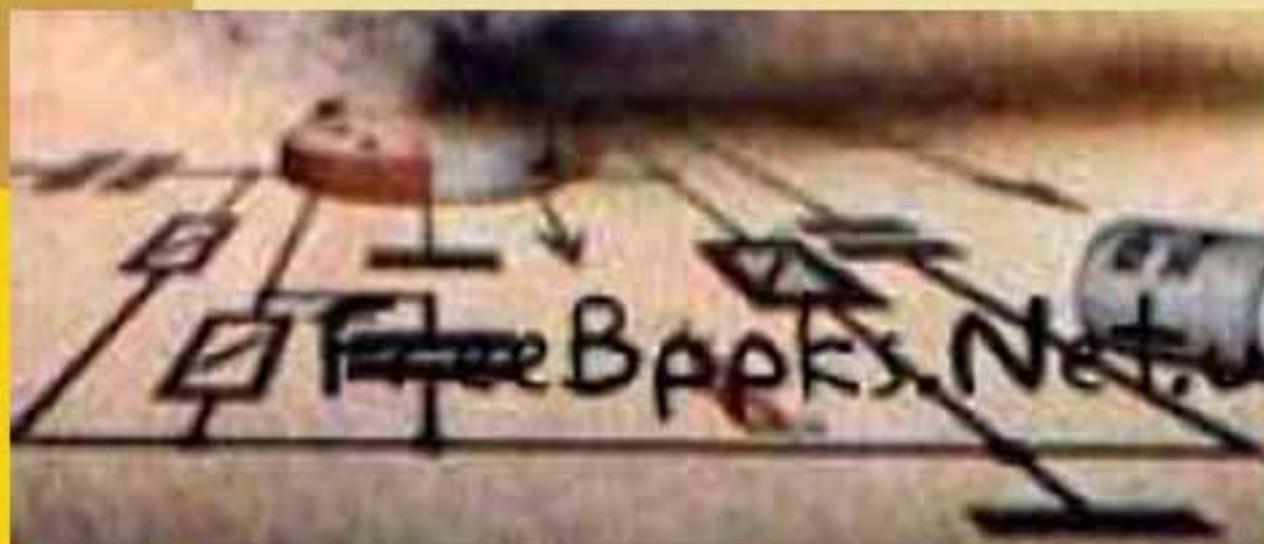


ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

В.Ф.АЛЕКСЕЕВ
Н.И.КАЛЕНКОВИЧ

КОНСТРУИРОВАНИЕ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВ



Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники»
Кафедра радиоэлектронных средств

В.Ф.АЛЕКСЕЕВ, Н.И.КАЛЕНКОВИЧ

КОНСТРУИРОВАНИЕ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

Лабораторный практикум
для студентов специальностей
1-39 02 01 Моделирование и компьютерное проектирование РЭС
и 1-39 02 02 Проектирование и производство РЭС

Часть 1

Минск 2008

УДК 621.396.6.001.63(075)

ББК 32.844

А-47

Рецензент

доктор технических наук, профессор В.И.Курмашев

Алексеев, В.Ф.

А 47

Конструирование радиоэлектронных устройств. Лабораторный практикум для студентов специальностей 1-39 02 01 Моделирование и компьютерное проектирование РЭС и 1-39 02 02 Проектирование и производство РЭС. Часть 1: учеб.-метод. пособие / В.Ф.Алексеев, Н.И.Каленкович. – Минск: БГУИР, 2008. – 36 с.: ил.

ISBN 978-985-488-167-6

Представлено описание четырех лабораторных работ по исследованию влияния механических воздействий на конструкции радиоэлектронных устройств.

Лабораторный практикум может быть использован студентами высших учебных заведений, преподавателями, аспирантами, магистрантами, инженерно-техническими предприятиями и организаций в практической работе.

УДК 621.396.6.001.63(075)

ББК 32.844

ISBN 978-985-488-167-6

© Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, 2008

© В.Ф.Алексеев, Н.И.Каленкович 2008

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕДАЧИ ВИБРАЦИИ В СИСТЕМЕ ВИБРОИЗОЛЯТОР-КОРПУС-УЗЕЛ	стр. 4
Лабораторная работа № 2 ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ ЭЛЕКТРОРАДИОЭЛЕМЕНТОВ И МОНТАЖНЫХ ПЛАТ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВИБРАЦИЙ	13
Лабораторная работа № 3 МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕАКЦИИ КОНСТРУКЦИЙ РЭС И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ	20
Лабораторная работа № 4 ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РЭС	28

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕДАЧИ ВИБРАЦИИ В СИСТЕМЕ ВИБРОИЗОЛЯТОР-КОРПУС-УЗЕЛ

Цель работы - изучить процесс передачи вибрации от ее источника до конкретного элемента радиоэлектронной аппаратуры, ознакомиться с основными способами повышения виброустойчивости, а также с влиянием параметров конструкций на их собственные частоты.

1. Краткие теоретические сведения

Под вибрацией конструкций понимают механические колебательные процессы, которые при соответствующих уровнях оказывают влияние на работу аппаратуры. При рассмотрении воздействия вибраций на аппаратуру начальные фазы не учитываются, так как эти воздействия полностью определяются частотой (или спектром частот) и амплитудой колебаний.

Внешние механические воздействия воспринимаются корпусом того или иного прибора. Корпус прибора является основанием или опорным контуром для его внутренних компонентов. Вынужденные движения корпуса передаются внутренним компонентам прибора, вызывая их вынужденные колебания. При вынужденных движениях корпуса в элементах прибора появляются соответствующие силы инерции, которые могут вызвать недопустимые деформации или напряжения в отдельных элементах.

Инерционные силы удобно рассматривать, характеризуя их суммарные значения некоторым вектором, называемым перегрузкой. Величина перегрузки определяется отношением полного ускорения, которое получает прибор под воздействием внешних сил к ускорению силы тяжести (т.е. перегрузка – полное ускорение, выраженное в единицах ускорения свободного падения). Направление действия перегрузки противоположно направлению вектора полного ускорения.

Степень воздействия вибрации на аппаратуру зависит от параметров колебательной системы, т.е. от конструктивных параметров аппарата, от характера возмущающих сил и точек их приложения, которые в большинстве случаев могут быть найдены конструктором. Конструктивные параметры, например, габариты блока или узла, характеристики применяемого материала, распределение масс, координаты, число точек и жесткость крепления конструктивных и электрорадиоэлементов (ЭРЭ), а также характеристики применяемых ЭРЭ и их ориентация должны выбираться так, чтобы при определенных условиях эксплуатации обеспечить:

–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 конструкций в заданном диапазоне частот.

Всякая реальная механическая система представляет собой сложную совокупность элементов, которая в общем виде не поддается точному теоретическому описанию. Поэтому обычно производят некоторую идеализацию, заменяя реальную систему так называемой эквивалентной системой (моделью), которую можно использовать для достоверного решения поставленных вопросов с заданной точностью.

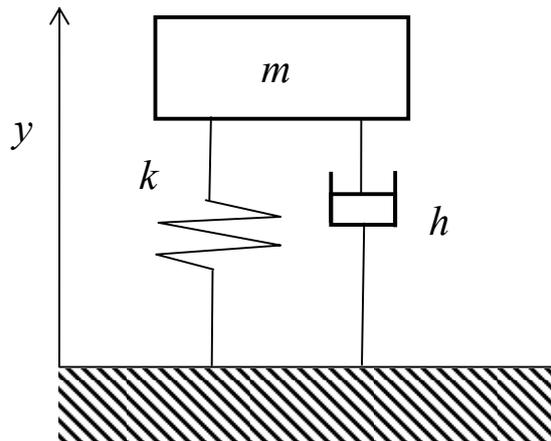


Рис. 1. Колебательная система

В самом простом случае механический объект образует систему, схематически показанную на рис. 1. Такая колебательная система состоит из инерционного элемента массой m , установленного на пружине с коэффициентом упругости k и демпфере с коэффициентом демпфирования h .

При исследовании таких систем в простейшем случае вводятся следующие рациональные допущения и условия:

- динамическое воздействие на амортизируемый объект совершается только прямолинейно и вдоль одной из осей координат;
- масса основания настолько больше массы амортизируемого объекта, что обратным влиянием можно пренебречь;
- масса упругого элемента настолько меньше массы амортизируемого объекта, что ею можно пренебречь;
- масса амортизируемого объекта, коэффициент жесткости и коэффициент демпфирования упругого элемента являются величинами постоянными, не изменяющимися в течение времени.

Таким образом, тело массой m может перемещаться в направлении оси $У$ так, что его положение полностью определяется единственной координатой $у$. Поэтому такая система называется упругой системой с одной степенью свободы. На эту систему действуют следующие силы:

- 1) сила инерции my'' ;

- 2) сила упругости пружины ky ;
- 3) сила демпфирования hy' ;
- 4) внешняя сила $P = P_0 \sin \omega t$.

При наличии перечисленных выше сил, дифференциальное уравнение движения массы m относительно положения статического равновесия будет иметь вид

$$m y'' + h y' + k y = P_0 \sin \omega t \quad (1)$$

Разделив правую и левую части уравнения на m , получим

$$y'' + 2 \delta_0 \omega_0 y' + \omega_0^2 y = \omega_0^2 y_{\text{ст}} \sin \omega t \quad (2)$$

где $\delta_0 = \frac{h}{2\sqrt{mk}}$ - параметр, пропорциональный коэффициенту демпфирования;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ - круговая частота собственных колебаний системы;

$y_{\text{ст}} = \frac{P_0}{k}$ - удлинение или укорочение пружины, которое она получила бы при статическом действии на нее силы P_0 ;

P_0 - амплитуда действующей силы;

ω - круговая частота действующей силы.

При решении дифференциального уравнения (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) обращается в нуль, т.е. уравнение становится однородным. Сила ky при небольших растяжениях пружины по законам теории упругости пропорциональна отклонению y . Допустим, что демпфирование отсутствует. Таким образом, получается следующее дифференциальное уравнение

$$m y'' + k y = 0 \quad (3)$$

Его решение имеет вид

$$y = \frac{v}{\omega_0} \sin \omega_0 t = A \sin \omega_0 t \quad (4)$$

где v - мгновенная скорость, сообщенная системе.

Из решения (4) следует, что тело с массой m будет совершать гармонические колебания с частотой ω_0 и амплитудой $A = v / \omega_0$.

Однако любой реальной системе присуще демпфирование, которое характеризуется величиной параметра $\delta_0 = 0,02 + 0,25$. Принимая $\delta_0^2 \approx 0$, решение уравнения свободных колебаний с демпфированием

$$m y'' + h y' + k y = 0 \quad (5)$$

можно записать в виде

$$y = \frac{V}{\omega_0} e^{-\delta_0 \omega_0 t} \text{Sin } \omega_0 t. \quad (6)$$

Из решения (6) следует, что демпфирование качественно меняет характер колебаний, так как даже при малом значении параметра δ_0 множитель $e^{-\delta_0 \omega_0 t}$ с течением времени стремится к нулю и, следовательно, свободные колебания со временем затухнут.

Рассмотрим теперь вынужденные колебания системы, т.е. найдем решение уравнения (2). Общее решение этого уравнения состоит из решения однородного уравнения и частного решения. О решении однородного уравнения, когда правая его часть была равна нулю, речь шла выше. Частное же решение уравнения (2) будем искать в виде

$$y = B \text{Sin } \omega t + C \text{Cos } \omega t \quad (7)$$

Тогда

$$y' = B\omega \text{Cos } \omega t - C\omega \text{Sin } \omega t \quad (8)$$

$$y'' = B\omega^2 \text{Sin } \omega t - C\omega^2 \text{Cos } \omega t \quad (9)$$

Подставив выражения (7, 8, 9) в уравнение (2), получим

$$\begin{aligned} & -B\omega^2 \text{Sin } \omega t - C\omega^2 \text{Cos } \omega t + 2\delta_0 \omega_0 (B\omega \text{Cos } \omega t - C\omega \text{Sin } \omega t) + \\ & + B\omega_0^2 \text{Sin } \omega t + C\omega_0^2 \text{Cos } \omega t = y_{\ddot{n}0} \omega_0^2 \text{Sin } \omega t. \end{aligned} \quad (10)$$

Так как полученное равенство должно выполняться тождественно, то коэффициенты при Sin и Cos в правой части уравнения (10) должны быть равны. Из этого условия находим

$$B = \frac{y_{\ddot{n}0} \omega_0^2 (\omega_0^2 - \omega^2)}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_0^2 \omega^2}, \quad (11)$$

$$C = \frac{-2y_{\ddot{n}0} \omega_0^2 \delta_0 \omega_0 \omega}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_0^2 \omega_0^2 \omega^2}. \quad (12)$$

Положив $B = N \text{Cos } \varphi$ и $C = N \text{Sin } \varphi$, получим

$$y = N \text{Sin}(\omega t + \varphi), \quad (13)$$

где

$$N = \frac{y_{\ddot{n}0} \omega_0^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_0^2 \omega_0^2 \omega^2}}, \quad (14)$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{2\delta_0 \omega_0 \omega}{\omega_0^2 - \omega^2}. \quad (15)$$

Общее решение уравнения (2) можно записать следующим образом:

$$y = A e^{-\delta_0 \omega_0 t} \text{Sin } \omega_0 t + \frac{y_{\ddot{n}0} \omega_0^2 \text{Sin}(\omega t + \varphi)}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_0^2 \omega_0^2 \omega^2}} \quad (16)$$

Первое слагаемое решения (16) со временем убывает вследствие уменьшения множителя $e^{-\delta_0 \omega_0 t}$, т.е. вынужденные колебания чувствительного элемента после истечения некоторого отрезка времени будут описываться выражением

$$y = \frac{y_{\ddot{n}\delta} \omega_0^2 \text{Sin}(\omega t + \varphi)}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_0^2 \omega_0^2 \omega^2}} \text{Sin}(\omega t + \varphi). \quad (17)$$

Для суждения о степени виброизоляции, обеспечиваемой системой амортизации, вводится коэффициент динамичности μ , показывающий, во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний превышает статическое смещение $y_{\ddot{n}\delta}$, которое получилось бы при статическом приложении внешней силы.

$$\mu = \frac{y_0}{y_{\ddot{n}\delta}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\delta_0^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \alpha^2)^2 + 4\delta_0^2 \alpha^2}}, \quad (18)$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{2\alpha \delta_0}{1 - \alpha^2} \quad (19)$$

где $\alpha = \frac{\omega}{\omega_0}$.

Из выражений для коэффициента динамичности и сдвига фазы видно, что амплитуда и фаза колебательного процесса зависят от коэффициента демпфирования δ_0 и от отношения частот $\alpha = \omega/\omega_0$.

Эти зависимости можно представить в виде семейства кривых, которые называются амплитудными и фазовыми характеристиками колебательной системы. Амплитудные характеристики позволяют определить амплитудные искажения при фиксации колебательного процесса, а фазовые характеристики определяют сдвиг фаз между колебаниями объекта и чувствительного элемента прибора в зависимости от коэффициента демпфирования.

На рис. 2, а) показаны амплитудно-частотные характеристики колебательной системы с одной степенью свободы при различных значениях δ_0 . Из этих характеристик можно сделать следующие выводы:

- с ростом частоты воздействующих колебаний, после перехода через резонанс, амплитуды вынужденных колебаний уменьшаются;
- чем меньше коэффициент демпфирования δ_0 , тем сильнее проявляются резонансные явления;

—коэффициент динамичности μ тем меньше, чем больше коэффициент расстройки $\alpha = \omega/\omega_0$.

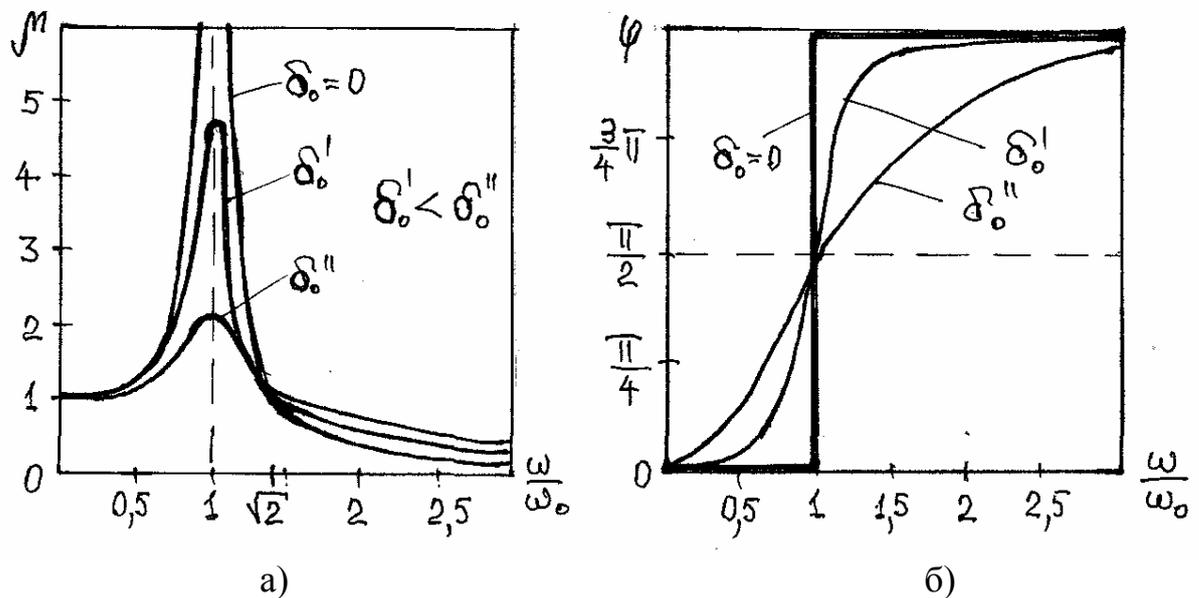


Рис. 2. Амплитудные и фазовые характеристики колебательной системы

Таким образом, виброизоляторы выполняют свою виброизолирующую функцию лишь тогда, когда частоты возмущающих колебаний не менее чем в $\sqrt{2}$ раза больше частот их собственных колебаний. Естественно, что в области резонанса виброизоляторы ухудшают условия работы амортизируемого объекта. Отсюда, основное условие хорошей виброизоляции сводится к тому, чтобы при постоянной частоте действующей вибрации ω собственная частота колеблющейся системы ω_0 , образованной массой амортизируемого объекта и упругими виброизоляторами, была возможно меньше ω , т.е. $\omega_0 \ll \omega$.

Из фазочастотных характеристик (рис. 2, б) делаем следующие выводы:

1) в точке $\omega = \omega_0$ для кривых, имеющих различные значения δ_0 , сдвиг фазы $\varphi = \frac{\pi}{2}$;

2) при малых значениях δ_0 и при $\omega < \omega_0$ колебания объекта и основания почти совпадают по фазе, а при $\omega > \omega_0$ находятся в противофазе;

3) если частота ω изменяется постепенно, то сдвиг фазы между колебаниями объекта и основания изменяется в области резонанса тем резче, чем меньше затухание в системе.

При частоте собственных колебаний и зарезонансных режимов объекта, установленного на виброизоляторах, его можно приблизительно рассматривать как недемпфированную систему.

Для расчета частоты собственных колебаний системы амортизации f_0 необходимо знать массу амортизируемого объекта m , определяемую аналитически или экспериментально, и коэффициенты жесткости k_i (или статические прогибы $\delta_{\tilde{n}\tilde{o}}$) всех виброизоляторов при статических нагрузках.

Определив предварительно суммарную жесткость системы амортизации, частоту собственных колебаний f_0 , можно определить из выражения

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \approx \frac{15,8}{\sqrt{\delta_{\tilde{n}\tilde{o}}}}. \quad (20)$$

2. Описание лабораторной установки

Установка для проведения лабораторной работы состоит из вибростенда типа ВУ-5/10000, макета, состоящего из блока с набором конструктивных элементов и пульта съема информации. Блок установлен на четырех виброизоляторах на металлической плите, с помощью которой он крепится к рабочему столу вибростенда. Конструкция блока выполнена так, что виброизоляторы могут зажиматься, в результате чего блок оказывается жестко соединенным с рабочим столом вибростенда. Исследуемые конструктивные элементы представляют собой пластины из фольгированного стеклотекстолита, снабженные пьезоэлектрическими датчиками, сигналы от которых поступают на пульт съема информации, усиливаются и могут подаваться на регистрирующий прибор, в качестве которого может быть использован осциллограф (рис. 3).

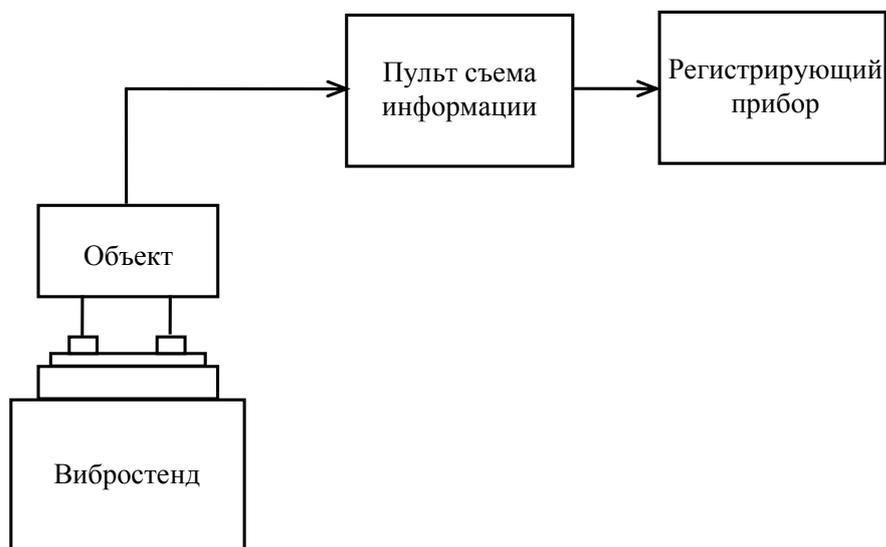


Рис. 3. Структурная схема проведения исследований

Расположение плат и датчиков в исследуемом блоке представлено на рис. 4.

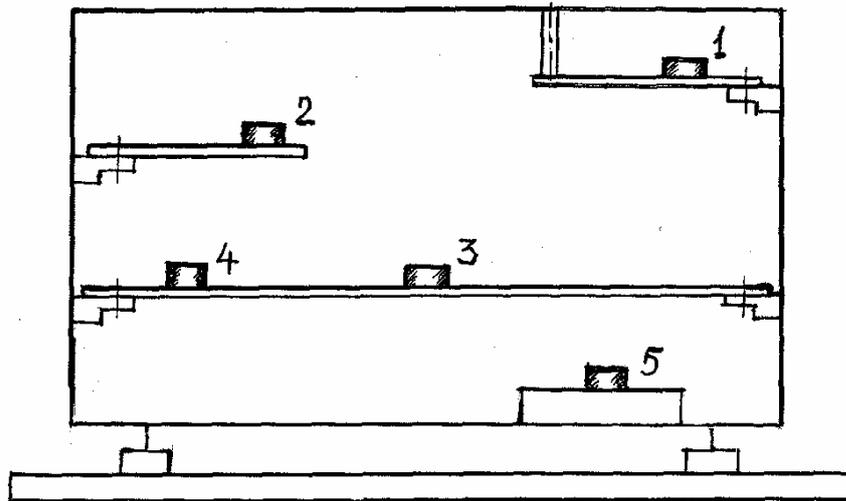


Рис. 4.

3. Задание на предварительный расчет

Определить частоту собственных колебаний объекта (блока с набором конструктивных элементов).

4. Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с описанием вибростенда, регистрирующего прибора и с конструкцией макета.
2. Подготовить вибростенд и приборы к работе.
3. Снять амплитудно-частотные характеристики в диапазоне частот 0-5 кГц корпуса блока и размещенных внутри его конструктивных элементов, снабженных пьезоэлектрическими датчиками.
4. Исключить влияние виброизоляторов путем их поджатия с помощью винтов и металлических брусков. Повторить эксперимент по пункту 3.

5. Содержание отчета

1. Структурная схема измерений.
2. Результаты теоретического расчета.
3. Результаты измерений (в виде таблиц и графиков).
4. Выводы по полученным результатам.

6. Контрольные вопросы

1. Понятие вибрации. Особенности рассмотрения воздействия вибраций на аппаратуру.
2. Понятие виброперегрузки.

3. Понятие вибропрочности и виброустойчивости.
4. Моделирование реальных механических систем при анализе влияния на них механических воздействий.
5. Дифференциальное уравнение движения массивного элемента относительно положения статического равновесия.
6. Свободные колебания механической системы.
7. Вынужденные колебания механической системы.
8. Понятие коэффициента динамичности.
9. Амплитудные и фазовые характеристики колебательной системы.
10. Расчет частоты собственных колебаний системы амортизации.

Л и т е р а т у р а

1. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. – М.: Радио и связь, 1982.
2. Каленкович Н.И., Фастовец Е.П., Шамгин Ю.В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств. – Мн.: Выш. шк., 1989.
3. Каленкович Н.И. Проектирование РЭС с учетом механических воздействий. Учеб. пособие по курсу "Конструирование радиоэлектронных средств" для студентов специальности "ПиПРЭС". – Мн.: БГУИР, 1999.

Л а б о р а т о р н а я р а б о т а № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ ЭЛЕКТРОРАДИОЭЛЕМЕНТОВ И МОНТАЖНЫХ ПЛАТ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВИБРАЦИЙ

Цель работы – изучить поведение монтажной платы при воздействии на нее вибрационной нагрузки, ознакомиться с методами определения собственных резонансных частот конструкций, а также с влиянием параметров конструкций на их собственные частоты.

1. Краткие теоретические сведения

Анализируя воздействие вибрации на конструкцию РЭА, обычно ее представляют в виде сложной колебательной системы, состоящей из конечного числа простых механических элементов, обладающих массой m_i и закрепленных на пружинах с жесткостью k_i .

Подобное разбиение конструкции упрощает методику расчета и анализа воздействий вибраций.

Проведем анализ простой колебательной системы с одной степенью свободы, движение которой под действием приложенных сил определяется изменением во времени одной координаты. Такая система (рис. 1) состоит из груза массой m , пружины жесткостью k и демпфера с коэффициентом демпфирования h .

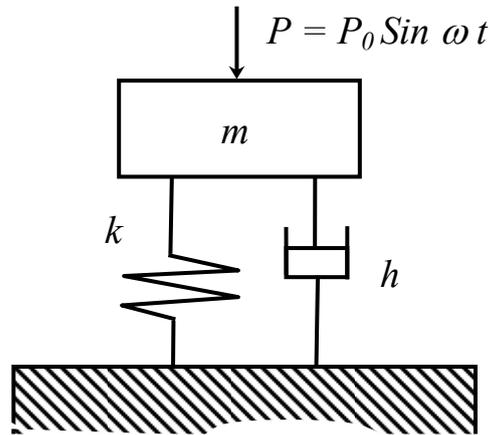


Рис. 1. Колебательная система с одной степенью свободы

Уравнение движения такой системы имеет вид

$$m y'' + h y' + k y = P_0 \text{Sin} \omega t \quad (1)$$

Первое слагаемое в данном уравнении – сила инерции, второе – сила демпфирования, третье – сила упругости пружины; правая часть уравнения представляет собой возбуждающую силу P , действующую извне на колебательную систему.

Разделив правую и левую части уравнения (1) на m , получим

$$y'' + 2 \delta_0 \omega_0 y' + \omega_0^2 y = \omega_0 y_{\ddot{n}\delta} \text{Sin} \omega t \quad (2)$$

где $\delta_0 = \frac{h}{2\sqrt{mk}}$ – параметр, пропорциональный коэффициенту демпфирования;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ – круговая частота собственных колебаний системы;

$y_{\ddot{n}\delta} = \frac{P_0}{k}$ – удлинение пружины, которое она получила бы при статическом воздействии на нее силы P_0 .

Решение дифференциального уравнения (2) для свободных колебаний и при присутствии демпфирования имеет вид

$$y = \frac{V}{\omega_0} \text{Sin} \omega_0 t, \quad (3)$$

где V - мгновенная скорость, сообщенная массе m .

В данном случае возникает периодическое синусоидальное движение с собственной частотой $\omega_0 = \sqrt{k/m}$.

Однако реальным колебательным системам присуще демпфирование ($\delta_0 = 0,02 \div 0,25$). Если принять $\delta_0^2 \approx 0$, то решение уравнения (2) будет иметь вид

$$y = \frac{V}{\omega_0} e^{-\delta_0 \omega_0 t} \text{Sin} \omega_0 t \quad (4)$$

Отсюда следует, что при наличии демпфирования множитель $e^{-\delta_0 \omega_0 t}$ с течением времени стремится к нулю и колебательный процесс прекращается.

Рассмотрим теперь случай, когда на колебательную систему воздействует внешняя сила $P = P_0 \text{Sin} \omega t$. В этом случае решение уравнения (2) приобретает вид

$$y = A e^{-\delta_0 \omega_0 t} \text{Sin}(\omega_0 t + \varphi_0) + \mu y_{\tilde{n}\delta} \text{Sin}(\omega t + \varphi), \quad (5)$$

где $\mu = \frac{1}{\sqrt{4\delta_0^2 \alpha^2 + (1 - \alpha^2)^2}}$,

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_0}.$$

С течением времени слагаемое уравнения (5), содержащее множитель $e^{-\delta_0 \omega_0 t}$, обращается в нуль, т.е. колебания системы устанавливаются и описываются выражением

$$y_{t \rightarrow \infty} = \mu y_{\tilde{n}\delta} \text{Sin}(\omega t + \varphi) \quad (6)$$

где $\varphi = \text{arctg} [2\delta_0 \alpha / (1 - \alpha^2)]$ - начальная фаза.

Установившиеся под воздействием внешней гармонической силы колебания системы называют *вынужденными*. Характерной особенностью таких колебаний является то, что их амплитуда зависит не только от параметров системы и величины возмущающей силы, но и от частоты ω . Если частота возмущающей силы ω совпадает с собственной частотой системы ω_0 , то имеет место резонанс. Увеличение амплитуды наблюдается и на частотах кратных частоте основного резонанса. В этом случае проявляются высшие формы колебаний системы.

При расчете собственной частоты колебаний элементов конструкции, представляемых в виде балок, пользуются формулой.

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{a^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}} \quad (\text{Гц}), \quad (7)$$

где l - длина балки, м;

Таблица 1.

Коэффициенты приведения сосредоточенной массы к равномерно распределенной

Вид закрепления балок	Значение $\varphi_n = x_n / l$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,04	0,37	1,2	2,12	2,52	2,12	1,2	0,37	0,04
	0,31	1,07	1,86	2,27	2,09	1,16	0,72	0,21	0,02
	0	0,02	0,08	0,21	0,46	0,85	1,38	2,1	2,97
	0,19	0,69	1,31	1,81	2,0	1,81	1,31	0,69	0,19

Собственная частота колебаний пластин определяется по формуле

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{\rho h}}, \quad (9)$$

где a - длина пластины;

$D = E h^3 / 12 (1 - \gamma^2)$ - цилиндрическая жесткость пластины;

γ - коэффициент Пуассона;

g - ускорение свободного падения;

ρ - плотность материала пластины;

h толщина пластины;

α - коэффициент, численное значение которого зависит от способа закрепления сторон пластины.

Выражение (9) можно преобразовать к более простому виду:

$$f = B h \cdot 10^4 / a^2, \quad (10)$$

где B - частотная постоянная, определяемая по формуле

$$B = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{E g / [12 (1 - \gamma^2)] \rho}. \quad (11)$$

Значения B зависят от вида закрепления пластины (рис. 4).

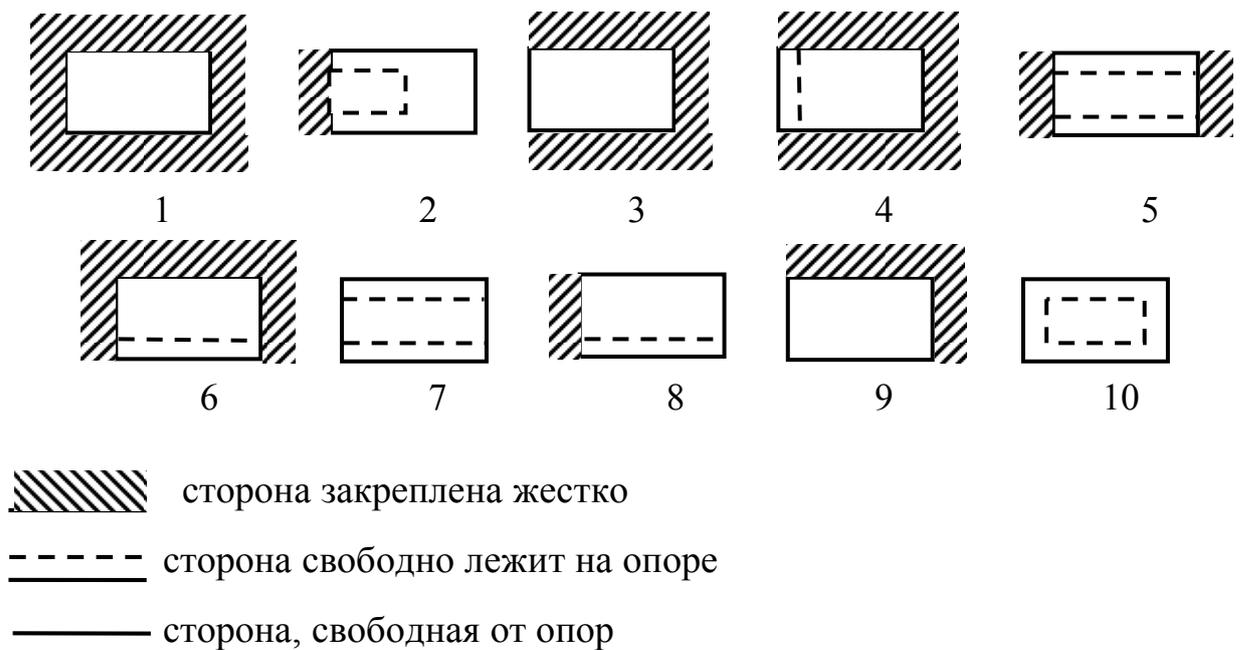


Рис. 4. Варианты закрепления прямоугольных пластин

На рис. 4 приведено 10 вариантов закрепления пластин, в качестве которых могут быть приняты ячейки, модули, монтажные платы панелей и т.д. Зажатым краем можно считать крепление ячейки в разьеме; условия опертого края имеют место, например, для боковых сторон платы, которая вставляется по направляющим.

В табл. 2 приведены численные значения частотной постоянной B для стальной пластины, закрепленной по каждому из 10 вариантов с различным соотношением сторон пластины a и b .

Таблица 2

Значения частотной постоянной B

Схема закрепления пластины (по рис. 4)	Отношение длин сторон пластины a/b							
	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
1	54	58	86	145	234	352	497	868
2	40	41	56	84	124	176	240	864
3	10	19	58	124	217	336	479	855
4	33	44	76	139	230	349	494	866
5	54	56	69	93	131	181	244	406
6	54	58	76	115	175	254	353	607
7	8	16	38	70	112	165	230	394
8	9	10	13	18	23	28	33	43
9	9	11	18	28	43	62	85	144
10	25	29	47	76	117	170	234	375

Если пластина не стальная, то в формулу 10 следует ввести поправочный коэффициент k_M на материал.

$$k_M = \sqrt{\frac{E}{E_c} \cdot \frac{\rho_c}{\rho}}, \quad (12)$$

где E и ρ - соответственно, модуль упругости и плотность применяемого материала;

E_c и ρ_c - соответственно, модуль упругости и плотность стали.

Значения коэффициента k_M для некоторых материалов приведены ниже:

Сталь	Магниевые сплавы	Гетинакс	Эпоксидная смола
1	0,97	0,54	0,52

Для учета нагрузки (в случае равномерного нагружения) в формулу 10 вводят поправочный коэффициент массы элементов $k_{\hat{a}}$, определяемый по формуле

$$k_{\hat{a}} = \frac{1}{\sqrt{1 + m_y / m_{\hat{I}}}}, \quad (13)$$

где m_y - масса элементов, равномерно размещенных на пластине;

$m_{\hat{I}}$ - масса пластины.

Значения коэффициентов $k_{\hat{a}}$ для различных соотношений $m_y / m_{\hat{I}}$ следующие:

$m_y / m_{\hat{I}}$	1	2	4	6	8	10	12	24
$k_{\hat{a}}$	0,71	0,6	0,44	0,38	0,33	0,3	0,28	0,2

Таким образом, формула 10 приобретает вид

$$f = k_M k_{\hat{a}} B h 10^4 / a^2. \quad (14)$$

Ориентировочный расчет частот собственных колебаний прямоугольных пластин, закрепленных по углам в четырех точках, можно производить по формуле

$$f = \frac{\pi}{2} \frac{1 + (b/a)^2}{b^2} \left[n^2 (b/a)^2 + m^2 \right] \sqrt{\frac{D}{\rho \cdot h}} \quad (15)$$

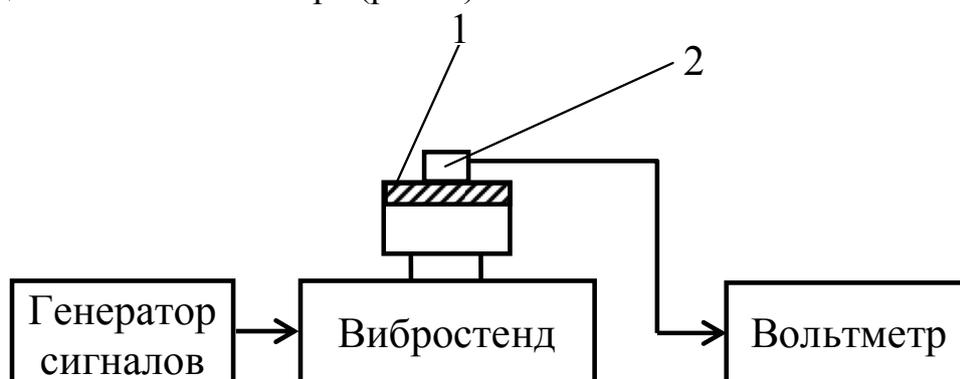
где b/a - отношение длины меньшей стороны платы к длине ее большей стороны;

$n, m = 1, 2, 3, \dots$ - целые положительные числа.

Из (15) видно, что прямоугольная пластина имеет более чем одну частоту собственных колебаний.

2. Описание лабораторной установки

Установка для проведения лабораторной работы состоит из вибростенда типа ESE201, генератора типа ГЗ-33, предназначенного для возбуждения вибростенда и милливольтметра (рис. 5).



1 - исследуемая плата; 2 – пьезоэлектрический датчик.

Рис. 5. Структурная схема установки

На рабочем столе вибростенда с помощью специального приспособления укреплена плата из стеклотекстолита толщиной 1,5 мм. Плата снабжена пьезоэлектрическим датчиком виброускорения, сигнал от которого поступает на вольтметр.

3. Задание на предварительный расчет

Рассчитать значения резонансных частот плат по заданию преподавателя.

4. Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с описаниями приборов ГЗ-33 и ВЗ-13, а также вибростенда типа ESE201.

2. Подготовить приборы и вибростенд к работе.

3. Снять амплитудно-частотные характеристики колебаний плат различной толщины и конфигурации в диапазоне частот до 10 кГц (напряжение на вибростенде поддерживать в процессе измерений постоянным и равным 10 В).

4. Снять амплитудно-частотные характеристики колебаний плат с закрепленными на них массивными элементами (диапазон частот измерений и напряжение на вибростенде такие же как и по пункту 3).

5. Содержание отчета

1. Структурная схема измерений.

2. Порядок и результаты теоретического расчета.

3. Результаты измерений (в виде таблиц и графиков).

4. Выводы по полученным результатам.

6. Контрольные вопросы

1. Анализ движения простой колебательной системы с одной степенью свободы при механических воздействиях.
2. От чего зависит частота собственных колебаний системы?
3. Свободные колебания системы при наличии демпфирования.
4. Вынужденные колебания системы.
5. Расчет собственных частот колебаний элементов конструкции, представляемых в виде балок.
6. Расчет собственных частот колебаний пластин.
7. Влияние вида закрепления пластины на значение резонансной частоты.
8. Учет влияния материала пластины.
9. Учет влияния массы нагрузочных элементов.
10. Особенности расчета частот собственных колебаний прямоугольных пластин, закрепленных по углам в четырех точках.

Л и т е р а т у р а

1. Каленкович Н.И., Фастовец Е.П., Шамгин Ю.В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств. – Мн.: Выш. шк. 1989.
2. Каленкович Н.И. Проектирование РЭС с учетом механических воздействий. Учеб. пособие по курсу "Конструирование радиоэлектронных средств" для студентов специальности "ПиП РЭС". – Мн.: БГУИР, 1999.

Лабораторная работа № 3

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕАКЦИИ КОНСТРУКЦИЙ РЭС И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ

Цель работы – изучение воздействия на аппаратуру ударных нагрузок и приобретение практических навыков оценки реакции аппаратуры и ее элементов на подобные воздействия.

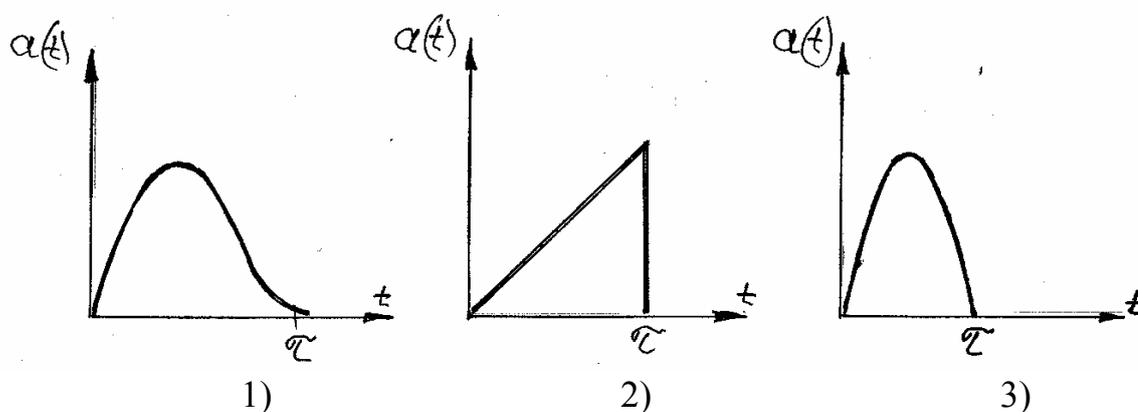
1. Теоретическая часть

В процессе эксплуатации и при транспортировании аппаратура подвергается комплексным механическим воздействиям, включающим вибрации, ударные нагрузки, акустические шумы, линейные нагрузки. Исследования

влияния на аппаратуру таких комплексных механических воздействий является сложной задачей, решение которой затруднено без соответствующей идеализации как механических воздействий, так и конструкций, на которые они воздействуют.

Каждый вид механических воздействий описывается соответствующей математической моделью, представляющей собой зависимость от времени перемещения, скорости или ускорения основания, на котором закреплена аппаратура или силы, действующей на инерционные элементы. В некоторых случаях для характеристики механического воздействия используют ряд параметров, характеризующих процесс. Применительно к ударным нагрузкам такими параметрами являются форма, амплитуда и длительность ударного импульса.

Для упрощения расчета ударных процессов форму реального ударного импульса идеализируют, заменяя ее подходящей более простой формой – прямоугольной, треугольной и т.п. (рис. 1).



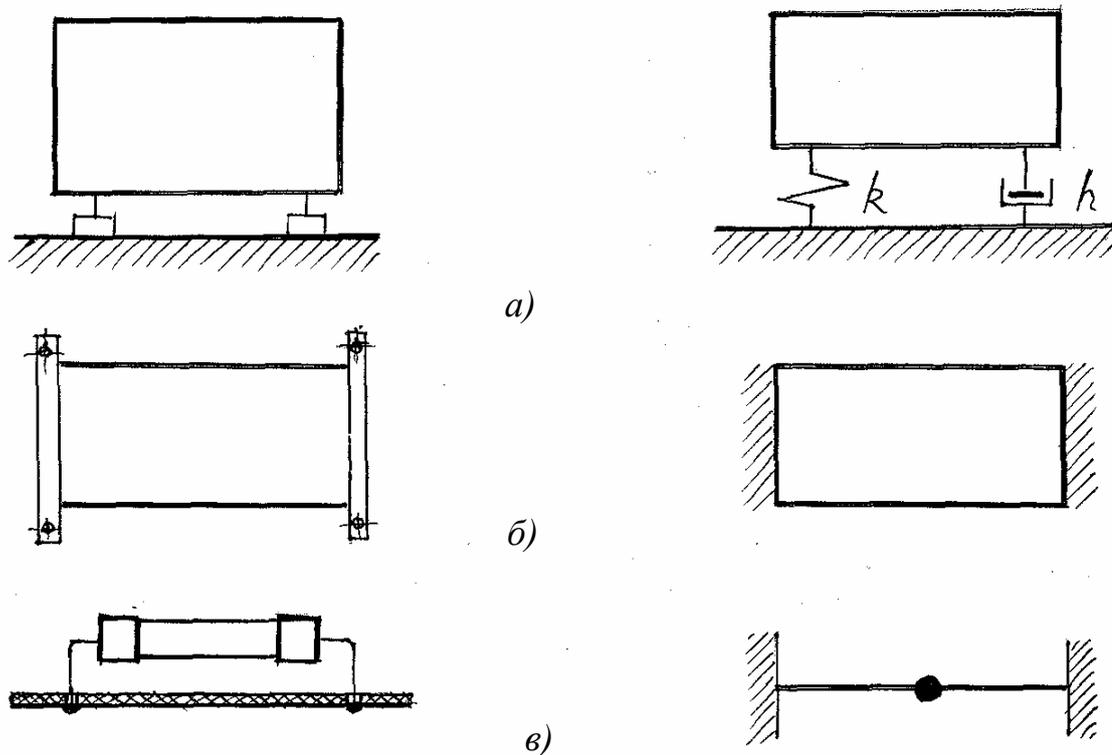
- 1 – возможная форма реального ударного импульса;
 2 – идеализированный треугольный ударный импульс;
 3 – идеализированный полусинусоидальный ударный импульс

Рис. 1. Формы ударных импульсов

Для определения реакции аппаратуры и ее элементов на воздействие ударной нагрузки реальную аппаратуру или элементы также идеализируют, т.е. заменяют моделями, которые позволяют с достаточной для инженерной практики точностью определить реакцию конструкции на внешнее динамическое воздействие. Характерные модели блоков аппаратуры и ее составных элементов представлены на рис. 2.

Аппаратура, предназначенная для работы в условиях механических воздействий, должна обладать прочностью и устойчивостью к этим воздействиям. Под прочностью (вибро- и ударопрочностью) к воздействиям механических факторов понимается способность изделий выполнять свои функции и сохранять свои параметры в пределах норм, установленных стандартами, после воздействия механических факторов. Под устойчивостью (вибро- и удароустойчивостью) к воздействию механических факторов подразумевается способность изделия выполнять заданные функции и сохранять свои пара-

метры в пределах норм, установленных стандартами, во время воздействия механических факторов.



a – блок; б – печатная плата; в – резистор

Рис. 2. Элементы аппаратуры и их расчетные модели

Для проведения испытаний аппаратуры и ее элементов на ударопрочность и удароустойчивость используют ударные стенды, которые характеризуются большим конструктивным разнообразием. Ударные стенды могут отличаться способами торможения объектов исследований при ударе и способами предварительного разгона объектов до требуемой скорости V_0 . Чаще всего разгон осуществляют за счет свободного падения объекта с некоторой высоты H . В этом случае, приравняв кинетическую и потенциальную энергии объекта, получим

$$\frac{mV_0}{2} = m g H \quad (1)$$

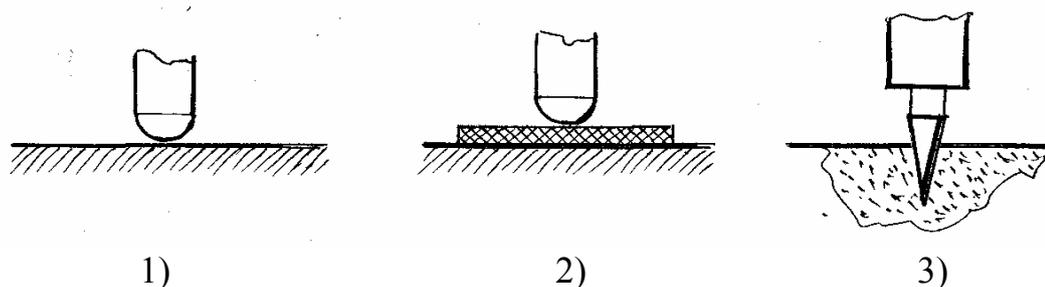
или

$$V_0 = \sqrt{2gH}, \quad (2)$$

где g - ускорение свободного падения.

Конструктивной основой ударного стенда обычно является жесткая станина, снабженная направляющими, по которым при свободном падении с определенной высоты H движется платформа с исследуемым объектом до соприкосновения с тормозным устройством. Изменяя вид тормозного устрой-

ства можно существенно расширить возможности ударного стенда. Различают следующие основные виды тормозных устройств (рис. 3).



1 – жесткая плита; 2 – деформируемая пластина;
 3 – деформируемая среда

Рис. 3. Виды тормозных устройств

При падении платформы с объектом исследований или испытаний на жесткую плиту (1) торможение происходит за счет возникновения упругих сил в зоне контакта. При этом обеспечивается получение больших значений ударных нагрузок с малым фронтом их нарастания.

Использование деформируемых пластин, лежащих на жестком основании позволяет получить ударные нагрузки в широком диапазоне величин от десятков (при использовании резины) до десятков тысяч единиц (при использовании стали, латуни) с временем нарастания их от десятков микросекунд до нескольких миллисекунд. При этом предельная величина смятия пластины при ударе не должна превышать ее толщину.

Деформируемые среды в качестве тормозных устройств при испытаниях и исследованиях аппаратуры используются реже.

Воздействие ударной нагрузки на элементы аппаратуры, которые можно представить в некоторых случаях в виде балочной консольной модели (рис. 4) приведет, например, к отклонению от статистического положения свободного конца консольной балки.

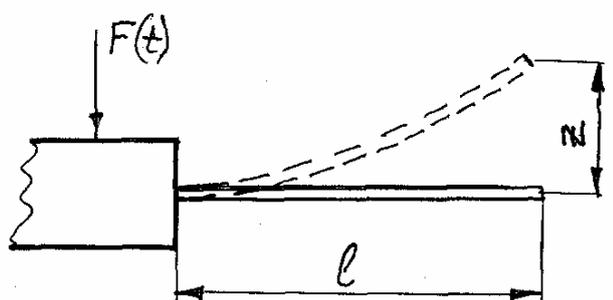


Рис. 4. Балочная модель элемента аппаратуры

Дальнейшее поведение модели будет определяться наличием сил упругого сопротивления. Для таких элементов конструкций, как, например, разомкнутые контакты реле, после прекращения воздействия ударного импульса будет наблюдаться затухающий колебательный процесс, который может

привести к самосрабатыванию реле и к нарушению работы устройства в целом. В этом случае аппаратура не является удароустойчивой, а может быть лишь ударопрочной. Для таких элементов, как, например, резисторы, транзисторы и т.д. отклонение элемента от начального статического положения в момент удара может оказаться необратимым.

Величина максимального смещения элемента конструкции при воздействии ударной нагрузки определяется выражением

$$Z_{max} = \sqrt{Z_{\tilde{n}\delta}^2 + \frac{V_0^2}{\omega_0^2}}, \quad (3)$$

где $Z_{\tilde{n}\delta} = \frac{mg}{k}$ - прогиб элемента конструкции под действием силы тяжести;

V_0 - начальная скорость в момент удара;

ω_0 - собственная резонансная частота элемента конструкции.

Значение собственной резонансной частоты стержня при его изгибе определяется из формулы

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (4)$$

где k - коэффициент жесткости стержня на изгиб;

m - приведенная масса стержня.

Коэффициент жесткости стержня на изгиб при консольном закреплении определяется из выражения

$$k = \frac{3 E J}{l^3}, \quad (5)$$

где E - модуль упругости материала;

J - момент инерции поперечного сечения консоли;

l - длина консоли.

Приведенная масса стержня определяется по следующей формуле с учетом значений масс – распределенной и сосредоточенной:

$$m = m_0 + \frac{1}{l} \sum_1^n k_n m_n, \quad (6)$$

где m_0 - равномерно распределенная погонная масса;

l - длина балки;

n - число сосредоточенных масс;

k_n - коэффициент приведения сосредоточенной массы к равномерно распределенной.

Модель балочного консольного элемента с сосредоточенной массой представлена на рис. 5.

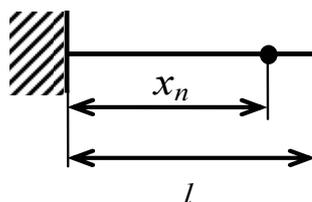
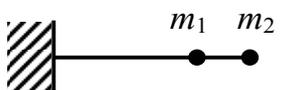
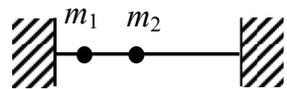


Рис. 5. Модель балочного консольного элемента с сосредоточенной массой

Значения коэффициента k_n в зависимости от расположения сосредоточенной массы и вида закрепления концов балки (рис. 5) приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Значения коэффициента k_n

Способ закрепления балки	x_n / l									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
	0	0,02	0,08	0,21	0,46	0,85	1,38	2,1	2,97	
	0,04	0,37	1,2	2,12	2,52	2,12	1,2	0,37	0,04	

Момент инерции для стержня круглого сечения диаметром d определяется из выражения

$$J = \pi d^4 / 64, \quad (7)$$

а для стержня прямоугольного сечения

$$J = b h^3 / 12, \quad (8)$$

где b - ширина стержня;

h - высота стержня.

При проведении расчетов можно использовать следующие справочные данные для меди: $\rho = 8,94 \cdot 10^3$ кг/м³, $E = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па.

Для защиты блоков аппаратуры от ударов в процессе эксплуатации используются виброизоляторы. Установленный на виброизоляторах блок для упрощения расчетов представляют в виде колебательной системы с одной степенью свободы (рис. 2 а). Если на данную колебательную систему со стороны основания воздействует полусинусоидальный ударный импульс, то максимальное смещение блока в момент удара определяется из выражения

$$Z_{max} = \frac{2H\alpha}{\omega_0^2 (\alpha^2 - 1)} \text{Cos} \frac{\pi}{2\alpha}, \quad (9)$$

где H - амплитуда ударного импульса,

ω_0 - собственная частота колебаний блока на виброизоляторах;

$\alpha = T / 2\tau$ - коэффициент расстройки;

T - период собственных колебаний блока;

τ - длительность ударного импульса.

Коэффициент передачи при ударе

$$k_{\delta\ddot{a}} = \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \cos \frac{\pi}{2\alpha}. \quad (10)$$

Максимальное значение ускорения блока определяется из формулы

$$\ddot{Z}_{max} = \frac{2H\alpha}{(\alpha^2 - 1)} \cos \frac{\pi}{2\alpha} = H \cdot k_{\delta\ddot{a}} \quad (11)$$

2. Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя печатную плату с закрепленными на ней электрорадиоэлементами (ЭРЭ).

2. Представить ЭРЭ в виде соответствующих моделей с указанием геометрических размеров, масс и характеристик материалов.

3. Рассчитать для ЭРЭ значения $Z_{\tilde{n}\delta}$ и Z_{max} для следующих значений высоты падения бойка с платой: 0,25 м; 0,5 м; 0,75 м; 1 м.

4. На ударном стенде экспериментально найти значения максимальных смещений элементов (Z_{max}), размещенных на плате, для высот падения 0,25 м; 0,5 м; 0,75 м; 1 м и для различных тормозных элементов (сталь, дерево, резина).

5. Построить экспериментальные зависимости $Z_{max} = f(H)$ для различных тормозных элементов.

6. Рассчитать максимальные ускорения и смещения блока на виброизоляторах типа АД для полусинусоидального ударного импульса в соответствии с предложенным вариантом (таблицы 2, 3).

7. Описать конструкцию виброизолятора типа АД.

8. Сделать выводы по работе и оформить отчет.

Таблица 2

Масса блока, кг	Длительность ударного импульса, мс									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
30	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Амплитуда ударного импульса	5 g			10 g				15 g		

Таблица 3

Типоразмер	$P_{\text{ин}}$, Н	k , Н/мм
АД-0,6	от 3 до 6	1,18
АД-1	6-10	1,96
АД-1,5	10-15	1,96
АД-3,0	15-30	3,92
АД-5,0	30-50	6,87
АД-7,0	50-70	8,83
АД-10,0	70-100	11,77
АД-15,0	100-150	18,64

3. Контрольные вопросы

1. Виды механических воздействий.
2. Параметры, характеризующие ударный процесс.
3. Формы ударных импульсов.
4. Модели аппаратуры и ее составных элементов.
5. Понятия ударопрочности и удароустойчивости аппаратуры.
6. Виды тормозных устройств ударных стендов.
7. Реакция на ударные нагрузки элементов с консольным креплением.
8. Определение собственной резонансной частоты блока и коэффициента передачи при ударе.
9. Определение максимального значения ускорения блока.
10. Определение максимального смещения блока при воздействии на него полусинусоидального ударного импульса.

Литература

1. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. – М.: Радио и связь, 1982.
2. Каленкович Н.И., Фастовец Е.П., Шамгин Ю.В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств. – Мн.: Выш. шк., 1989.
3. Конструкторско-технологическое проектирование электронной аппаратуры: Учебник для вузов/ К.И. Билибин и др. Под общ. ред. В.А. Шахнова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.

Лабораторная работа № 4

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РЭС

Цель работы – изучение методик оценки виброзащитных свойств конструктивных элементов РЭС.

1. Теоретическая часть

Конструктивные элементы РЭС (корпус аппарата, печатная плата и т.д.) являются передаточными звеньями на пути распространения энергии воздействующих вибраций, ударов, линейных ускорений и акустических шумов от источника возмущений к элементам РЭС – ИМС, ЭРЭ и др. При передаче вибраций по конструкции РЭС их амплитуда может ослабляться и усиливаться (рис. 1).

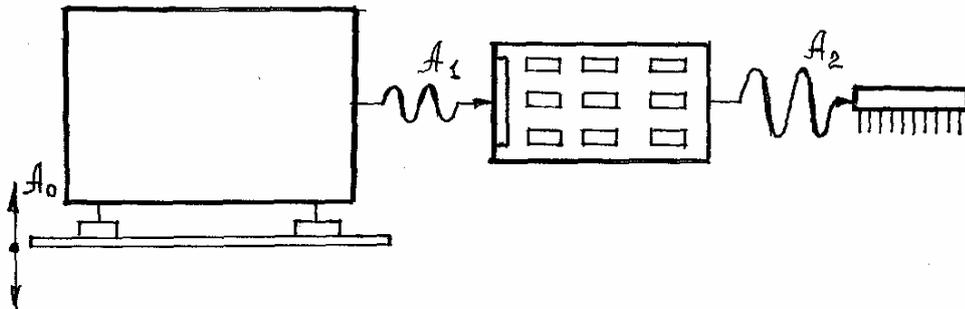


Рис. 1. Передача вибрации по конструкции РЭС

При проектировании РЭС стремятся к тому, чтобы на пути к чувствительным элементам аппаратуры (ИМС, ЭРЭ) вибрация пришла ослабленной. Усиление или ослабление вибрации в конструкции РЭС определяется соотношением двух основных факторов: диапазоном частот воздействующих вибраций и значениями собственных частот конструктивных элементов (рис. 2).

Как следует из рис. 2в наибольшее усиление воздействующих вибраций наблюдается в резонансном режиме колебаний – при совпадении частот воздействующих вибраций с собственными частотами конструктивных элементов. Ослабление же вибрации ($\mu < 1$) наблюдается только в случае, когда собственная частота конструктивного элемента в несколько раз меньше частоты воздействующей вибрации (рис. 2 с). Вибрация практически не усиливается ($\mu \approx 1$) при соотношении частот $f_0 \gg f_a$ (рис. 2 а). В практике проектирования РЭС добиваются выполнения условия $f_0 \geq 2f_a$.

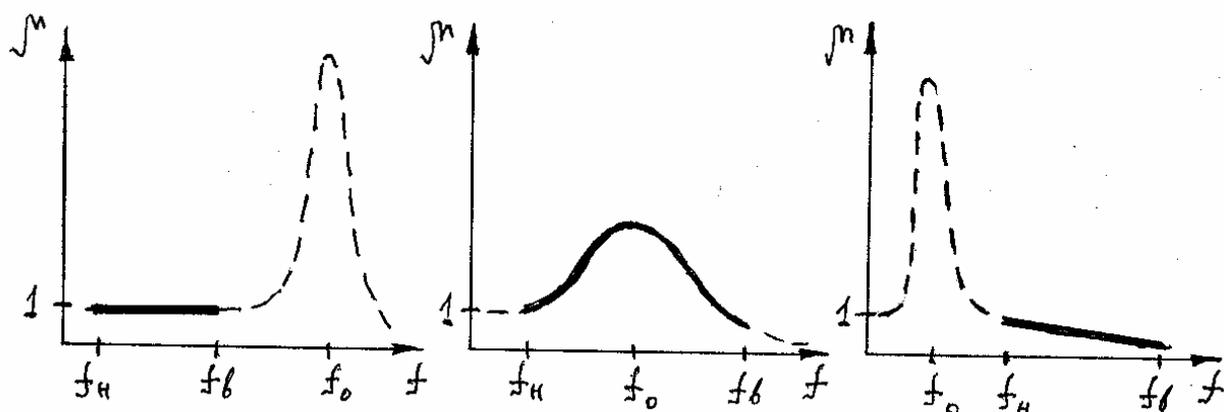


Рис. 2. Значение коэффициента динамического усиления конструктивного элемента в зависимости от соотношений частот воздействующих вибраций (f_i, f_a) и частоты собственных колебаний f_0 .

Таким образом для оценки отклика блока или отдельного конструктивного элемента на воздействие вибрации необходимо сначала определить основную динамическую характеристику – частоту собственных колебаний f_0 . Сравнивая значение этой частоты с частотой или частотным диапазоном воздействующих вибраций, можно в первом приближении оценить реакцию конструкции на внешние воздействия. Существует также и возможность количественной оценки возникающих эффектов.

1.1. Расчет собственных частот блоков РЭС и их элементов

Конструкция РЭС представляет собой сложную механическую систему. Она содержит множество дискретных МС и ЭРЭ, несущих стержневых и пластинчатых элементов, изготовленных из различных материалов. Связи между этими элементами также многообразны – пайка, сварка, склеивание, разъемные соединения и т.д. Все эти обстоятельства приводят к тому, что детальная физическая модель РЭС очень сложна для анализа. Поэтому в практике инженерных расчетов подобную модель условно расчленяют на составляющие элементы (блок, монтажная плата, ЭРЭ, МС и т.д.), а элементы в свою очередь предельно упрощают для получения моделей, хорошо проработанных с точки зрения технической механики. На рис. 3 представлены элементарные модели ЭРЭ (а), монтажных плат (в) и блоков (с) РЭС.

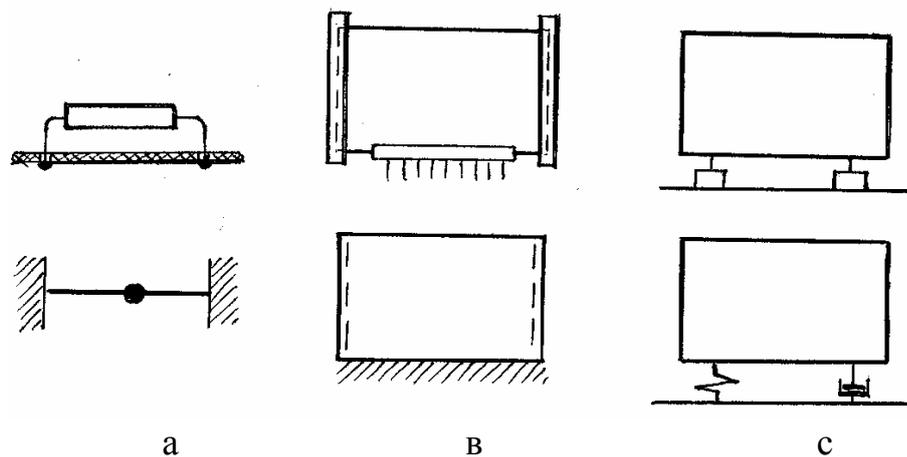


Рис. 3. Модели ЭРЭ, монтажных плат и блоков РЭС

1.1.1. Расчет собственных частот ЭРЭ

Подобные расчеты можно осуществить двумя способами – аналитически и с помощью специальных номограмм.

Например, для резистора типа МЛТ, модель которого представлена на рис. 3 а, собственная частота определяется по формуле

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{192 E J}{m l^3}}, \quad (1)$$

где E - модуль упругости материала выводов;

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ - момент инерции сечения вывода (d - диаметр вывода резистора);

m - масса резистора;

l - длина выводов резистора.

Однако такие расчеты удобнее проводить по номограммам, разработанным для наиболее употребительных ЭРЭ (резисторов и конденсаторов) [2]. Номограмма для резисторов типа МЛТ-1, МЛТ-0,5 представлена на рис. 4.

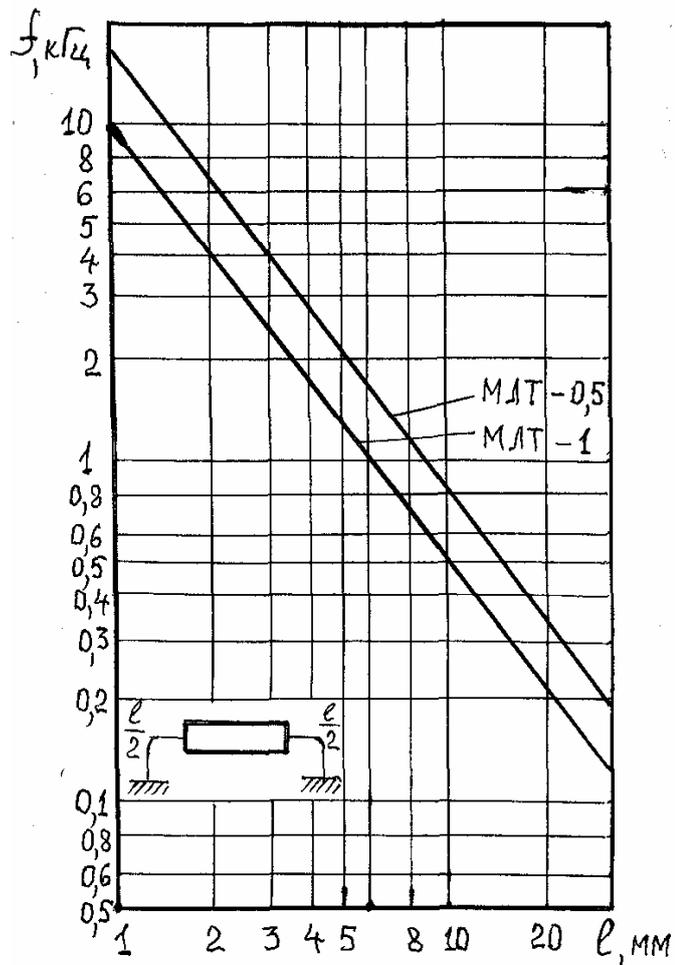


Рис. 4. Номограмма для определения значения f_0 резисторов типа МЛТ в зависимости от суммарной длины выводов l .

1.1.2. Расчет собственных частот печатных плат

Формула для расчета собственных частот пластин имеет вид:

$$f_0 = \frac{K_\alpha}{2\pi a^2} \sqrt{\frac{D}{m''}}, \quad (2)$$

где K_α - коэффициент, зависящий от способа закрепления стороны пластины;

a - длина пластины;

$D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}$ - цилиндрическая жесткость пластины;

$m'' = \frac{m_n + m_y}{a \cdot b}$ - распределенная по площади масса платы и элементов, на

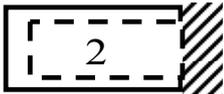
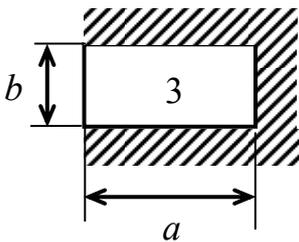
ней размещенных;

E - модуль упругости материала пластины;

h - толщина платы, см;

a - длина платы, см.

Таблица 1

Варианты закрепления сторон платы	Значение коэффициента B							
	a/b							
	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
	-	-	86	145	234	352	497	868
	40	41	56	84	124	176	240	864
	10	19	58	124	217	336	479	855

Для платы, закрепленной по углам в 4-х точках, значение собственной частоты определяется из выражения:

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D}{m''}} \quad (4)$$

Смысл буквенных обозначений в формуле (4) такой же, как и для формулы (3).

1.1.3. Расчет собственных частот блоков РЭС на виброизоляторах

Для блока, установленного на виброизоляторах (рис. 3, с), значение f_0 определяется из выражения:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\Sigma}{m}}, \text{ Гц} \quad (5)$$

где K_Σ - суммарная жесткость используемых виброизоляторов, Н/м;

m - масса блока, кг.

Формула (5) используется в случае предельного упрощения, когда блок совершает колебания только по одной оси, например, вертикально. При детальном расчете систем виброизоляции определяют 6 собственных частот – три поступательных по осям и три вращательных относительно осей.

1.2. Определение амплитуд колебаний блоков и конструктивных элементов РЭС

Амплитуда колебаний блока РЭС на виброизоляторах, как и любых других конструктивных элементов, при известном значении амплитуды колебаний основания A_0 определяется по формуле:

$$A = A_0 \cdot \mu = A_0 \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \alpha^2}}{\sqrt{(1 - \alpha^2)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \alpha^2}}, \quad (6)$$

где μ - коэффициент динамического усиления;

δ - логарифмический декремент затухания;

$\alpha = f / f_0$ - коэффициент расстройки по частоте;

f - текущее значение частоты (любое, интересующее конструктора);

f_0 - собственная частота блока или элемента.

От амплитуды гармонических колебаний элемента РЭС можно перейти к виброперегрузке по формуле:

$$j = 4 A f^2, \text{ ед. } g \quad (7)$$

Для блоков, установленных на виброизоляторах, формула (6) может быть существенно упрощена. Так как в данном случае интерес представляет резонансный режим колебаний, где степень демпфирования (значение δ) существенно не влияет на ход кривых АЧХ, то демпфированием в расчетах можно пренебречь, приняв $\delta = 0$ (рис. 5).

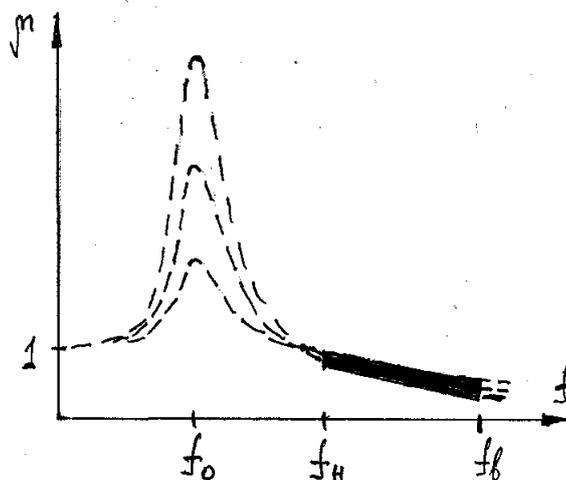


Рис. 5. АЧХ блока в резонансном режиме при различной степени демпфирования виброизоляторов

При таком упрощении формула (6) имеет вид

$$A = A_0 \cdot \mu = \frac{A_0}{|1 - \alpha^2|}. \quad (8)$$

2. Задание на расчет

Блок РЭС установлен на четырех виброизоляторах (нижний монтаж). Внутри блока параллельно его основанию жестко по контуру закреплена печатная плата из стеклотекстолита ($\rho = 2 \text{ г/см}^3$; $k_m = 0,52$; $\delta = 0,06$). Амплитуда и частотный диапазон воздействующей на блок вибрации в вертикальном направлении: $A = 10 \text{ мм}$; $f_i = 20 \text{ Гц}$; $f_a = 80 \text{ Гц}$.

Масса блока (m), размеры платы ($a \times b \times h$), жесткость виброизоляторов (K), масса ЭРЭ и ИМС указаны в табл. 2 для конкретного номера варианта расчета.

Определить величину вибрационной нагрузки для резистора типа МЛТ-0,5, размещенного в центре платы, если длина его выводов $l/2 = 10 \text{ мм}$.

Таблица 2

Номера вариантов (в центре) и исходные данные для расчета

m , кг →	10	15	20	25	30	Размеры платы ($a \times b \times h$), мм ↓
1	1	2	3	4	5	200x100x1
2	6	7	8	9	10	200x100x1
3	11	12	13	14	15	200x150x1
4	16	17	18	19	20	200x150x1
5	21	22	23	24	25	200x100x2
6	26	27	28	29	30	200x100x2
Жесткость виброизолятора, ↑ Н/мм	50	60	70	80	90	← Масса ЭРЭ и ИМС, г

3. Порядок выполнения работы

3.1. На основе анализа конструкции блока на виброизоляторах и имеющихся экспериментальных данных, оценить виброзащитные свойства блока и каждой печатной платы в отдельности.

3.2. Выполнить вариант задания по оценке виброзащитных свойств конструкции РЭС.

4. Контрольные вопросы

4.1. Чем определяется степень отклика конструкции РЭС на воздействие вибрации?

- 4.2. Возможно ли конструктивное исполнение РЭС, позволяющее получить значение коэффициента динамичности меньше единицы?
- 4.3. Какие критерии виброзащищенности имеются для блока, печатной платы и ЭРЭ РЭС?
- 4.4. Модели конструктивных элементов РЭС.
- 4.5. Методика расчета собственных частот ЭРЭ.
- 4.6. Методика расчета собственных частот печатных плат.
- 4.7. Методика определения амплитуд колебаний конструктивных элементов РЭС.

5. Содержание отчета

- 5.1. Цель работы.
- 5.2. Краткие теоретические сведения по контрольным вопросам.
- 5.3. Амплитудно-частотные характеристики блока и печатных плат.
- 5.4. Оценка виброзащитных свойств блока и печатных плат.
- 5.5. Расчет по варианту задания.
- 5.6. Краткие выводы.

Литература

1. Каленкович Н.И. Проектирование РЭС с учетом механических воздействий. Учеб. пособие по курсу "Конструирование радиоэлектронных средств" для студентов специальности "ПиП РЭС". – Мн.: БГУИР, 1999.
2. Каленкович Н.И., Фастовец Е.П., Шамгин Ю.В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств. – Мн.: Выш. шк., 1989.
3. Шимкович А.А. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств (электронно-вычислительных средств). Методическое пособие, части 1 и 2. – Минск: МРТИ, 1991.