД-0,6	0,306—0,612	2,5—5,5	0,12	35	26	26	19,2	M3	3,2
АД-1,02	0,612—1,02	3,0—5,0	0,2	35	26	26	19,2	M3	3,2
АД-1,5	1,02—1,53	5,5—7,5	0,2	48	36	40	29,2	M6	5
АД-3,0	1,53—3,06	4,0—7,0	0,4	48	36	40	29,2	M6	5
АД-5,0	3,06—5,10	5,0—7,5	0,7	48	36	40	29,2	M6	5
АД-7,0	5,10—7,14	5,5—7,5	0,9	48	36	40	29,2	M6	5
АД-10	7,14—10,2	5,5—8,0	1,2	65	50	42	29,5	M6	5,5
АД-15	10,2—15,3	5,5—8,0	1,9	65	50	42	29,5	M6	5,5

ностью амортизаторов является одинаковая жесткость по трем осям, простота установки и отсутствие склеивания резины с арматурой. Амортизаторы применяются для виброизоляции на частотах выше 200 гц.

10.2. РАВНОЧАСТОТНЫЕ ДЕМПФИРОВАННЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ ТИПА АД

Амортизаторы типа АД предназначены для нагрузок от 0,3 до 15 кгс, действующих в вертикальном направлении (рис. 10.9, табл. 10.8), Собственная частота нагруженных



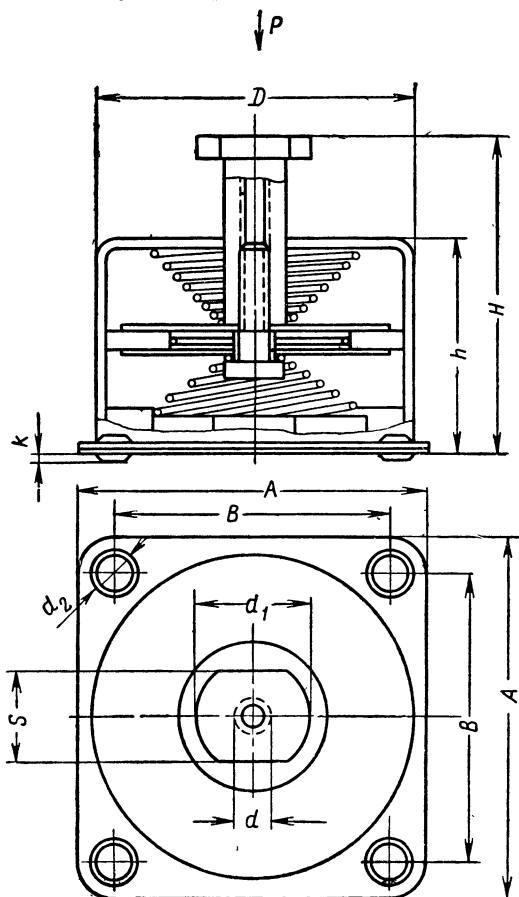
Р и с. 10.9. Амортизатор с демпфированием
типа АД.

амортизаторов составляет 8—10 гц. Виброзащита при нормальных условиях начинается с частоты 12 гц при амплитуде вибрации до 0,5—1,5 мм в зависимости от номера серии амортизатора. Интервал рабочих температур —60 ÷ +70° С. Коэффициент демпфирования амортизатора

ров находится в пределах 0,06—0,5. Зависимость нагрузки от прогиба имеет нелинейность, достигающую 10—12%.

10.3. АМОРТИЗАТОРЫ С ФРИКЦИОННЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ ТИПА АФД

Диапазон нагрузок амортизаторов АФД составляет от 0,3 до 20 кгс (рис. 10.10 и табл. 10.9). Собственная частота нагруженных амортизаторов 15—20 гц в вертикальном и



Р и с. 10.10. Амортизатор с фрикционным демпфированием типа АФД.

Технические характеристики и размеры амортизаторов АФД

Обозначение амортизатора	Нагрузка на амортизатор, кгс	Коэффициенты жесткости, кгс/мм		Размеры, мм								Масса 1 шт., г		
		k _y	k _z	А	В	S	D	d ₂	d ₁	H	h		диаметр и шаг резьбы	глубина резьбы
АФД-1	0,2	0,2	0,1	38	29	11	33	3,5	14	41,5	28,6	4×0,7	10	60
АФД-2	0,4	0,3	0,28	44	35	11	40	3,5	14	42,5	30	4×0,7	10	100
АФД-3	0,62	0,4	0,43	44	35	11	40	3,5	14	42,5	30	4×0,7	10	100
АФД-4	1,0	0,48	0,72	52	41	14	47,5	4,5	18	47	33,2	5×0,8	10	160
АФД-5	1,62	0,82	1,42	52	41	14	47,5	4,5	18	47	33,2	5×0,8	10	170
АФД-6	2,5	1,4	1,95	59	47	17	55	5,5	20	52	36,7	6×1	12	260
АФД-7	4	2,95	3,34	59	47	17	55	5,5	20	52	36,7	6×1	12	280
АФД-8	7,5	3,9	5,0	67	53	17	61,5	5,5	22	56,5	41	6×1,25	12	375
АФД-9	15	6,5	6,7	67	53	17	61,5	5,5	22	56,5	41	6×25	12	395

25—30 *гц* в горизонтальном направлении. Коэффициент динамичности μ не превышает 2. Виброзащита аппаратуры начинается с частоты вибрации 30 *гц* для вертикальных и с 45 *гц* для горизонтальных вибраций. Амортизаторы обеспечивают защиту от ударных нагрузок до 10 *г* и линейных ускорений до 9 *г* в вертикальном направлении. Интервал рабочих температур — 60 ÷ +150° С.

Амортизатор АФД имеет две соосные спиральные конусные пружины разной жесткости. Жесткость верхней пружины меньше жесткости нижней.

10.4. АМОРТИЗАТОРЫ ПРОСТРАНСТВЕННОГО НАГРУЖЕНИЯ ТИПА АПН

Равночастотные амортизаторы типа АПН (рис. 10.11 и табл. 10.10) представляют собой усовершенствованную модель амортизаторов типа АФД и предназначены для защиты РЭА от вибрации и ударов.

Основными амортизирующими элементами являются две одинаковые спиральные конусные пружины и фрикционный демпфер. Продолжительные вибрации демпфируются трением сухарей о внутреннюю поверхность цилиндрического корпуса амортизатора. Поперечные вибрации гасятся за счет трения демпферной втулки об опорные шайбы. Максимальное демпфирование осуществляется на резонансных частотах (10—20 *гц*). При этом коэффициент динамичности μ не превышает 2,5. С увеличением частоты возбуждающих вибраций коэффициент демпфирования уменьшается, т. е. амортизатор обладает переменным коэф-

Технические характеристики и размеры

Обозначение амортизатора	Нагрузка, кгс	Жесткость, кгс/мм	Разме			
			<i>H</i>	<i>h</i>	<i>A</i>	
АПН-1	0,5—1,0	0,7	39	28,6	38	
АПН-2	1—2,5	1,4	47	35	44	
АПН-3	2—5	7,9	46	35	44	
АПН-4	4—7	3,3	56	40,2	52	
АПН-5	6—10	5	55	40,2	52	
АПН-6	9—15	7	60	44,7	59	

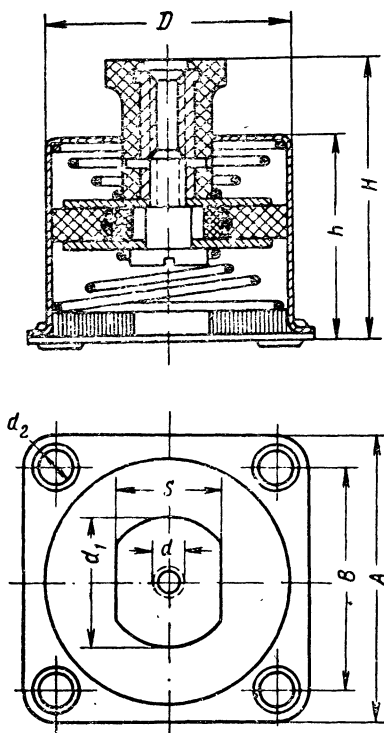


Рис. 10.11. Основные параметры амортизаторов пространственного нагружения типа АПН.

Таблица 10.10

амортизаторов типа АПН

ры, мм						Масса 1 шт., г
B	D	d	d ₁	d ₂	S	
29	33	M4	14	4,2	14	41
35	40	M5	17	4,2	14	74
35	40	M5	17	4,2	14	79
41	47	M6	20	5,2	17	126
41	47	M6	20	5,2	17	135
47	55	M8	23	7	19	225

фициентом демпфирования в зависимости от частоты возбуждающих вибраций. Поэтому такие амортизаторы могут применяться как для повышения вибропрочности, так и для повышения виброустойчивости РЭА.

Амортизаторы могут работать в условиях вибрации любого направления в диапазоне частот $30 \div 200$ гц при максимальном ускорении до 15 g, ускорении удара до 12 g и линейном ускорении до 15 g.

Характеристики амортизатора сохраняются при температуре окружающей среды от -60 до $+150^\circ \text{C}$ и относительной влажности до 98% при температуре $+40^\circ \text{C}$. Долговечность работы амортизаторов не менее 500 час без учета времени хранения.

При малых ускорениях (1—2 g) передаваемое на аппаратуру ускорение остается примерно на уровне 1 g, т. е. эффективность амортизаторов типа АПН, так же как и АФД, при малых ускорениях значительно понижается.

10.5. ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ АМОРТИЗАТОРЫ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Амортизаторы этого типа [12] полностью изготавливаются из металла и содержат упругие и демпфирующие элементы, изготавливаемые из материала, обладающего механическими свойствами, близкими к свойствам резины. Поэтому такой материал условно называют «МР» — металлическая резина.

Способ изготовления деталей из МР состоит в следующем. Из металлической проволоки на специальных станках-автоматах навивают спираль, которую дозируют по весу, растягивают до определенного шага, формируют определенным образом в заготовку и затем холодной прессовкой получают готовую деталь.

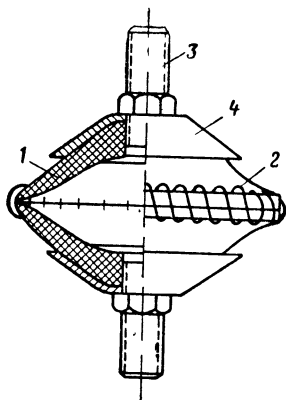
Детали из МР могут иметь любую конфигурацию, которую допускает прессование в прессформе (шайба, втулка, пластина, кольцо, мембрана, конус, тор, шар, цилиндр).

Получаемые таким образом упругие демпфирующие элементы могут применяться в местах соединений и стыков деталей и узлов для демпфирования резонансных колебаний, а также использоваться в подвеске агрегатов, аппаратуры и механизмов для их амортизации.

Механические свойства упруго демпфирующих элементов определяются маркой и диаметром исходной проволоки, шагом и диаметром спирали, способом укладки спирали в заготовку и давлением прессования в пресс-форме. Стойкость элементов определяется маркой проволоки (на практике используется проволока марки ЭИ708 и 1Х18Н9Т (Х18Н10Т)). Иногда для немагнитных амортизаторов применяется бронзовая проволока.

Рис 10.12. Цельнометаллический амортизатор типа ДК:

1 — упругодемпфирующие элементы из металлической резины МР; 2 — связующий трос; 3 — крепежные болты; 4 — ограничивающие шайбы.



На основе материала МР разработано несколько типов цельнометаллических амортизаторов. Первый из этих типов — амортизатор ДК — является пространственным, воспринимающим вибрационные, ударные, статические нагрузки под любым углом к оси. Амортизатор выполнен (рис. 10.12) из двух упруго демпфирующих элементов 1 в форме колокольчиков, соединенных торцами путем обшивки их по периметру проволокой или тросом 2. Крепежные болты 3 вставляются до сборки амортизатора в центральные отверстия колокольчиков и через ограничивающие шайбы 4 подтягиваются гайками.

Упругие свойства амортизатора зависят, помимо указанных ранее параметров, также от формы колокольчиков. У амортизаторов ДК для номинальных нагрузок от 0,4 до 40 кгс наружный и внутренний контуры колокольчиков образованы двумя сопрягающимися радиусами таким образом, что толщина колокольчика к центру возрастает, а соотношение его высоты и диаметра выбрано из условия обеспечения одинаковой жесткости амортизатора в осевом и перпендикулярном оси направлениях (на сжатие,

растяжение и сдвиг). Благодаря этому амортизаторы обеспечивают практически одинаковые резонансные частоты амортизируемого объекта по всем направлениям.

Одной из характерных особенностей амортизаторов ДК, как и вообще всех изделий из материала МР, является возможность варьирования их механическими свойствами в широких пределах без изменения размеров и формы. В частности, амортизатор любого типоразмера может быть выполнен на резонансные частоты от 11—12 до 35—40 *гц* и выше. Нижний предел частот ограничивается прочностью амортизатора: усилие разрыва низкочастотного амортизатора соответствует перегрузке $n = 15 \div 20$, высокочастотного 70—100.

Средняя жесткость статического цикла амортизатора при его симметричном деформировании и, следовательно, резонансная частота объекта несколько уменьшаются с увеличением амплитуды деформации. Поэтому форма резонансных кривых амортизаторов характерна для систем с «мягкой» характеристикой упругости.

Амортизатор обладает высокими демпфирующими свойствами, обеспечивающими коэффициент динамичности. Характеристики демпфирования определяются главным образом отношением диаметров исходной проволоки и спирали, а также амплитудой деформации амортизатора (с их увеличением коэффициент рассеяния несколько падает). С учетом зависимости резонансной частоты от деформации амортизатора можно считать, что его характеристика виброизоляции улучшается с увеличением действующих вибраций.

Достаточно высокие демпфирующие свойства амортизатора расширяют диапазон воспринимаемых им динамических нагрузок: амортизатор может определенное время работать в условиях резонанса при амплитудах вибро смещения основания до 1 *мм*. При этих же амплитудах в зарезонансной области обеспечивается отсутствие субгармонических колебаний и резонансных колебаний собственной массы амортизатора, в связи с чем в обследованном диапазоне частот до 4000 *гц* амортизатор имеет плавную амплитудно-частотную характеристику.

Другой амортизатор — АЦМ (рис. 10.13) — опорного типа, выполнен по схеме известного амортизатора Met-Z-Flex и собран в корпусе серийного амортизатора АПН. Роль упругих и демпфирующих элементов выполняют:

стальная пружина 1, подушка 2 и опорное кольцо 2 из материала МР. Как видно из схемы, демпфирующие элементы соединены последовательно, что обеспечивает весьма низкую резонансную частоту, 8—10 гц. Такая конструкция амортизатора вместе с особенностями структуры демпфирующих элементов 2 и 3 определяет более высокие демпфирующие свойства его по сравнению с амортизатором Met-Z-Flex, что исключает возможность появления субгармонических резонансов до амплитуд вибросмещения

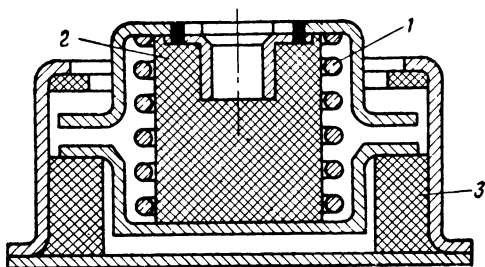


Рис. 10.13. Целнометаллический амортизатор типа АЦМ:

1 — стальная пружина; 2 — опорная подушка из материала МР; 3 — демпфирующая подушка из материала МР.

подвеса 1 мм (против 0,5—0,6 мм для прототипа). С другой стороны, параллельное включение пружины 1 снижает демпфирующую способность амортизатора по сравнению с амортизатором типа ДК: коэффициент усиления на резонансе лежит в пределах 4—5. Очевидно, что характеристики демпфирования в данном случае определяются соотношением жесткостей пружины 1 и подушки 2. В разработанных конструкциях амортизаторов для диапазона нагрузок от 0,5 до 20 кгс это соотношение принято примерно равным единице. В тех случаях, когда это возможно по условиям эксплуатации, амортизатор можно делать без пружины.

Форма статических петель гистерезиса при симметричном деформировании амортизатора относительно нагруженного положения, а также форма его резонансных кривых аналогичны таковым для амортизатора ДК.

Третий тип амортизатора — кольцевой, пространственного нагружения. Крепежными элементами могут быть

сквозные диаметрально расположенные болты, скобы, поршны в зависимости от условий его монтажа на объекте. Соотношение жесткостей в осевом и перпендикулярном оси направления определяется соотношением его характерных размеров — диаметра, толщины и ширины.

Амортизатор предназначен для виброизоляции блоков малого веса (от 0,05 до 0,5 кгс на один амортизатор) и может обеспечить собственные частоты в пределах от 10—12 до 30—40 гц с максимальным коэффициентом динамичности 3,5—4.

Могут быть изготовлены втулочные амортизаторы различных конструкций. Наиболее распространенным является двухпружинный втулочный амортизатор с предварительным осевым натягом упругих элементов. Совершенно ясно, что в такой схеме в пределах натяга жесткость всего амортизатора становится вдвое выше, чем жесткость отдельных входящих в него упругих элементов, а коэффициент рассеяния остается тем же.

Величина необходимого натяга определяется параметрами действующей вибрации и демпфированием амортизатора из условия отсутствия периодической расстыковки его при резонансе, так как расстыковка при определенных условиях может вызвать субгармонические колебания и существенное искажение резонансной кривой. Стремление к снижению собственной частоты в этом случае заставляет делать упругие элементы весьма малой плотности (с удельным весом около единицы), при этом упругие элементы плохо сохраняют свою форму и размеры.

С учетом сказанного, а также того, что упругая характеристика материала МР на сжатие является «жесткой», увеличение натяга до требуемой величины приводит к заметному росту резонансной частоты объекта, что, в свою очередь, вызывает увеличение действующих на амортизатор сил. Поэтому втулочные амортизаторы практически могут быть рассчитаны на собственные частоты не ниже 25—30 гц.

Демпфирующая способность втулочных амортизаторов и форма резонансных кривых, в пределах натяга, такие же, как у амортизатора ДК.

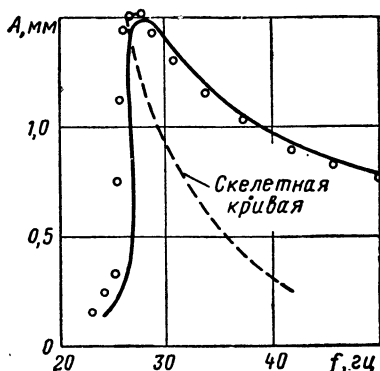
Преимуществом втулочных амортизаторов является их высокая статическая прочность, простота и технологичность конструкции.

Цельнометаллические амортизаторы из материала МР

могут применяться для амортизации аппаратуры, агрегатов и узлов изделий, работающих в условиях агрессивных сред и радиации, высоких и низких температур, при любом атмосферном давлении и практически неограниченном сроке хранения.

Для амортизаторов с переменной по деформации жесткостью и демпфированием В. Н. Бузицкий предложен расчетный метод построения резонансной кривой. Метод основан на том, что любой паре точек искомой нелинейной резонансной кривой, расположенных на данном уровне по

Рис. 10.14. Резонансная кривая цельнометаллического амортизатора при амплитуде вибрации 0,5 мм и весе блока $1 \cdot 10$ н.



амплитуде деформации, соответствует при заданной амплитуде вибросмещения точки подвеса единственная линейная резонансная кривая, проходящая через эти точки, т. е. вполне определенные значения жесткости и коэффициента рассеяния. Другими словами, искомая нелинейная резонансная кривая образуется бесконечным числом линейных резонансных кривых, каждая из которых проходит только через две точки искомой кривой на определенном уровне амплитуд деформации.

На рис. 10.14 показана резонансная кривая амортизатора [12], построенная по рассмотренному методу с использованием статических зависимостей средней жесткости цикла и коэффициента рассеяния от амплитуды деформации амортизатора; там же нанесены экспериментальные точки и скелетная кривая.

По аналогии с усталостными кривыми металлов и сплавов предложено за характеристики вибропрочности цельнометаллических амортизаторов принимать их «усталостные

Т а б л и ц а 10.11

Номинальная нагрузка и размеры амортизаторов АЦП

Обозначение	Номиналь- ная нагрузка, кгс	Размеры, мм					
		<i>B</i>	<i>A</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>d</i> ₁
АЦП-30-0,6/10	0,5—1,5	45	35	36	33	6М	4,5
АЦП-33-2/10	1—3	45	35	38	35	6М	4,5
АЦП-35-3/9	2,5—4,5	45	35	43	40	6М	4,5
АЦП-38-7/9	4—10	45	35	50	46	8М	5,5
АЦП-43-12/9	9—15	58	46	58	54	8М	6,5
АЦП-48-20/10	13—30	58	46	66	61	10М	6,5

кривые» в виде зависимости амплитуд деформаций, при которых происходит разрушение амортизатора, от числа циклов наработки до разрушения. Сочетание такой «усталостной кривой» с известными виброизолирующими характеристиками амортизатора в относительных координатах и параметрами действующей вибрации в конкретных условиях эксплуатации позволяет наиболее полно оценить его пригодность к работе в этих условиях.

В табл. 10.11 приведены основные технические данные цельнометаллических амортизаторов однонаправленного действия типа АЦП. Частота собственных колебаний амортизаторов при средних номинальных нагрузках 8—10 *гц*. Виброизоляция обеспечивается в диапазоне частот 15—2000 *гц* при ускорениях соответственно 2—50 *g*. Интервал рабочих температур от —50 до +150° С. Амортизаторы АЦП удовлетворяют ударной прочности при максимальном ускорении 15 *g* и длительности ударного импульса до 0,01 *сек*.

10.6. СРЕДНЕЧАСТОТНЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ ЛЕПЕСТКОВОГО ТИПА

Амортизаторы лепесткового типа предназначены для виброизоляции аппаратуры в групповом монтаже по граням амортизированного блока (рис. 10.15 и табл. 10.12). Собственные частоты нагруженных амортизаторов 10—12 *гц*. Виброизоляция обеспечивается в диапазоне частот от 15 до 2000 *гц*. Демпфирование осуществляется вследствие

сухого трения лепестков пружины о прокладки, прессованные из капронового порошка (ВТУ МХП-88-59).

Интервал рабочих температур $-60 \div +150^\circ\text{C}$.

Амортизаторы обеспечивают ударную прочность при ускорении до 25 g с длительностью импульса до $0,05\text{ сек}$.

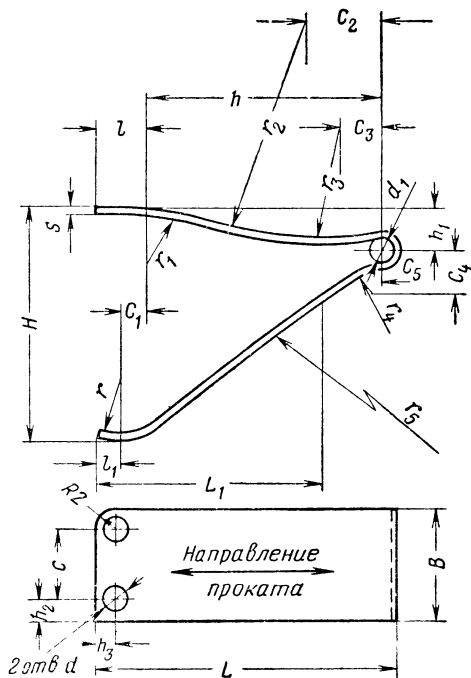


Рис. 10.15. Конструкция лепесткового амортизатора.

Лепестковые пружины изготавливают из стальной нагартованной ленты ЭИ-816 и подвергают дисперсионному твердению до $HRC\ 50-52$.

Лепестковые пружины устанавливаются в зазорах между гранями кожуха амортизируемого блока и корпусом.

Один конец пружины соединяется клепкой с кожухом, а другой свободно скользит по поверхности блока. Такая конструкция была применена для амортизации блока реле массой 90 г (рис. 10.16). Реле были залиты капроновым компаундом, и поэтому корпус блока состоял из капронового

Технические характеристики и размеры

Номер амортизатора	Жесткость, $гс/мм$	Статический прогиб, $мм$ не более	Разме			
			$H \pm 0,5$	S	h_1	
1	75	9	13	0,45	2	
2	100	9	13	0,5	2	
3	30	16	25	0,3	2,5	
4	60	24	33	0,42	2,5	

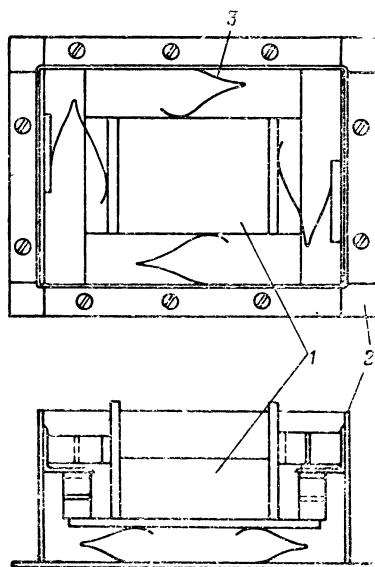


Рис. 10.16. Схема амортизации блока реле с помощью лепестковых амортизаторов:

1 — блок реле; 2 — наружный кожух; 3 — лепестковые пружины.

материала, по которому скользил свободный конец лепестковой пружины. Величина зазора устанавливалась из условия получения поджатия пружин, равного половине полного свободного хода блока.

Число лепестковых пружин зависит от веса блока и упругих характеристик пружин, но не должно быть менее

Таблица 10.12

амортизаторов лепесткового типа

ры, мм								Масса 100 шт., г
h_2	h_3	B	L	$C \pm 0,1$	d_1	d		
2,5	2,5	10	32	5	2,2	2,1	270	
2,5	2,5	10	32	5	2,2	2,1	284	
2,5	3	10	28	5	2,2	2,1	152	
3	4	14	39	8	2,4	2,7	428	

четырех на каждой грани блока. В противном случае могут образоваться перекосы блока и пружина будет соприкасаться не плоскостью лепестка, а его краем или ребром и амортизации не будет.

Вследствие трения стали о капрон и того, что с увеличением частоты амплитуды вибрации уменьшаются, амортизаторы имеют нелинейную упругую характеристику и коэффициент демпфирования, зависящий от частоты вибрации. При больших значениях частот коэффициент демпфирования становится незначительным и коэффициент динамичности стремится к расчетному (см. гл. 9).

10.7. ТРОСОВЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

В последнее время стали находить применение тросовые амортизаторы. Они имеют следующие преимущества перед другими видами амортизаторов [22]:

— широкий диапазон нагрузок 10 : 1, т. е. амортизатор, рассчитанный для защиты массы в 1 кг, обеспечивает защиту от вибрации и массы в 10 кг;

— большой коэффициент демпфирования, и поэтому коэффициент динамичности μ на резонансной частоте может не превышать 2;

— движение амортизированного блока при действии ударной нагрузки эллиптическое вместо поступательного при обычных амортизаторах, что позволяет уменьшить зазоры между блоком и основанием;

— защита от воздействия вибрации обеспечивается во всех направлениях;

— малое изменение характеристики при длительном воздействии линейных ускорений;

— широкий интервал рабочих температур (201—533°K, т. е. $-72 \div +260^{\circ}\text{C}$).

Рассмотрим некоторые конструкции тросовых амортизаторов.

УГОЛКОВЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

Амортизаторы состоят из двух секций, расположенных под углом 90° . Два конца троса прикреплены к одной планке, например к вертикальной, как показано на рис. 10.17, и трос проходит через отверстия в уголке и другой планке.

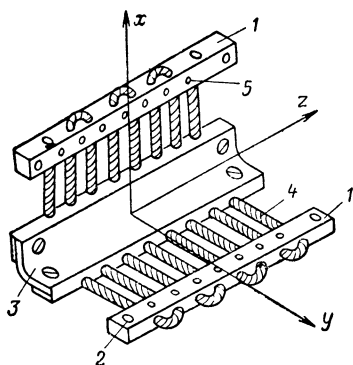


Рис. 10.17. Угловые тросовые амортизаторы:

1 — присоединительные планки; 2 — отверстия для крепления; 3 — образующий уголок; 4 — трос; 5 — штифты для зажатия троса в планке.

Для того чтобы трос не скользил вдоль отверстий, в планках и уголках устанавливают заклепки, которые вследствие расширения материала при клепке закрепляют трос в отверстиях. Такая конструкция имеет увеличенные габариты, так как трос образует петли, однако при этом трос не разрезается на части, что упрощает конструкцию амортизатора.

В другой конструкции углового амортизатора отрезки троса в каждой секции закрепляются с одной стороны в планках, а с другой — в уголках, т. е. петли троса на гранях планки в этом случае отсутствуют. Такая конструкция углового амортизатора более сложна в изготовлении, но обладает повышенной прочностью.

Угловые амортизаторы применяют при зазорах между блоком и основанием не менее 50 мм. Амортизаторы имеют неодинаковую жесткость, например по осям x и y одна

секция работает на растяжение и сжатие, а другая — на изгиб. По третьей оси обе секции работают на изгиб.

Основными критериями работоспособности тросовых амортизаторов является их прочность и износостойкость. В настоящее время не существует теоретических методов расчета тросовых амортизаторов вследствие того, что при работе таких амортизаторов происходят весьма сложные явления, учесть которые расчетным путем не удастся. Трос во время работы подвергается растяжению и изгибу. Проволоки троса, кроме напряжений растяжения и изгиба, испытывают также кручение и контактные напряжения снятия. Во время эксплуатации амортизаторов проволоки троса трутся друг о друга, что вызывает их износ.

При определении напряжения растяжения полагают, что растягивающая нагрузка $Q_{\text{макс}}$ распределяется равномерно между всеми проволоками, и в этом случае напряжения определяют по формуле [34]

$$\sigma = \frac{4Q_{\text{макс}}}{\pi d^2 i}, \quad (10.9)$$

где d — диаметр проволок; i — число проволок в тросе. Запас прочности будет

$$n = \frac{\sigma_{\text{п}}}{\sigma}, \quad (10.10)$$

где $\sigma_{\text{п}}$ — предел прочности материала проволок.

Расчет частоты собственных колебаний и выбор параметров тросовых амортизаторов можно произвести только на основе анализа экспериментальных данных, полученных при статических и динамических испытаниях отрезков тросов. Ниже приводится методика расчета уголкового тросового амортизатора, разработанная в Куйбышевском авиационном институте.

Для уголкового амортизатора выполняется условие равночастотности, т. е. резонансная частота колебаний в направлении осей x , y , z одинакова. Это означает, что система амортизации блока обладает одинаковыми жесткостями по осям x , y , z , хотя отдельно каждый амортизатор не обладает таким свойством.

При расчете предполагается:

- а) диапазон нагрузок $4 \cdot 10$ — $30 \cdot 10$ н;
- б) диапазон резонансных частот 10 — 30 гц;

в) число амортизаторов, на которых устанавливается блок, 4;
 г) число тросов $N = 3 \div 13$, амплитуды вибрации $A = 0,25 \div 1,25$ мм, длина тросов $l = 22 \div 50$ мм.

Расчет основан на экспериментальных динамических характеристиках угловых амортизаторов, изготовленных из отрезков троса диаметром $d = 3$ мм (ГОСТ 3066).

Собственная частота блока на угловых амортизаторах определяется по формуле

$$f_0 = \frac{\exp(\lg N - 0,029l + 4,038)}{A^{0,27} \sqrt{Q}}, \quad (10.11)$$

где Q — вес блока.

Если собственная частота f_0 задана, то неизвестными параметрами являются число тросов N и их рабочая длина l .

Число тросов амортизатора можно определить из расчетной максимальной нагрузки, приходящейся на один трос, по формуле (10.9). Тогда значение l согласно (10.11) определяется по формуле

$$l = 139,241 + 34,483 \left[\lg N - \frac{\lg(A^{0,27} f_0 \sqrt{Q})}{0,432} \right]. \quad (10.12)$$

Например, при $Q = 120 \cdot 10$ н; $A = 1$ мм, $f_0 = 12$ гц и при числе амортизаторов 4 находим нагрузку на один амортизатор $Q_1 = 30 \cdot 10$ н.

Полагая, что в формуле (10.9) $i = 7$, $d = 1$ мм и $\sigma = 1 \cdot 10$ н/мм², найдем расчетную максимальную нагрузку на один трос:

$$Q_{1\text{макс}} = \frac{1 \cdot 10 \pi 7 \cdot 1^2}{4} = 5,5 \cdot 10 \text{ н.}$$

Следовательно, общее число тросов амортизатора должно быть

$$N = \frac{Q}{Q_{1\text{макс}}} = \frac{120 \cdot 10}{5,5 \cdot 10} = 22. \quad (10.13)$$

Принимаем $N = 24$, тогда из (10.12) находим $l = 14$ мм.

По формулам (10.9) — (10.12) можно производить расчет угловых тросовых амортизаторов для других диапазонов нагрузок и параметров амортизаторов, при этом погрешность расчета не превысит 50%.

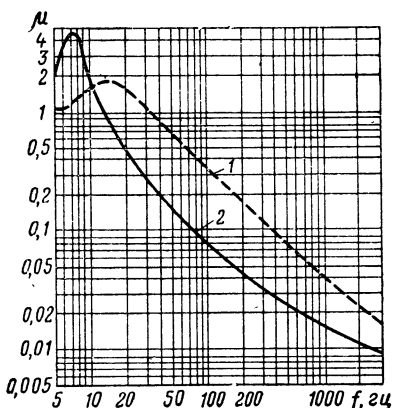
Коэффициент поглощения энергии в тросе равен отношению энергии, затраченной на преодоление сил трения за полный цикл деформации ΔP , к потенциальной энергии,

соответствующей амплитуде цикла деформации Π :

$$\psi = \frac{\Delta \Pi}{\Pi}. \quad (6.5)$$

Коэффициент поглощения ψ прямо пропорционален числу проволок i в тросе и изменяется в пределах 0,2—2,8 при изменении диаметра троса от 1,5 до 3 мм и соответственно числа проволок в тросе от 7 до 133.

Такое большое значение коэффициента поглощения ψ тросового амортизатора значительно снижает коэффициент динамичности μ на резонансных частотах, однако во вне-



Р и с. 10.18. Сравнительные графики коэффициентов динамичности:

1 — тросовые амортизаторы типа АТГ-15; 2 — пружинно-полиуретановые амортизаторы, РПП-5.

резонансной области частот коэффициент динамичности имеет большие значения, чем у амортизаторов другого типа. На рис. 10.18 приведены значения коэффициента динамичности системы амортизации блока на уголковых тросовых амортизаторах типа АТГ-15 и на пружинных полиуретановых амортизаторах типа ПП-2.

Из рис. 10.18 видно, что, например, при частоте вибрации $f = 100$ гц виброизоляция тросовых амортизаторов ($\mu_1 = 0,3$) примерно в четыре раза слабее виброизоляции амортизаторов ПП-2 ($\mu_2 = 0,075$).

Аналогичное явление наблюдается и на более высоких частотах (100—2000 гц), что является пока основным недостатком тросовых амортизаторов, которые вследствие этого могут применяться только для амортизации РЭА, обладающей повышенной вибропрочностью и малочувствительной к вибрации в диапазоне частот 20—2000 гц.

При усовершенствовании тросовых амортизаторов этот недостаток может быть устранен путем выбора тросов с коэффициентом демпфирования, уменьшающимися с увеличением частоты возмущающей вибрации (см. гл. 9).

УПРУГАЯ ТРОСОВАЯ ПОДВЕСКА

Амортизатор этого типа состоит из двух кронштейнов с цилиндрическими отверстиями (рис. 10.19), которые соединяются отрезками тросов [75]. Концы тросов опрессованы цилиндрическими втулками. Цилиндрическая втулка, в которой закреплен один конец троса, жестко закреплена в цилиндрическом отверстии кронштейна. Втулка, которой заканчивается другой конец троса, скользит в отверстии второго кронштейна. Кронштейн с жестко за-

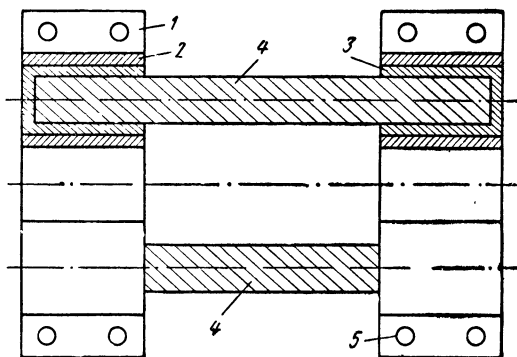


Рис. 10.19. Упругая тросовая подвеска:

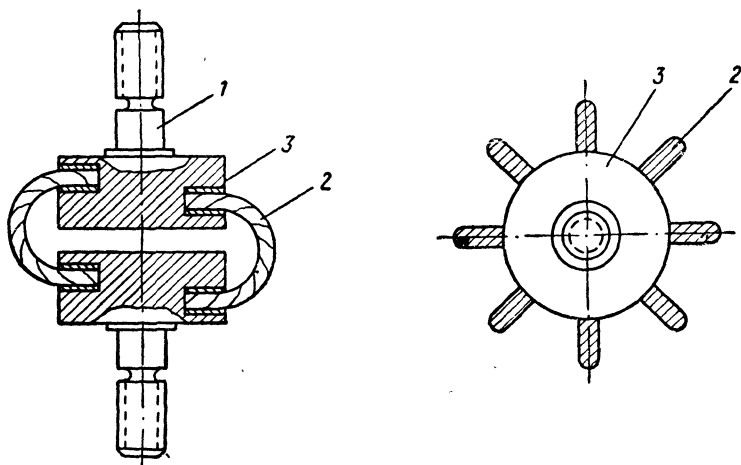
1—кронштейны; 2—цилиндрические отверстия в кронштейне; 3—втулки, в которые запрессован трос; 4, 5—отверстия для крепления кронштейнов.

крепленными концами троса крепится к вибрирующему основанию, а на кронштейне со скользящими втулками закрепляется блок. Такая тросовая подвеска обеспечивает амортизацию по трем взаимно перпендикулярным осям и допускает плавную регулировку ее жесткости путем изменения рабочей длины тросового отрезка.

СФЕРИЧЕСКИЕ ТРОСОВЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ С РАСПОЛОЖЕНИЕМ ОТРЕЗКОВ ТРОСОВ В ШАХМАТНОМ ПОРЯДКЕ

Сферические амортизаторы (рис. 10.20) имеют повышенную нагрузочную способность и применяются при сравнительно малых зазорах между блоком и вибрирующим основанием [76]. Амортизатор состоит из двух цилиндрических

хвостовиков с резьбовой нарезкой на концах и радиальными цилиндрическими отверстиями, расположенными в шахматном порядке. В отверстиях устанавливаются втулки, в которых закрепляются концы отрезков троса. Отрезки тросов изогнуты по дугам окружности.



Р и с. 10.20. Сферические тросовые амортизаторы:

1 — верхняя и нижняя обоймы; 2 — трос; 3 — втулки, опрессованные на концах троса.

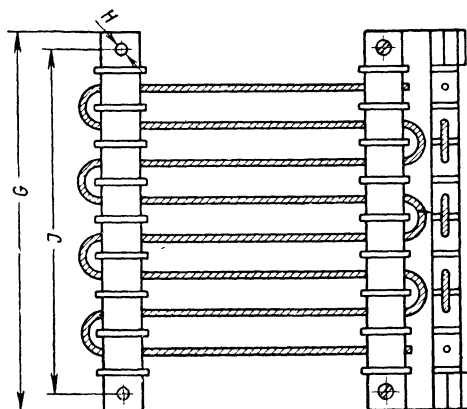
Величина зазора между блоком и основанием Δ , толщина дисков h , коэффициент динамичности амортизации μ и амплитуда вибрации при резонансе A связаны соотношением

$$\Delta \leq 2h + \mu A, \quad (10.14)$$

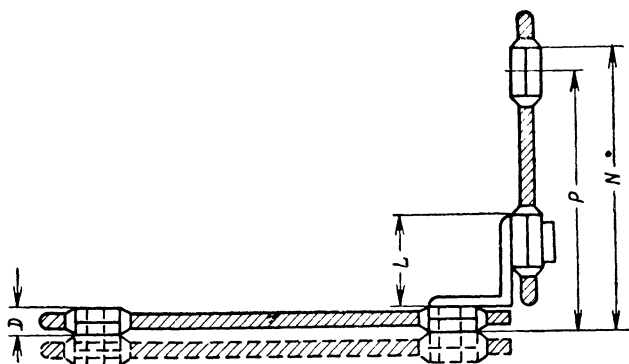
из которого определяются требуемые характеристики амортизатора.

АМОРТИЗАТОРЫ ЛЕСТНИЧНОГО ТИПА

Амортизаторы разработаны американской фирмой Aeroflex Laboratories (рис. 10.21) и рассчитаны на резонансную частоту $f_0 = 10$ гц при изменении нагрузки в пределах $2 \cdot 10$ — $70 \cdot 10$ н. Амортизаторы устанавливаются взаимно перпендикулярно на уголках (рис. 10.22) и представляют



Р и с. 10.21. Конструкция тросовых амортизаторов лестничного типа.



Р и с. 10.22. Монтаж углового амортизатора.

сборную конструкцию уголковых амортизаторов, рассмотренную выше (рис. 10.17).

В табл. 10.13 приведены характеристики и размеры амортизаторов лестничной конструкции, обозначения размеров указаны на рис. 10.21. В табл. 10.13 последние две цифры трехзначного номера маркировки обозначают число тросов. Схема монтажа блока на амортизаторах лестничной конструкции изображена на рис. 10.23.

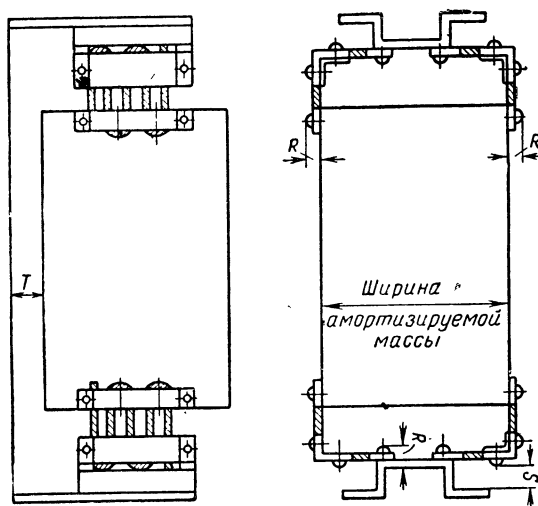


Рис. 10.23. Монтаж блока на амортизаторах лестничного типа.

Амортизаторы этой серии при частоте 26 гц имеют коэффициент динамичности $\mu = 0,75$. Зазоры между блоком и основанием рассчитаны на ударные нагрузки до 15 г.

Амортизаторы должны располагаться симметрично относительно амортизируемого блока; основание, к которому крепятся амортизаторы, должно обладать жесткостью, в 10 раз превышающей жесткость тросовых амортизаторов.

В случае невозможности обеспечить симметричное расположение амортизаторов относительно центра тяжести блока необходимо использовать амортизаторы с различной жесткостью и различными размерами.

Удобство уголковых и лестничных тросовых амортизаторов состоит в том, что их можно нарезать определенной

Таблица 10.13

Номинальная нагрузка и размеры амортизаторов лестничного типа

Обозначение амортизатора	Нагруз-ка, 10к	Размеры, мм										
		G	J	N	P	D	H	L	R	S	T	U
C2-A-712-1	2	89	68	48	43	4	4	13	17	8	25	70
C2-A-512-1	3	89	68	43	38	4	4	13	12	6	17	57
C2-A-412-1	4,5	89	68	40	34	4	4	13	10	5	14	58
C3-A-712-1	7	89	68	60	54	4	4	13	15	7	22	82
C3-A-610-1	9	112	100	57	51	6	5	19	14	7	21	76
C3-A-612-1	11	112	100	57	51	6	5	19	14	7	21	76
C3-A-512-1	14	112	100	54	48	6	5	19	12	6	17	70
C3-A-410-1	18	112	100	51	44	6	5	19	10	5	14	64
C3-A-412-1	23	112	100	51	44	6	5	19	10	5	14	64
C4-A-408-1	34	127	114	54	47	8	6	19	10	5	14	64
C4-A-412-1	45	127	114	54	47	8	6	19	10	5	14	64
C4-A-308-1	68	127	114	51	44	8	6	19	8	4	10	57

длины, так же как и скобочные резино-металлические амортизаторы типа АП, оставлять число тросов, которое соответствует расчетным характеристикам.

10.8. ПРУЖИННЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

Пружинные амортизаторы обладают более широким диапазоном частот виброизоляции и могут применяться для ослабления вибраций как низких, так и высоких частот.

Преимущество стальных пружинных амортизаторов состоит в том, что коэффициент динамичности системы при больших частотах стремится к теоретическому, так как пружины обладают малым коэффициентом демпфирования, т. е. они обеспечивают лучшую виброизоляцию в нерезонансной области частот. В области резонансных частот система пружинной амортизации имеет наибольшие значения коэффициента динамичности и, следовательно, значительно усиливает (в 10—20 раз) амплитуды вибрации. Этот недостаток необходимо учитывать при использовании пружинных амортизаторов. Преимущество стальных пружин состоит также в том, что они долговечны, не подвержены вредному действию высокой температуры и климатическим воздействиям.

Чаще всего в качестве пружинных амортизаторов применяются стальные цилиндрические витые пружины, изготовляемые из проволоки круглого сечения. Предполагается, что амортизаторы расположены симметрично центра тяжести блока. Если принять рабочее напряжение равным половине предела выносливости материала при кручении, то для пружинной стали с модулем упругости сдвига будет $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ н/м}^2$ допускаемое напряжение сдвига будет $[\tau] = 2,1 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$, а диаметр проволоки определяется по формуле

$$d^5 = \frac{x_{\text{ст}} Q^2}{5640 N^2 n}, \quad (10.15)$$

где $x_{\text{ст}}$ — статический прогиб под нагрузкой, см; d — диаметр проволоки, см; N — число пружин в системе амортизации; n — число рабочих витков (на 1,5—2 витка меньше общего их числа); Q — вес блока.

Отношение среднего диаметра D пружины к диаметру проволоки d должно быть не менее 3 и не более 8.

Отношение высоты свободной пружины H_0 к среднему диаметру D должно быть

$$\frac{H_0}{D} \leq 3 \quad (10.16)$$

при шарнирно опертых концах пружины;

$$\frac{H_0}{D} \leq 6$$

при защемленных концах пружины.

Жесткость пружины в осевом направлении

$$k_x = \frac{Q}{N x_{\text{ст}}} = \frac{G d^4}{8 n D^3}. \quad (10.17)$$

Жесткость пружины в поперечном направлении

$$k_{y, z} = \frac{3,5 k_x C}{1,3 + \frac{H^2}{D^2}}, \quad (10.18)$$

где

$$C = 1 - \frac{x_{\text{ст}}}{0,7H_0}; \quad (10.19)$$

$H = H_0 - x_{\text{ст}}$ — высота пружины в установленном амортизаторе, см; $D = 830 Na^3/Q$ — средний диаметр витка пружины, см.

В табл. 10.14 даны отношения жесткостей $k_{y,z}/k_x$ для различных значений H , $x_{\text{ст}}$ и D [19].

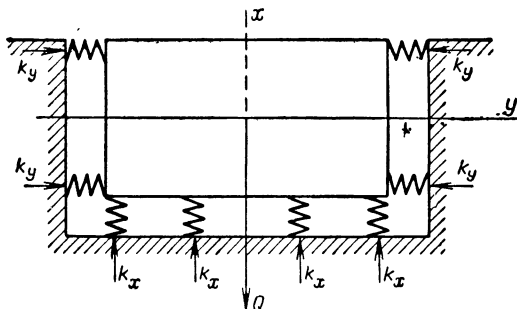


Рис. 10.24. Схема амортизации блока на стальных пружинах.

Для малых отношений H/D поперечная жесткость $k_{y,z}$ сравнима с осевой жесткостью k_x , но для больших значений H/D поперечная жесткость мала по сравнению с осевой.

На рис. 10.24 показана схема амортизации блока на пружинах, работающих в вертикальном направлении с жесткостью k_x и в горизонтальном направлении с жесткостью k_y .

Суммарные жесткости будут

$$k_x = Nk_x; \quad k_y = Nk_y, \quad (10.20)$$

где N — число пружин.

Пружины, работающие в горизонтальном направлении, должны быть установлены с предварительным сжатием, чтобы при колебаниях, действующих с любой стороны, они не могли полностью разгрузиться.

Если требуются пружины с большим статическим прогибом, при котором пружины, испытывающие сжатие, будут неустойчивыми, следует применять пружины, рабо-

Таблица 10.14

Отношения поперечной и осевой жесткостей цилиндрических пружин

$x_{ст}/H_0$	H/D						
	1	1,5	2	3	4	5	6
0	1,520	0,985	0,660	0,340	0,202	0,133	0,094
0,1	1,310	0,847	0,566	0,292	0,174	0,114	0,081
0,2	1,080	0,700	0,468	0,242	0,143	0,094	0,067
0,3	0,865	0,560	0,376	0,194	0,119	0,076	0,054
0,4	0,655	0,423	0,284	0,146	0,087	0,057	0,040

тающие на растяжение, поперечная жесткость которых при шарнирном присоединении на торцах определяется по формуле

$$k_y = k_z = \frac{Q}{NH}, \quad (10.21)$$

где H — расстояние между шарнирами на концах пружины; Q и N имеют прежние обозначения.

Основная собственная частота колебаний стальной цилиндрической пружины с заземленными концами определяется по формуле

$$f_c = 36000 \frac{d}{nD^2} \text{ гц.} \quad (10.22)$$

Например, при $d = 0,2 \text{ см}$, $n = 6$ и $D = 1,5 \text{ см}$ частота собственных колебаний пружины 530 гц. Следовательно, при действии вибрации в диапазоне частот 20—2000 гц возможны резонансные возбуждения самой пружины, которые могут привести ее к усталостной поломке. Поэтому при использовании пружинных амортизаторов необходимо учитывать собственную частоту пружины и диапазон частот действующих вибраций. Максимальная частота вибрации должна быть в два-три раза меньше собственной частоты пружины.

Пример. Блок весом $Q = 4 \cdot 10$ н требуется амортизировать при помощи четырех стальных цилиндрических пружин так, чтобы собственная частота вертикальных колебаний блока была равна $f_0 = 5$ гц. Определить размеры пружин.

Статический прогиб, требующийся для получения собственной частоты системы $f_0 = 5$ гц, согласно формуле (1.20) будет равен $x_{ст} = 1$ см.

Принимая число рабочих витков $n = 6$, по формуле (10.15) находим

$$d^3 = \frac{1 \cdot 4^3}{5640 \cdot 4^3 \cdot 6} = 2,96 \cdot 10^{-5},$$

т. е. $d = 1,2 \div 1,3$ мм; принимаем $d = 1,2$ мм.

Средний диаметр витка пружины:

$$D = 830 \cdot 4 \frac{0,12^3}{4} \simeq 1,44 \text{ см}; \text{ принимаем } D = 14 \text{ мм.}$$

Жесткость пружины в осевом направлении согласно (10.17) будет

$$k_x = \frac{4 \cdot 10}{4 \cdot 0,01} = 1 \cdot 10^3 \text{ н/м},$$

т. е. суммарная осевая жесткость всех пружин будет

$$k_c = 4 \cdot 10^3 \text{ н/м.}$$

Примем, что полный прогиб равен удвоенному статическому прогибу, а полное число витков равно числу рабочих витков плюс два. Тогда высота пружины в свободном состоянии равна $H_0 = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 8 \cdot 0,12 = 2,96$ см; принимаем $H_0 = 30$ мм.

Следовательно, статический прогиб составляет одну треть высоты пружины в свободном состоянии, и так как отношение $H_0/D = 2,14$, то пружина устойчива, т. е. не будет иметь бокового выпучивания.

Высота пружины в смонтированном амортизаторе будет

$$H = H_0 - x_{ст} = 3 - 1 = 2 \text{ см},$$

следовательно, согласно (10.19)

$$C = 1 - \frac{1}{0,7 \cdot 3} = 0,524.$$

Поперечная жесткость пружины согласно (10.18)

$$k_{y,z} = \frac{3,5 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 0,524}{1,3 + \frac{2^3}{1,4^3}} = 0,55 \cdot 10^3 \text{ н/м.}$$

Суммарная поперечная жесткость всех пружин равна

$$k_{\text{сп}} = 4 \cdot 0,55 \cdot 10^3 = 2,2 \cdot 10^3 \text{ н/м},$$

следовательно, собственная частота поперечных колебаний блока на амортизаторах будет

$$f_{\text{оп}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{\text{сп}} g}{Q}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2,2 \cdot 10^3 \cdot 981}{4 \cdot 10^3}} \approx 4 \text{ гц},$$

т. е. на 20% ниже собственной частоты вертикальных колебаний. Основная собственная частота самой пружины (10.22) равна

$$f_c = 36000 \frac{0,12}{6 \cdot 1,4^2} = 370 \text{ гц}.$$

Таким образом, в диапазоне частот вибраций 10–200 гц резонансных колебаний блока на амортизаторах и самих амортизаторов не должно быть.

Коэффициент демпфирования пружинных амортизаторов можно в среднем принимать равным $\eta = 0,03$.

Поэтому значение коэффициента динамичности μ на резонансной частоте в рассматриваемом примере будет

$$\mu = \frac{1}{2\eta} = \frac{100}{2 \cdot 3} \approx 16,$$

т. е. при резонансе $f_i = f_0 = 5 \text{ гц}$ амплитуда вибрации блока будет усиливаться в 16 раз по сравнению с амплитудой колебания основания. Большое усиление на резонансной частоте является основным недостатком пружинных амортизаторов.

10.9. КОМБИНИРОВАННЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

Комбинированные пружинно-поролонные амортизаторы применяются в тех случаях, когда коэффициент демпфирования η пружинных амортизаторов имеет недостаточную величину для обеспечения требуемой резонансной амплитуды амортизируемого блока. Нужный коэффициент демпфирования η амортизаторов при заданном коэффициенте динамичности μ на резонансной частоте определяется по формуле

$$\eta \simeq \frac{1}{2\mu}. \quad (10.23)$$

Задаваясь допускаемым для каждого конкретного случая значением μ_p , можем определить требуемую величину коэффициента демпфирования η_p . Повышения коэффициента демпфирования амортизации можно достичь путем параллельного подключения к пружинным амортизаторам поролоновых амортизаторов с большим коэффициентом демпфирования.

Жесткость пружинно-поролоновых амортизаторов определяется, исходя из требуемых величин общей жесткости комбинированных амортизаторов k_x и общего коэффициента демпфирования η , а также значений коэффициентов демпфирования пружинных и поролоновых амортизаторов в отдельности.

Общая жесткость пружинных и поролоновых амортизаторов при параллельном их включении равна сумме их жесткостей:

$$k_x = k_{x \text{ пр}} + k_{x \text{ по}}, \quad (10.24)$$

где $k_{x \text{ пр}}$ — жесткость пружинных амортизаторов; $k_{x \text{ по}}$ — жесткость поролона.

Коэффициент демпфирования пружинно-поролоновых амортизаторов на резонансной частоте определяется по формуле

$$\eta_p = \frac{1}{2\mu_p} = \frac{k_{x \text{ пр}} \eta_{\text{п}} + k_{x \text{ по}} \eta_{\text{по}}}{k_{x \text{ пр}} + k_{x \text{ по}}}. \quad (10.25)$$

Отсюда находим, что при заданном значении коэффициента динамичности на резонансной частоте μ_p жесткость поролоновой амортизации равна

$$k_{x \text{ по}} = \frac{2\mu_p \eta_{\text{пр}} - 1}{1 - 2\mu_p \eta_{\text{по}}} k_{x \text{ пр}}. \quad (10.26)$$

Так как, по определению, жесткость амортизации — всегда положительная величина, то коэффициент в правой части формулы (10.26) должен быть положительным, т. е.

$$\frac{2\mu_p \eta_{\text{по}} - 1}{1 - 2\mu_p \eta_{\text{по}}} > 0. \quad (10.27)$$

Из неравенства (10.27) при условии, что

$$2\mu_p \eta_{\text{пр}} - 1 < 0, \quad \mu_p < \frac{1}{2\eta_{\text{пр}}}, \quad (10.28)$$

находим

$$1 - 2\mu_p \eta_{по} < 0, \quad \eta_{по} > \frac{1}{2\mu_p}. \quad (10.29)$$

Если

$$2\mu_p \eta_{пр} - 1 > 0, \quad \mu_p > \frac{1}{2\eta_{пр}}, \quad (10.30)$$

то из неравенства (10.30) находим

$$1 - 2\mu_p \eta_{по} > 0, \quad \eta_{по} < \frac{1}{2\mu_p}. \quad (10.31)$$

Неравенства (10.29) — (10.31) можно записать в виде

$$\frac{1}{2\eta_{по}} < \mu_p < \frac{1}{2\eta_{пр}}, \quad (10.32)$$

в котором $\eta_{по}$ и $\eta_{пр}$ взаимно заменяемы.

По заданным значениям коэффициентов демпфирования $\eta_{по}$ и $\eta_{пр}$ из неравенства (10.32) можно оценить, в каких пределах находится значение коэффициента динамичности μ_p на резонансной частоте.

Например, при $\eta_{пр} = 0,02$ и $\eta_{по} = 0,2$ находим $2,2 < \mu_p < 25$. Если задано значение коэффициента динамичности μ_p , то из неравенства (10.29) определяем требуемый коэффициент демпфирования пружинно-поролоновых амортизаторов. Так, при $\mu_p = 2$ коэффициент демпфирования поролоновой амортизации должен быть $\eta_{по} > 0,25$.

Жесткость поролоновой прослойки в вертикальном направлении определяется по формуле

$$k_{x\text{ по}} = \frac{FE}{H_1}, \quad (10.33)$$

где F — площадь поперечного сечения поролоновой прослойки; E — модуль упругости поролона при сжатии; H_1 — высота поролоновой прослойки.

Сжатие поролонового амортизатора в вертикальном направлении сопровождается расширением его в поперечном направлении. На опорных торцевых поверхностях поролон приклеивается, вследствие этого часть поролона, прилегающая к торцам, не участвует в образовании осадки амортизатора. Поэтому при определении жесткости поролоно-

вого амортизатора учитывается не вся его высота H , а только высота деформируемой части, т. е. рабочая высота, которая приближенно в наших расчетах принималась меньше полной высоты H на 0,25 поперечного размера A :

$$H_1 = H - 0,25A. \quad (10.34)$$

Высота свободного поролонa H выбирается на 20% больше высоты H_0 свободной пружины.

Статическая нагрузка на один поролоновый амортизатор определяется по формуле

$$P_{ст} = F\sigma, \quad (10.35)$$

где σ — расчетное статическое напряжение в поролоне, отнесенное к площади поперечного сечения недеформированного элемента.

Статическое напряжение сжатия σ рекомендуется принимать равным $(0,08 \div 0,1) \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ для поропласта марки ППУ-ЭМ-1 Владимирского завода.

Выбрав поролон с динамическим модулем упругости при сжатии $E = (150 \div 600) \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ и задавшись числом амортизаторов N , отношением поперечного размера к полной высоте $A/H = B/H = \beta$ и величиной статического напряжения в поролоне σ , определяем частоту собственных колебаний амортизированного блока:

$$f_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt[4]{\frac{4\beta^2 g^2 E^2 N^2}{(8 - \beta)^2 Q \sigma}}. \quad (10.36)$$

Площадь поролонa определяется по формуле

$$F = \frac{k_{по} AB}{G}, \quad (10.37)$$

где

$$A = \sqrt[3]{H^2}; \quad B = \sqrt[3]{a};$$

G — условный модуль материала при $a = 1 \text{ мм}$ и $H = 1 \text{ см}$; a — наибольшая амплитуда колебаний на резонансной частоте; H — высота поролонового листа.

Пример. Необходимо определить размеры поролоновой прослойки пружинно-поролоновых амортизаторов при условиях:

вес блока $Q = 300$ н;

площадь основания $F = 2400$ см²;

собственная частота $f_0 = 8 \div 12$ гц;

коэффициент динамичности $\mu_p = 3$ при $f = f_0$;

допустимый ход амортизатора $\Delta = 10$ мм;

характеристики поролона: $G = 5 \cdot 10^5$ н/м³ при $a = 1$ мм, $H = 1$ см.

Выбираем $\Delta = 10$ мм; $H = 8$ см, тогда жесткость всех пружин будет

$$k_{пр} = \frac{Q}{\Delta} = 300 \text{ н/см.}$$

Общая жесткость амортизации при частоте $f_0 = 10$ гц

$$k_0 = (2\pi f_0)^2 m = 0,041 \cdot 10^2 \cdot 300 = 1230 \text{ н/см.}$$

Жесткость поролоновой прослойки должна быть

$$k_{по} = k_0 - k_{пр} = 930 \text{ н/см.}$$

Площадь поролона при $a = 8$ мм будет

$$F_{по} = \frac{1230 \sqrt[3]{8^2} \sqrt[3]{8}}{5 \cdot 10^5} = 19600 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 = 1960 \text{ см}^2.$$

Следовательно, площадь поролона должна быть меньше площади основания на величину

$$F_{в} = F_{ос} - F_{по} = 2400 - 1960 = 440 \text{ см}^2.$$

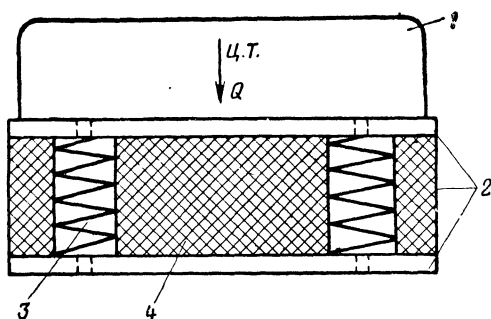
При этом рекомендуется размеры поролоновой прослойки выбирать равными размерам основания амортизированного блока, а уменьшение площади поролона производить за счет введения в нем круглых отверстий.

Пружинно-поролоновые амортизаторы схематически изображены на рис. 10.25. Амортизаторы работают на сжатие. Поролон приклеивается к основанию клеем БФ или ПУ2. Стальные пружины проходят через отверстия в поролоне и крепятся фигурными шайбами и винтами к основанию и блоку.

Поропласт марки ППУ-ЭМ-1 представляет собой легкую газонаполненную открытопористую структуру белого или светло-желтого цвета. Объемная масса его 30—50 кг/м³, предел прочности при растяжении не менее $\sigma_{в} = 1,1 \div 1,3$ кгс/см², относительное удлинение при растяжении

150—170%, эластичность по отскоку не менее 20%, напряжение сжатия при 40%-ной деформации $0,04—0,1 \text{ кгс/см}^2$; характеристики изменяются незначительно при изменении температуры в интервале 223—343°K ($-50 \div +70^\circ \text{C}$).

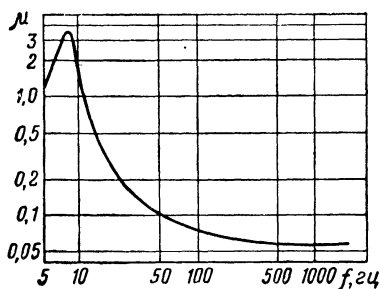
Пружинно-поролоновые амортизаторы обладают коэффициентом динамичности, близким к теоретическому, поэтому обеспечивают хорошую виброизоляцию аппаратуры.



Р и с. 10.25. Схема амортизации на пружинно-поролоновых амортизаторах:

1 — блок; 2 — соединительные планки; 3 — стальные цилиндрические пружины; 4 — пенополиуретан, приклеенный к соединительным планкам.

На графиках рис. 10.26 приведены значения коэффициентов динамичности амортизаторов для блока весом $Q = 60 \text{ н}$. Такие амортизаторы применяются в случаях, когда предъявляются повышенные требования к коэффициенту динамичности.



Р и с. 10.26. Зависимость коэффициента динамичности пружинно-поролоновых амортизаторов от частоты вибрации

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

**11.1. ВИБРАЦИОННЫЕ И УДАРНЫЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИОЭЛЕМЕНТОВ**
(табл. 11.1—11.11)

Таблица 11.1

Постоянные непроволочные резисторы

Тип	Диапазон частот вибрации, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
МГП	5—8	4	4	—	2 000
КЭВ	10—80	7,5	12	25	5 000
МОН	10—1000	7,5	75	100	4 000
ТВО-5÷20	5—1000	7,5	150	50	10 000
ТВО-60	5—600	7,5	35	60	10 000
УЛС	10—200	10	—	—	—
МУН	5—600	15	12	25	5 000
УЛИ	10—600	10	15	35	1 000
ВС	10—1000	7,5	35	150	10 000
ОВС	10—600	10	25	25	—
ВСЕ	10—600	7,5	35	50	10 000
ИВС	10—600	8	8	100	10 00
КОН	10—600	7,5	35	100	10 000
ТВО-0,25÷2	5—1000	10	150	15	4 000
МОУ-25÷200	10—80	2,5	12	25	4 000
МОУ-0,1÷2	10—1000	7,5	35	50	4 000
МОУ-5÷10	10—600	7,5	35	25	4 000
УЛМ	10—1000	10	75	150	4 000
УНУ	10—1000	10	150	50	4 000
МЛТ	5—2500	15	12	25	5 000
ОМЛТ	5—2500	15	75—150	200	4 000
МТ	5—2500	15	75—150	200	4 000
С2-7Е	10—2000	30	25—35	25	10 000
С4-1	5—3000	20	150	150	4 000
ТВО-0,125	5—3000	20	150	150	4 000

Примечания: 1. При действии вибрации в диапазоне частот 600—2000 гц и ударах с ускорением до 150 g резисторы МЛТ-1 и МЛТ-2 должны дополнительно жестко крепиться к плате приклеиванием.

2. Резисторы МЛТ-0,5 должны дополнительно крепиться в случае припайки их выводов на расстоянии 7 мм от корпуса резистора.

Таблица 11.2

Переменные объемные резисторы

Тип	Диапазон частот вибрации, гц	Допустимое ускорение, g		
		вибрационное	ударное	линейное
СПЗ-7	5—80	2,5	12	25
СПЗ-8	5—200	2,5	12	25
СПО-1	5—2000	15	75	100
СПО-2	5—2000	15	75	100
СПО-0,5	5—2000	15	75	100
ОСП	10—600	10	20	16
СП	5—2000	10	150	50
СПЕ	5—1000	10	150	50
СПЗ-9	5—2000	12	150	100
СПО Е	5—2000	30	35	25
СПЗ-6	5—2500	20	150	150

Примечание. Резисторы выдерживают 5000 ударов.

Таблица 11.3

Проволочные переменные резисторы

Тип	Диапазон частот вибра- ции, гц	Допустимое ускоре- ние, g			Число ударов
		вибра- ционное	ударное	линейное	
СП5-1, 4, 9	—	12	35	50	—
СП5-2, 3	10—2000	12	35	50	10 ⁴
ПП1-1, 3, 9, 7, 4	5—200	4	12	9	10 ⁵
ПЛ1-1, 2	20—200	4	—	8	—
ППЗ-1, 4, 5, 8, 19, 18	5—200	4	12	9	10 ⁴
ППЗ-11, 12, 20, 13, 14, 16, 22	5—200	4	12	9	10 ⁴
ППЗ-40, 41, 43, 44, 45, 47	5—20 20—180 180—1000	2 7,5 1,5	12 12 12	25 25 25	10 ⁴ 10 ⁴ 10 ⁴
ПЛ2-1,2	20—200	4	—	8	—
РП-25	10—200	4	4	—	11 · 10 ⁶
РП-80	10—200	4	4	—	11 · 10 ⁶
ППБ-2а, 2б, 2в	5—2000	7,5	35	50	10 ⁴
ПТП-1, 2, 5	10—1000	7,5	12	25	—

Таблица 11.4

Бумажные конденсаторы

Тип	Диапазон частот вибраций, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
К40П-2 (БГМ)	10—600	10	25	35	5 000
К40П-1	—	10	—	—	—
БМТ	—	7,5	12(35)	35	—
БГТ	—	7,5	12	9	5 000
КБГ	—	6,0	4(12)	16	—
КЗ	—	6	—	—	—
К40У-9	10—1000	7,5	35	150	10 000
БВТИ	—	12	35	50	2 000
БМ	—	7,5	12—35	35	—
БМВ	—	4	—	—	—
БП-П	—	—	—	—	—
К40П-3 (КБ)	—	2.5	12	—	—
КБВ	—	—	—	—	—
КБМ-101	5—200	6	12	25	4 000
КБТ, БТС	10—200	4	—	—	—
КБП	20—600	—	—	—	—
	20—80	10(6)	4	15	—
КБПС-Ф	—	9(35)	—	(15)	—
ОБПТ	—	—	—	—	—
ОКП	—	40	—	—	—

Примечание. В скобках во всех таблицах указаны максимальные значения ускорений при кратковременном воздействии.

Таблица 11.5

Металлобумажные конденсаторы

Тип	Диапазон частот вибраций, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
МБГ	—	10	—	15	—
ОМБГ	10—600	10	—	16	—
МБГВ	—	4	12	50	—
МБГИ	—	10	—	—	—
МБГН	10—600	6—15	5	35	10 000
МБГО	—	10	—	15	—

Продолжение табл. 11.5

Тип	Диапазон частот вибрации, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
МБГТ	—	10	—	16	—
МБГ4-1	5—80	10	12	25	—
МБГ4-2	5—600	10	12	25	—
МБМ	10—600	15	15	35	10 000
МБМЦ	—	10	—	—	—
МБП	—	25	12	25	—

Таблица 11.6

Электролитические конденсаторы

Тип	Диапазон частот вибраций, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
ЭГЦ ОМ	—	6	—	—	—
ЭГЦ М	—	6	—	—	—
К53-1	10—2 000	10	75	100	4 000
К50-3	5—600	7,5	35	25	10 000
К50-3А	5—1 000	7,5	150	50	4 000
К50-3Б	5—1 000	7,5	150	50	4 000
К50-6	—	2,5	12	—	—
ЭМ(Н)	—	15	35	25	—
ЭМ(М)	—	—	—	—	—
ЭМ(ОМ)	—	15	35	25	—
ЭМИ	—	—	—	—	—
ЭТО(А)	—	—	—	—	—
ЭТО(Б)	10—600	10	15	35	2 000
ЭТО-С	10—600	10	15	35	2 000
ЭТ, ЭТН	10—600	10	15	35	—
ЭП	—	—	—	—	—
ЭС	—	2,5	12	—	—
ЭФ	—	12	12	—	—

Примечание. Для конденсаторов типа КЭ допустимое вибрационное ускорение 4 g.

Таблица 11.7

Слюдяные конденсаторы постоянной емкости

Тип	Диапазон частот вибрации, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
КСГ	5—600	10	12	25	4 000
КСО-1,2,5	5—600	10	12	25	4 000
КСО-6,7,8	5—600	10	12	25	4 000
ОКСО-1÷8	—	6	75	75	—
КСОТ-1÷8	5—2 000	15	75	100	4 000
КЗ1У-3Е	—	10	75	100	—
КСОТ-200	20—600	10	75	100	4 000
СГМ-1÷4	5—600	10	12	25	4 000
СГМ-3-А	—	10	50	—	—
СГМ-3-Б	—	10	50	—	—

Таблица 11.8

Пленочные и металлопленочные конденсаторы

Тип	Диапазон частот вибрации, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
ПМ-1	10—1000	7,5	35	150	10 000
ПМ-2	10—1000	7,5	35	150	10 000
ПО	—	5	—	—	—
ПОВ	5—80	10	35	50	4 000
ПСО	—	5	—	—	—
ФТ	10—600	7,5—10	15	35	—
ФГТ-И	5—600	7,5	12	25	5 000
МПГ	—	10	—	—	—
МПГ-Т	—	10	—	—	—
МПО	—	10	—	—	—
МПСО	—	10	—	—	—
МКГИ	—	10	35	25	—
ПКГТ	10—1500	4—30	5	80	—
ПКГТ-Е	—	4—30	25	25	—
К72П-6	5—600	7,5	75	150	4 000

Таблица 11.9

Керамические конденсаторы

Тип	Диапазон частот вибра- ции, <i>гц</i>	Допустимое ускорение, <i>g</i>			Число ударов
		вибраци- онное	ударное	линейное	
КВДС	—	4	—	—	—
КВИ-1	10—200	8	12	100	5 000
КВИ-2,3	10—200	8	12	100	5 000
КВКТ, КВКГ и КВКБ	—	6	—	—	—
ОКВКГ, ОКВКТ и ОКВКБ	—	10	—	16	—
КВЦ, КВК	10—600	7,5	12	9	5 000
К15У-1	10—600	4—7,5	12	25	5 000
К15У-2	10—600	7,5	12	25	—
К15У-3	10—600	4—7,5	12	25	5 000
К15-4	—	4	12	—	—
К15-5	—	2,5	12	25	—
КГК	—	9	—	—	—
ОКГК	—	10	25	15	—
КДУ	10—600	10	75	100	1 000
КЛС	10—200	7,5	12	25	5 000
КЛС-Е	10—2000	30(4)	35	50	4 000

Терморезисторы

Тип	Диапазон частот вибра- ции, гц	Допустимое ускорение, g			Число ударов
		вибраци- онное	ударное	линейное	
ММТ-1	5—600	7,5	35	50	10 000
КМТ-1	5—600	7,5	35	50	10 000
НКМТ-1	—	10	—	—	—
ММТ-4	5—200	4	35	50	10 000
ММТ-4Е	—	4	35	—	—
КМТ-4	5—200	4	35	50	10 000
КМТ-4Е	—	4	35	—	—
НКМТ-4	—	10	—	—	—
ММТ-6	—	10	—	—	—
ММТ-8	5—1 000	7,5	35	50	10 000
КМТ-8	5—1 000	7,5	35	50	10 000
ММТ-9	5—600	7,5	35	50	10 000
КМТ-10	—	10	—	—	—
КМТ-10a	—	10	—	—	—
КМТ-11	—	10	—	—	—
ММТ-12	10—600	7,5	35	50	10 000
ММТ-13	5—600	7,5	35	50	10 000
КМТ-12	10—600	7,5	35	50	10 000
КМТ-14	—	10	12	—	—
КМТ-17	10—1 000	7,5	35	50	10 000

Таблица 11.11

Микромодульные резисторы

Тип	Диапазон частот вибрации, <i>гц</i>	Допустимое ускорение, <i>g</i>			Число ударов
		вибрационное	ударное	линейное	
ССНМ	5—5000	40	100	150	4 000
С2-12	5—5000	40	150	150	4 000
СКПМ	10—2000	40	100	150	4 000
СКНМ	5—500	40	150	150	4 000
СЗ-3	5—5000	40	150	150	4 000
СЗ-4	5—5000	40	150	150	4 000
СЗ-2	10—2000	10	150	50	4 000
С5-6	5—2000	15	35	150	10 000
СП5-6	5—2000	15	35	100	10 000
Терморезисторы	10—2000	15	35	50	4 000

11.2. ПРИМЕРНАЯ ТАРИРОВОЧНАЯ ТАБЛИЦА
УДАРНОГО СТЕНДА

Приводимая ниже таблица (табл. 11.12) составлена по результатам тарировки ударного стенда типа «Аскания».

Обозначения: h — высота свободного падения платформы стенда; n — перегрузка в единицах ускорения свободного падения; τ — длительность ударного импульса, *мсек*;

Δt — время нарастания ударного импульса, *мсек* (рис. 4.3).

Таблица 11.12

Данные прокладок				Вес блока, н														
h, мм	число	толщи- на, мм	материал	100			200			300			400			500		
				n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ
10	2	10	Губчатая резина Текстолит Сталь	4,5	30	10	4,5	30	14	4	30	15	4	30	15	3,5	40	20
				89	2	1	85	2	1	1	80	2	1	75	2	1	70	2,6 1,2
15	1	5	Губчатая резина Твердая резина Сталь	7,4	20	10	7	24	12	7	24	12	6	30	15	5,5	30	15
	3	10		99	2	1	95	2	1	1	89	2	1	82	2,6	1,2	75	2,6 1,2
	1—3	5 и 10																
	3	10	Губчатая резина Твердая резина Твердая резина Сталь	4,6	40	20	4,6	40	20	4,6	40	20	4,6	40	20	4,6	40	20
	3	10		12	20	10	11	20	10	10	20	10	10	21	10	8	22	10
	2	10		16,5	18	9	16,5	18	9	16,5	20	9	13	20	9	11	20	9

Данные прокладок			Вес блока, кг															
h, мм	число	толщина, мм	материал	100			200			300			400			500		
				n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ
20	1	10	Губчатая резина	14	20	10	14	20	10	14	20	10	13	21	10	12,5	22	10
	2	10	Сталь	30	8	4	28	8	4	28	8	4	27	10	5	27	12	6
	1	3	Твердая резина															
	2	10	Сталь															
	1	3	Твердая резина	82	3	1,2	80	3	1,2	77	3,2	1,2	68	4	2	60	4	2
3	10	Сталь	130	2	1	120	2	1	110	2	1	105	22	1	100	22	1	
25	2	10	Губчатая резина	7,4	20	10	7	20	10	7	30	14	6,5	30	12	6	30	12
	1	5	Губчатая резина															
	1	5	Губчатая резина															

Данные прокладок				Вес блока, кг														
h, мм	число	толщи- на, мм	материал	100			200			300			400			500		
				n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ	n	τ	Δτ
25	1	10	Твердая резина	19	16	8	18	16	8	17	16	8	16	16	8	16	16	8
	1	10	Сталь	49,5	10	4	40	10	5	33	10	5	30	9	4	27	9	4
	1	10	Твердая резина															
	1+1-5 и 10	5 и 10	Сталь	130	2	1	25	2	1	120	2	1	110	2,4	1,2	2,4	1,2	
	1+2		Сталь															
30	2	10	Твердая резина	22	14	7	20	15	7	18	16	8	17	16	8	16	16	8
	1	10	Губчатая резина															
	1	10	Сталь	55	8	4	52	8	4	50	8	4	49	8	4	48	9	4
	1	10	Твердая резина															
	1	5	Сталь	75	8	4	69	8	4	63	8	4	60	8	4	56	8	4
	1	10	Губчатая резина															
	1-1	5 и 10	Сталь	160	2	1	156	2	1	153	2	1	145	2,2	1	134	2,2	1
2	10	Сталь																

11.3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОДАТЧИКОВ

Классификация и принципы работы вибродатчиков были кратко рассмотрены в § 5.3. Ниже (табл. 11.13—11.17) даны основные характеристики датчиков и типы измерительных приборов.

Таблица 11.13

Потенциометрические датчики ускорений

Тип	Собственная частота, <i>гц</i>	Сопротивление, <i>ом</i>	Измеряемые ускорения, <i>g</i>	Допускаемые линейные ускорения, <i>g</i>	Размеры, <i>мм</i>	Вес, <i>кг</i>
МП-15	3—10	700—1300	+1	4	80×60×95	1
МП-21	10—20	500—1200	+15	6—20	68×88×80	0,85
МП-23	10—12	500—1200	+10	30—20	68×96×96	1
МП-66	7—18	350—600	+3	6—10	62×137×145	1,5
МП-68	16—50	400—800	+25	40	41×63×38	0,3
МП-69	7—21	350—600	—1 ÷ —30	6—15	62×137×145	1,5
МП-81	20—50	900	+20	12	130×70×45	0,5
МП-610	16—45	500—1000	+100	60—100	62×137×145	1,3
МП-612	40—80	500—1000	+100	60—100	62×137×145	1,3
МП-614	7—18	2200—2500	+10	15	60×122×139	0,25

Таблица 11.14

Индуктивные датчики

Тип	Чувствительность, мв	Пределы измерений				Допустимая температура окружающей среды, С°	Вес, н	Размеры мм	Тип измерительной аппаратуры
		частоты, гц	смещения, мм	скорости, мм/сек	ускорения, g				
AB-44	0,3	0—40	—	—	0—16	—60 ÷ +40	0,6	65×65×58	AB-44
AB-45	0,75	0—20	1—100	100—2000	2—20	—60 ÷ +40	0,6	70×60×70	AB-45
ДУ-5	0,5	0—70	—	—	0—40	—50 ÷ +50	0,018	28×28×20	ВИ6-5М
ДУ-7	0,2—100	0—200	—	—	0—100	—60 ÷ +40	0,030	44×28	ВИТ-3Н
ДВ-1	5	10—120	до 2,5	—	0—30	—40 ÷ +40	0,150	57×44×47	ВИ6-5М

Таблица 11.15

Электродинамические датчики

Тип	Чувствительность, мв	Пределы измерений				Допустимая температура окружающей среды, С°	Вес, н	Размеры, мм	Тип измерительной аппаратуры
		частоты, гц	смещения, мм	скорости, мм/сек	ускорения, g				
МВ-22	10	15—300	0,01—1	7—310	0,5—10	—50 ÷ +60	0,350	37×65	AB-44
МВ-23	50—500	40—300	0,01—0,9	7—240	0,5—6	—50 ÷ +60	0,350	37×65	ВА8-1
МВ-24	80	30—500	0,1—1	10—310	1—10	—60 ÷ +50	0,400	30×50	AB-46
МВ-25А	400—800	3—20	0,2—2,5	—	0,2—4,10	—50 ÷ +50	1	68×88×80	—
МП-22	400—800	20—110	0,2—2,5	—	0,4—4,10	—50 ÷ +50	1	68×88×80	—

Пьезоэлектрические акселерометры

Тип датчика	Чувствительность, мв	Диапазон измеряемых частот, гц	Емкость датчика, пф	Наибольшее ускорение, g	Допустимая температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$	Вес без кабеля, мг	Размеры, мм	Тип измерительного прибора
ИС-70	0,5—0,3	50—2000	1500—600 10000	150	+50	0,070	47×50×28	ИС-948
ИС-312	1,5—0,5	50—2000	1500—600 2500	500	+50	0,025	18×35	И-943
ИС-313	1,5—0,5	50—4000	700—300 2500	600	+50	0,012	35×50×27	ВИТ-3В, ВИВ-3ВМ
ИС-318	5—2	40—8000	1500—600 2500	500	+50	0,045	32×30×24	ИС-943, ИС-948
ИС-360А	10	5—8000	1500—600	500	—4 ÷ +35	0,040	—	ИС-1186
ИС-500	5—2	50—5000	1500—600 2500	500	+50	0,040	—	ИС-943, И-948
ПДУ-1	2	50—10000	1000	300	16—40	0,012	17×28	ПИУ-1
ВЗ4-3	12	50—10000	1000	—	—	0,060	28×43	ПИУ-1
Д-6	20	3—10000	300	300	—	—	—	ВА-1
ПД-4	28—35	10—3000	8000	200	180—200	—	26×34	ПИВ-3, ПИВ-3Н
ИПА-6	28—40	5—10000	700	1000	90÷200	0,046	20×30	УВ-7-61, 100 Мом
ДМ-1	—	—	—	100	10÷20	0,001	9×9×8	ИВУ-1П, ИВУ-2П

Тензометрические датчики ускорения

Тип	Чувствительность, мВ	Диапазон измеряемых частот, Гц	Собственная частота, Гц	Измеряемое ускорение, g	Допустимая температура, $^{\circ}\text{C}$	Сопротивление тензодатчика, Ом	Допускаемые линейные ускорения, g	Размеры, мм	Вес, г
МП-01	0,8	0—90	300—700	+30	-20 ÷ +40	200—500	30	51×31×25	1,5
МП-02	5	0—90	35—50	+15	-20 ÷ +40	200—500	30	56×50×20	1,5
МП-03	—	0—90	600—1000	-10 ÷ +50	-50 ÷ +40	200—500	50	57×31×25	1,5

ЛИТЕРАТУРА

1. Ананьев И. В., Тимофеев П. Г. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. Изд-во «Машиностроение», 1965.
2. Абжирко Н. Н., Суровцев Ю. А. Амортизаторы вибрации и удара. МАП, 1957.
3. Абашидзе А. И., Беренштейн С. А., Сапожников Ф. В. Фундаменты паровых турбин. Госэнергоиздат, 1963.
4. Александров М. С. Прибор ИДК для измерения статистических характеристик случайных напряжений. «Приборы и техника эксперимента», 1960, № 4.
5. Бабаков И. М. Теория колебаний. Изд-во «Наука», 1965.
6. Бергельсон И. Г., Дадерко Н. К., Пароль Н. В., Петухов В. М. Приемно-усилительные лампы повышенной надежности. Справочник. Изд-во «Советское радио», 1962.
7. Бородин Н. А. и др. Сопротивление усталости алюминиевых сплавов при асимметричном цикле. Изд-во «Машиностроение», 1964.
8. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. Гостройиздат, 1961.
9. Бабаев Н. Н., Лентяков В. Г. Некоторые вопросы общей вибрации судов. Судпромгиз, 1961.
10. Беляковский Н. Г. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. Изд-во «Судостроение», 1965.
11. «Борьба с шумом». Под ред. Юдина Е. Я. Гостройиздат, 1964.
12. Бузицкий В. Н. Цельнометаллические амортизаторы из материала МР. Вибрационная техника. Материалы семинара, сб. № 2, МДНТП, 1967.
13. Бабак А. П., Банар З. Ш., Стримблинг С. И. Цифровой преобразователь кривая — код для полуавтоматической обработки осциллограмм. «Анализ и воспроизведение вибраций», ч. 2. Ленинградский дом научно-технической пропаганды (ЛД НТП), 1967.
14. Беляков И. В., Первухин Ю. В. Портативная виброизмерительная аппаратура. Вибрационная техника № 1, МДНТП, М., 1967.
15. Бидерман В. Л., Сухова Н. А. Определение сдвиговой жесткости сжатых резиновых амортизаторов. «Известия вузов», Машиностроение, 1966, № 4.

16. Варламов Р. Г. Компоновка радио- и электронной аппаратуры. Изд-во «Советское радио», 1966.

17. Вейц В. Л., Дондошанский В. К., Чиряев В. И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. Машгиз, 1959.

18. Верхопятницкий П. Д. Электрические элементы судовых радиоэлектронных и вычислительных устройств, Изд-во «Судостроение», 1967.

19. У Кер Вильсон. Вибрационная техника. Машгиз, 1963.

20. Васильева Р. В. О методах оценки погрешностей приборов для динамических измерений. Материалы семинара, сб. 1, 1963. МДНТП, 1963.

21. Васильева Р. В. Аппаратура для вибрационных исследований. ЛДНТП, 1967.

22. Водозов Л. М. Новые амортизаторы для радиоэлектронной аппаратуры. «Радиоэлектроника за рубежом», вып. 1 (283), ВНИИТИР, 1965.

23. Гусев В. П. Производство радиоаппаратуры. Изд-во «Высшая школа», 1967.

24. Герман М. М., Завьялов И. Н. Аппаратура для измерения параметров вибрации в широком частотном диапазоне. «Передовой научно-технический и производственный опыт», ГОСИНТИ, 1967.

25. Горский А. А. Формулы подсчета математического ожидания и дисперсии оценки спектральной плотности стационарного случайного процесса. «Автоматика и телемеханика», 1965, т. XXVI, № 10.

26. Дерягин Г. А. Повышение выносливости деталей машин технологическими методами. Оборонгиз, 1960.

27. Дж. Дамер, К. Брунетти, Л. Ли. Расчет и конструирование электронной аппаратуры. Изд-во «Энергия», 1964.

28. А. Даммер, Б. Гриффин. Испытание радиоэлектронной аппаратуры и материалов на воздействие климатических и механических условий. Изд-во «Энергия», 1965.

29. Житомирский В. К. Механические колебания и практика их устранения. Изд-во «Машиностроение», 1966.

30. Исаев А. С. К определению вероятности усталостного разрушения при случайном стационарном нагружении, конструкционная прочность легких сплавов и сталей. «Труды МАТИ», вып. 61. Изд-во «Машиностроение», 1967.

31. Исаев А. С. Экспериментальное исследование усталости при случайном нагружении, конструкционная прочность легких сплавов и сталей. «Труды МАТИ», вып. 61. Изд-во «Машиностроение», 1961.

32. Иорисш Ю. И. Виброметрия. Машгиз, 1963.

33. Ильинский В. С. Вопросы изоляции вибраций и ударов. Изд-во «Советское радио», 1960.

34. Иванов М. Н., Комаров М. С. Детали машин и подъемно-транспортные машины. Изд-во Львовского университета, 1961.

35. Коловский М. З. Нелинейная теория виброзащитных систем. Изд-во «Наука», 1966.

36. Коловский М. З. Вынужденные, колебания амортизированного объекта при случайных воздействиях. «Известия АН СССР», «Механика и машиностроение», 1963, т. 1.

37. Кожевник Я. Динамика машин. Пер. с чешск. Гольденберга Г. М., ГНТИ, М., 1961.

38. Клоков Ю. Л., Цирлин А. М. Центрирование реализаций случайных процессов при помощи цифровых вычислительных машин. «Автоматика и телемеханика», 1963, т. XXIV, № 3.

39. Клоков Ю. Л., Журавлев Л. В. Метод оценки условного времени затухания корреляционных функций некоторого класса случайных процессов. «Автоматика и телемеханика», 1965, т. XXVI, № 10.

40. Клоков Ю. Л. Оценка шага дискретности по времени при вычислении спектральных плотностей случайных процессов. «Автоматика и телемеханика», 1964, т. XXV, № 3.

41. Лобушков Н. А., Тырнов Б. Н., Комаров Ю. И. Электродинамическая вибрационная установка с программным управлением. «Анализ и воспроизведение вибрации», ч. 2. ЛДНТП, 1967; Испытания методом качающейся частоты. «Вибрационная техника», материалы семинара, МД НТП, 1966.

42. Левин Б. Р. Теория случайных процессов и ее применение в радиотехнике. Изд-во «Советское радио», 1957.

43. Муратов Л. В. Аналитическое выражение кривой усталости. «Труды Куйбышевского индустриального института», вып. VII, Механика, Куйбышев, 1958.

44. Малинский В. Д., Ошер Д. Н., Теплицкий Л. Я. Испытания радиоаппаратуры. Изд-во «Энергия», 1965.

45. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. Машгиз, 1948.

46. Мач Э. Э. Обработка случайных вибраций резонансным методом. «Вибрационная техника», материалы семинара, МД НТП, 1966.

47. Наумкина Н. И., Тартаковский Б. Д., Эфруеси М. М. Экспериментальное исследование некоторых вибропоглощающих материалов. «Акустический журнал», 1959, т. 5, вып. 2.

48. Некрич Х. П. Новый приборный амортизатор типа АФД. ЛНДП, 1960.

49. Найдёнок О. К., Петров П. П. Амортизация судовых двигателей и механизмов. Судпромгиз, 1962.

50. Николаетенко Н. А. Вероятностные методы динамического расчета машиностроительных конструкций. Изд-во «Машиностроение», 1967.

51. Олейник Н. В. Об определении эффективных коэффициентов концентрации напряжений для области ограниченной выносливости. «Научные записки Одесского политехнического института», т. 36. Расчет деталей машин на прочность, Одесса, 1961.

52. Остроменский П. И., Хон В. Ф. О целесообразности создания датчиков линейных ускорений объемной вибрации и ударов. «Виброметрия», сб. 2, МДНТП, 1965.

53. Остроумов Г. А. Использование полиуретана для амортизации ударных нагрузок. Вибрационная техника, сб. 2, МДНТП, 1967.

54. П а н о в к о Я. Г. Об учете гистерезисных потерь в задачах прикладной теории упругих колебаний. ЖТФ, вып. 3, 1963.
55. П у г а ч е в В. С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. Физматгиз, 1962.
56. Р а б и н о в и ч И. М., С и н и ц ы н А. П., Т е р е н и н Б. М. Расчет сооружений на действие кратковременных и мгновенных сил, ч. I. Изд. ВИА, 1956; ч. II, 1958.
57. Р а б о д з е й Н. В. О влиянии нагрева на механические свойства металлов, применяемых в электровакуумном производстве. «Труды НИИ МРТП», вып. 8 (44), 1957.
58. С о р о к и н Е. С. Динамический расчет несущих конструкций зданий. Госстройиздат, 1956.
59. С о р о к и н Е. С. К вопросу неупругого сопротивления материалов при колебаниях. «Научное сообщение ЦНИПС», вып. 15. Стройиздат, 1954.
60. «Случайные колебания». Пер. под ред. Первозванского А. А. Изд-во «Мир», 1967.
61. С у р о в я к В., Х у д з и н ь с к и С. Применение пластмасс в машиностроении. Пер. с польск. Батурина Ю. И., Стрижовского Д. Ф. Изд-во «Машиностроение», 1965.
62. С а з о н о в В. А. Аппаратура для динамических исследований изделий, Виброметрия, ч. 1, ЛДНТП, 1967.
63. С о л о д о в н и к о в В. В. Введение в статистическую динамику систем автоматического управления. Гостехиздат, 1952.
64. С в е ш н и к о в А. А. Прикладные методы теории случайных функций. Судпромгиз, 1961.
65. С е р г е е в С. И. Демпфирование механических колебаний. Физматгиз, 1959.
66. С и л а е в А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. Машгиз, 1963.
67. Т и х м е н е в С. С. Элементы точных приборов. Оборонгиз, 1956.
68. Ф р и д м а н Я. Б. Механические свойства металлов. Оборонгиз, 1952.
69. Ч е р н ы ш о в В. М. Внутреннее рассеяние энергии в пластмассах при вибрациях. Труды НМИ, вып. 49, 1962.
70. Ш а й д е н к о А. Я., В л а с е н к о в В. М. Регистрация ударных ускорений потенциометрическими и пьезоэлектрическими датчиками. В сб. «Вибрационная техника», МДНТП, 1966.
71. Х а р к е в и ч А. А. Очерки общей теории связи. Гостехиздат, 1955.
72. Ц е х а н с к и й К. Р. Обзор существующих конструкций пьезоэлектрических акселерометров. Аппаратура для измерения параметров вибрации. ЛДНТП, 1967.
73. П у з и к о в А. А., К у з ь м и ч А. Н. Определение частот и форм собственных колебаний четырехопорных печатных плат малогабаритных ЦВМ. «Вопросы радиоэлектроники», серия VII, Электронная вычислительная техника, вып. 3, 1968.
74. Информационный указатель государственных стандартов СССР, 1969, № 9.
75. Б о л ь ш а к о в Б. В., Н и к о л и н Д. П. Авт. свид. № 198839. Бюллетень изобретений, 1967, № 14.
76. В о л к о в Д. А., К и р и л л о в В. Д., Б о л ь ш а к о в Б. В. Авт. свид. № 236132. Бюллетень изобретений, 1969, № 6.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Автомат качания частоты** 117, 118, 119
Автоматический генератор 119
Акселерометр 94, 132, 147
Амплитуда вибрации 12, 29
— блока амортизированно-го 236
— — — при испытании 111
— —, измерение 97, 98
прогиба пружины 28
— резкости вибрации 13
— сложной вибрации 15
— ускорения 13
Анализ действия вибрации 5, 225
— осциллограммы 139—145
— — узкополосный 147—150
Асимметрия 38, 41
- Балка** 198, 206, 207, 209, 210, 212
Блок базовый 189
- Вибрация** 5, 12—14
— вынужденная 15—18
— гармоническая 14, 15, 23, 54, 98
— — с качающейся частотой 114
—, действующая на аппаратуру, установленную на подвижных объектах 22, 27
—, — — — при транспортировке 22, 26, 181
—, — — — функциони-ровании 26, 29
— как случайный стационарный процесс 21, 54, 120
— параметрическая 15
— полигармоническая 14, 54, 56
— пространственная 36
—, регулирование уровня 115
— узкополосная 53
— широкополосная 55
—, характеристики 14
Вибропрочность 25, 225
— крепления 158
Вибростенд механический 109, 111, 224, 229
—, управление автоматическое 116
—, — ручное 116
— электродинамический 113, 115, 120, 123, 223, 230
Виброустойчивость 24, 227
Виброудар 127
Виброшум 25
Время действия ударного ускорения 127
— цикла качания частоты 114
- Даламбера принцип** 7
Демпфирование 7, 8, 11, 184, 185, 253
Дефектоскопия 228
Дефекты РЭА конструктивные 225—228
— —, обусловленные отклонением от норм ТУ 229
— — производственные 228, 229
Деформация амортизатора в статически определимой системе 239
— — с нелинейной характеристикой 268
— максимальная 268
— остаточная 226, 228
Динамическое поглощение колебаний 24, 135
Длина вывода радиоэлемента 198—205

Жесткость амортизатора 271—
280, 282—284, 277, 278
— — поролонового 315
— пружины 28

Зазор между движущимися частями 99, 112, 113

Закон подобия 188

Измеритель уровня перегрузки 118

Импульс силы 61, 80

— ударный 63, 64

— —, длительность 71

— — косинусоидальный 258, 259, 263

— — кратковременный 264

— — пилообразный 66

— — продолжительный 264

— — синусоидальный 259, 263

— — эквивалентный 262, 263

Испытания РЭА контрольные 83

— — на вибропрочность 84

— — — виброустойчивость 85

— — — устойчивость к воздействию акустического шума 83, 87

— — натурные 82, 91

— — стендовые 82, 83, 97

Источник вибрации внешний 21, 22

— — внутренний 21, 26

Компенсация статического прогиба 98, 99

Конструкция крепления блоков и узлов 161—168, 177

Кривая резонансная амортизатора 295

— усталостная 33, 295, 296

Критерий неисправности конструкции 226, 228

— Пирсона 41

Коэффициент асимметрии плотности распределения 38

— восстановления скорости 62, 63

— демпфирования 7, 11, 134, 182, 253, 254

— — амортизатора типа АД 286

— — — комбинированного пружинно-поролонового 313, 314, 315

— — — скобочного типа АМ 275

— динамичности (передачи) 9, 12, 55, 138, 217, 218, 231, 237, 253, 264

— поглощения энергии 12, 184, 187, 188, 302

— — —, определение 184, 186

— — — тросового амортизатора 302, 303

— Пуассона 213

— удара 62

— частоты 207, 212

Лагранжа уравнение 7

Ламподержатель 170, 171

Мастика УТ-32, ЛН 100, 101, 102, 173

Метод качающейся частоты 16,

17, 84, 114, 117, 120

— наложения 142, 143

— огибающей 46, 49, 139

— построения резонансной кривой амортизатора 301

— фиксированных частот 84

Механизм кулачковый (ЗКМ) 115, 116

Момент инерции 210, 248, 249, 250

— крутящий (отвинчивание) 191, 192

— начальный 37

— центральный 37

Монтаж амортизаторов 240, 241, 245, 246

Напряжение в элементе конструкции 218, 219, 220

— допускаемое 34

— предварительное 192

— растяжения 301

Осциллограф 115, 128

Ось инерции 248, 249

Параметр механических воздействий 155, 156

Пенополиуретан 188

Перемещение максимальное 258

Поглощение колебаний динамическое 24

Поропласт 316, 317

Преобразователь осциллограмм 147

Прибор измерения относительно неподвижного основания 94

— инерционного действия 94

Приспособление крепежное 97—106

Программное устройство 119

Пульт управления 117

Райса формула 53

Резина пористая 184, 276, 277, 283

Резкость вибрации 13

Резонанс 10, 11, 30, 88—92, 112

—, время прохождения 10

—, способ определения 83, 92

РЭА стационарная 26

Самоотвинчивание 191—193

Сварка 195

Свободный ход амортизатора 258, 259, 261

Система амортизации линейная без ограничителя хода 255

— — с ограничителем хода 265

— — расчет действия линейного ускорения 267

— — на ударные нагрузки 262—264

— — симметричная 232, 248—250

— — статически неопределимая 233, 238, 241

— — — определяемая 233, 238

— —, собственная частота 237

— единиц измерения СИ 4

— колебательная с двумя степенями свободы 24

— — — одной степенью свободы 6, 7

— — эквивалентная 5, 6

— одномассовая 7, 67, 73

Скорость вибрации 13

— нарастания удара 73

Случайная величина 36

Случайный процесс 36, 37

— — стационарный 36, 37

Согласованность спектров 107, 156

Соединение беззастывшее 98

— неразъемное 191, 195, 196

— разъемное (резьбовое) 191—194

Спектр мощности 14

— резонансных частот блока 83

— удара 63, 66, 67

— ускорений конструкции корпуса 183, 184

— — несогласованный 107, 109, 157

— — приспособления для крепления аппаратуры 103, 106

— — реакции связи 70, 71, 72, 74

— — согласованный 107, 110, 156, 157

Стенд ударный 125, 126, 128, 130

Стенка двойная 181, 182

Стопорение резьбового соединения 493

Счетчик импульсов 116

Таблица тарифовочная 131, 326

Тарифирование 128, 129, 130, 132

Тензодатчик 92, 93, 96, 332

Тензометрирование 92, 93, 226

Тензостанция 92

Терморезистор 325

Трение 11

Удар неупругий 62

— упругий 62

Ударный стенд «Аскания» 130, 326

Уравнение движения амортизированного блока 255, 256

— — колебательной системы 6

— — свободной массы 77

Ускорение вибраций 11, 13

— при ударе 67, 125, 264

— реакции упругой связи при импульсном ударе 68, 72

— — — — максимальное 69, 70

— — — — нулевое 68, 69

Усилитель мощности 115, 124

Фильтр входной 121, 122

Функция корреляционная 39

— случайная 36

Частота вибрации вентилятора 26

— — допустимая конденсатора 321—324

- — — резистора 319, 320
- движения массы 7
- круговая 8
- резонансная 11
- собственных колебаний
 - амортизатора 238, 275, 279, 281, 285, 292, 293, 296, 305
- — — амортизируемого блока 237, 278, 279, 316
- — — конструкции блока 206
- — — крепления с одной степенью свободы 197, 198, 206,
- — — —, приближенный метод расчета 198
- — — —, способ определения 88
- — — круглого стержня 208
- — — пластины 212

- — — системы 8, 11
- \ — — — — амортизации 237, 251
- — — — вибростенд — блок 111, 134

Шасси литое 173, 175

- из профильного материала 176
- убирающееся 178
- штампованное 173, 174

Штырь фиксирующий 178, 179

Эквивалентная статическая нагрузка 78, 81

Эксцесс 38, 41

Эффективность системы амортизации 237, 243

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Г л а в а 1. Периодические вибрации и методы их анализа при проектировании и испытании ап- паратуры	5
1.1. Краткие сведения о методе расчета и анализа виб- рации	5
1.2. Система с одной степенью свободы	6
1.3. Параметры и характеристики периодических виб- раций	12
1.4. Вибрации с переменными параметрами	15
1.5. Источники вибрации	21
Г л а в а 2. Влияние периодических вибраций на радиоэлектронную аппаратуру и ее элементы	23
2.1. Характерные особенности действия вибрации на конструкцию и элементы РЭА	23
2.2. Вибрации, действующие на стационарную аппара- туру	26
2.3. Вибрации, действующие на аппаратуру, установ- ливаемую на подвижных объектах	27
2.4. Влияние вибрации на функционирование радио- электронной аппаратуры	29
2.5. Влияние вибраций на надежность аппаратуры	31
2.6. Вибрации и механическая усталость конструкций	33
Г л а в а 3. Случайные вибрации и методы их анализа	36
3.1. Наиболее распространенные методы анализа случай- ных вибраций	36
3.2. Анализ влияния случайных вибраций на конст- рукцию РЭА	53
3.3. Воспроизведение случайных вибраций с помощью гармонических воздействий	57
Г л а в а 4. Методы анализа ударных нагрузок, действующих на радиоэлектронную аппаратуру	61
4.1. Основные понятия об ударе	61
4.2. Скоростной удар	64
4.3. Импульсный удар	65
4.4. Действие на радиоэлектронную аппаратуру крат- ковременных динамических нагрузок	75

Г л а в а 5. Испытания радиоэлектронной аппаратуры и ее элементов на вибрации, удары и акустические шумы 82

5.1. Виды и последовательность механических испытаний	82
5.2. Определение резонанса	88
5.3. Измерительные приборы и вибродатчики	94
5.4. Приспособления для крепления аппаратуры к платформе вибростенда	97
5.5. Определение спектра максимальных ускорений	108
5.6. Выбор вибростенда	110
5.7. Испытания при различных вибрационных режимах	113
5.8. Испытания на удар	125
5.9. Сравнение расчетных и экспериментальных результатов действия вибрации на радиоэлектронную аппаратуру	133
5.10. Анализ и обработка записей вибрации	138

Г л а в а 6. Конструктивные способы уменьшения действия вибрации и ударов 155

6.1. Анализ требований к механическим характеристикам радиоэлементов	155
6.2. Вибропрочные конструкции крепления радиоэлементов и узлов	158
6.3. Вибропрочные шасси и каркасы	173
6.4. Конструкции крепления блоков и узлов	177
6.5. Конструктивные методы ослабления действия вибрации	181
6.6. Зависимость частот собственных колебаний блоков и деталей от их размеров	188
6.7. Вибропрочность соединений элементов РЭА	191

Г л а в а 7. Расчет конструкций РЭА на устойчивость к действию вибрации и ударов 197

7.1. Расчет частот собственных колебаний	197
7.2. Общие формулы для определения частот собственных колебаний	206
7.3. Расчет частот собственных колебаний прямоугольных пластин	212

Г л а в а 8. Способы уменьшения действия вибрации в РЭА 217

8.1. Предварительные испытания РЭА при пониженных нагрузках	217
8.2. Определение схемы действия возбуждающих сил при испытании	220
8.3. Анализ неисправностей, обнаруженных при виброиспытаниях	225

Г л а в а 9. Упрощенные методы расчета амортизации блоков РЭА 231

9.1. Общие сведения об амортизации	231
9.2. Статический расчет амортизации	235
9.3. Расчет собственных частот блока на амортизаторах	248
9.4. Определение коэффициента динамичности с учетом демпфирования	253
9.5. Расчет амортизации, подверженной ударным воздействиям	255
9.6. Расчет амортизации на действие линейных ускорений	267

Г л а в а 10. Амортизаторы, применяемые для виброизоляции радиоэлектронной аппаратуры 270

10.1. Резино-металлические амортизаторы	270
10.2. Равночастотные демпфированные амортизаторы типа АД	285
10.3. Амортизаторы с фрикционным демпфированием типа АФД	286
10.4. Амортизаторы пространственного нагружения типа АПН	288
10.5. Цельнометаллические амортизаторы из материала МР	290
10.6. Среднечастотные амортизаторы лепесткового типа	296
10.7. Тросовые амортизаторы	299
10.8. Пружинные амортизаторы	308
10.9. Комбинированные амортизаторы	313

Г л а в а 11. Справочные таблицы 319

11.1. Вибрационные и ударные характеристики радиоэлементов (табл. 11.1—11.11)	319
11.2. Примерная тарифовочная таблица ударного стенда	326
11.3. Основные характеристики вибродатчиков	330
Л и т е р а т у р а	334
Предметный указатель	338

10.057.

