

Н. М. БОБКОВ

Лекции по общему конструированию РЭС

Раздел 3 Внешние воздействующие факторы

Лекция 3.2 СИНУСОИДАЛЬНАЯ ВИБРАЦИЯ

1 Сокращения

ВВФ – внешний воздействующий фактор

РЭС – радиоэлектронное средство

2 Основные понятия

Вибрация – один из наиболее распространенных и опасных для РЭС видов ВВФ. Вибрацию вызывают работающие двигатели транспортных средств, производственного оборудования, бытовой техники и т. п. На практике конструкторы РЭС обычно рассчитывают создаваемые ими изделия на устойчивость и/или прочность к воздействию вибрации, создаваемой вибростендами на приемочных испытаниях по окончании опытно-конструкторской работы. Стандартами [1 – 4] и другими предусмотрены испытания на воздействие синусоидальной вибрации и на воздействие случайной широкополосной вибрации. Выбор одного из этих двух видов вибрации определяется требованиями, предъявляемыми к разрабатываемому РЭС, а также имеющимся испытательным оборудованием.

При проектировании элементы РЭС с точки зрения их реакции на вибрационные и ударные нагрузки рассматривают как механические колебательные системы. РЭС, установленное на виброизоляторах (рисунок 1, *a*), агрегат РЭС на упругой несущей детали (рисунок 1, *b*), РЭС, защищенное в упаковке от механических воздействий упругими прокладками (рисунок 1, *в*), в первом приближении можно представить в виде пружинного маятника (рисунок 1, *г*), т. е. как тело массой M (далее – тело M), соединенное с основанием упругим элементом – пружиной, массу которой можно считать равной нулю. Пружину характеризует коэффициент жесткости c .

$D1$ коэффициент жесткости: Отношение модуля силы к перемещению, вызванному этой силой в упругом элементе механической системы.

Другими словами коэффициент жесткости – это сила, которая необходима, чтобы сжать или растянуть пружину на единицу длины.

Во многих случаях можно считать, что колебательная система имеет одну степень свободы, у которой для полной фиксации ее геометрического положения достаточно задать только один параметр, например положение определенной точки тела M .

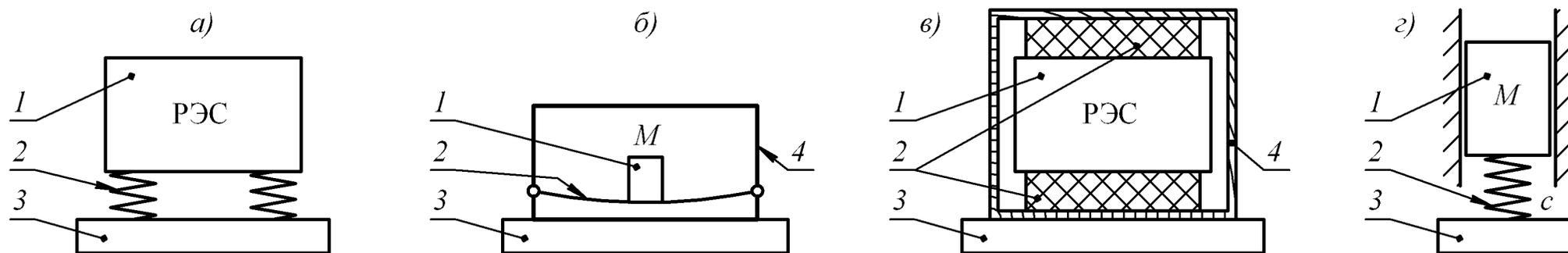


Рисунок 1 – Примеры колебательных систем

а) РЭС на виброизоляторах: 1 – РЭС, 2 – виброизоляторы, 3 – основание;

б) агрегат (составная часть) РЭС на упругой несущей детали: 1 – агрегат, 2 – несущая деталь, 3 – основание, 4 – корпус РЭС; в) РЭС в упаковке: 1 – РЭС, 2 – упругие упаковочные средства, 3 – основание, 4 – транспортный ящик;

г) эквивалентная схема колебательных систем, изображенных на рисунках а) – в): 1 – твердое тело, 2 – пружина, 3 – основание

В этой лекции рассматривается синусоидальная (по стандарту [5] – гармоническая) вибрация. Используемая терминология, относящаяся к вибрации, соответствует документам [5, 6].

D2 колебания скалярной величины: Процесс попеременного возрастания и убывания во времени значений какой-либо величины.

D3 механические колебания: Колебания значений кинематической или динамической величины, характеризующей механическую систему.

D4 вибрация: Движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин.

Примечание – Термин «колебания» является родовым по отношению к терминам «колебания скалярной величины», «механические колебания» и «вибрация», поэтому вместо этих терминов можно использовать термин «колебания» [5].

D5 период колебаний [вибрации]: Наименьший интервал времени, через который при периодических колебаниях [вибрации] повторяется каждое значение характеризующей вибрацию колеблющейся величины.

D6 частота периодических колебаний [вибрации]: Величина, обратная периоду колебаний [вибрации].

D7 угловая частота колебаний [вибрации]: Величина, равная частоте колебаний [вибрации], умноженной на 2π .

Период вибрации, частота вибрации и угловая частота вибрации связаны соотношениями

$$T = \frac{1}{f}, \quad \omega = 2\pi f, \quad (1)$$

где T – период вибрации; f – частота вибрации; ω – угловая частота вибрации.

Примечание – В этой лекции, если нет специальных указаний, все величины измеряются в системе СИ.

Вибрация может быть свободной и вынужденной.

3 Свободная вибрация пружинного маятника

D8 свободные колебания [вибрация]: Колебания [вибрация] системы, происходящие без переменного внешнего воздействия и поступления энергии извне.

Примерами свободной вибрации являются вибрация гитарной струны или камертона после удара по ним, периодическое движение отклоненного и затем отпущенного маятника (грузика на ниточке).

Рассмотрим свободную вибрацию горизонтального пружинного маятника. В состоянии статического равновесия тело M занимает положение, показанное на рисунке 2, *а*. Если отклонить тело, например, влево, на расстояние s_a и отпустить, оно будет совершать возвратно-поступательное движение относительно положения равновесия (рисунок 2, *б*). Это движение и называется вибрацией тела M .

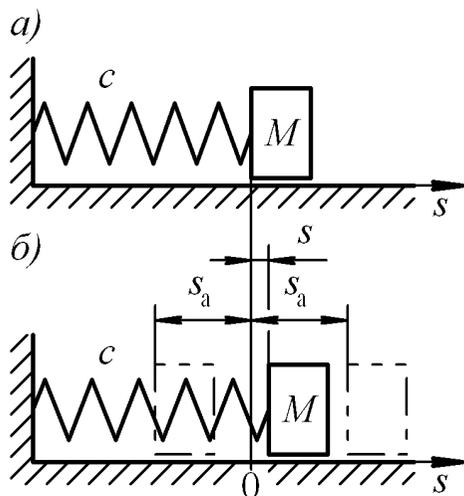


Рисунок 2

При вибрации на тело M действуют несколько сил, сумма которых (при свободной вибрации равная нулю) составляет уравнение движения тела

$$Ma + bv + cs = 0, \quad (2)$$

где a – ускорение движения тела; v – скорость движения тела; b – коэффициент сопротивления; s – перемещение тела.

В уравнении (2) Ma – сила инерции, bv – сила сопротивления движению, вызывающая рассеяние энергии, cs – восстанавливающая сила (сила деформированной пружины).

Если $b = \text{const}$ и $c = \text{const}$ колебательная система называется линейной.

Разделив уравнение (2) на M , получим

$$a + \frac{b}{M}v + \frac{c}{M}s = 0. \quad (3)$$

$$\text{Обозначим } \frac{b}{M} = 2\delta, \quad \frac{c}{M} = \omega_0^2, \quad (4)$$

где δ – коэффициент демпфирования; ω_0 – собственная угловая частота вибрации.

D9 демпфирование вибрации: Уменьшение вибрации вследствие рассеяния механической энергии.

Подставим (4) в (3). Уравнение движения маятника примет вид

$$a + 2\delta v + \omega_0^2 s = 0 \quad (5)$$

Если $\delta = 0$ (отсутствует трение между телом и основанием, другие виды сопротивления движению, вызывающие рассеяние энергии), свободная вибрация пружинного маятника будет синусоидальной. Перемещение тела M будет происходить по закону

$$s = s_a \sin \omega_0 t, \quad (6)$$

где s_a – амплитуда перемещений тела M при свободной вибрации; t – время.

D10 собственная частота колебаний [вибрации]: Любая из частот свободных колебаний [вибрации] линейной колебательной системы.

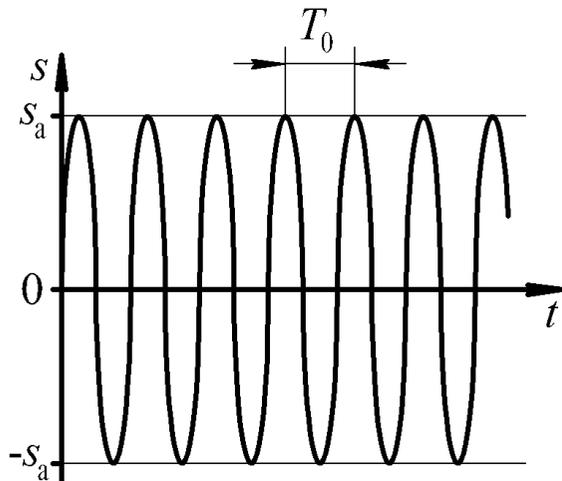
В системе с одной степенью свободы собственная частота будет одна.

$$T_0 = \frac{1}{f_0}, \quad \omega_0 = 2\pi f_0, \quad (7)$$

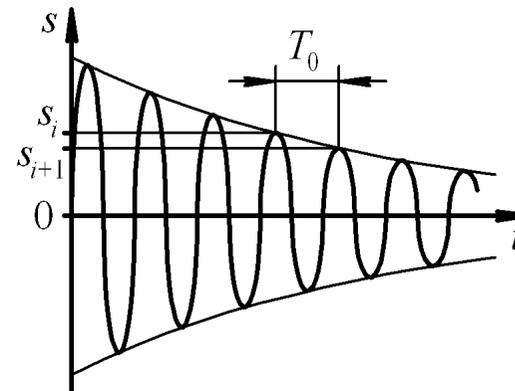
где T_0 – период свободной вибрации; f_0 – собственная частота вибрации.

Собственная частота колебательной системы зависит от жесткости пружины и массы тела. Из (4) и (7) следует

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{M}}, \quad (8)$$



← Рисунок 3



← Рисунок 4

Зависимость перемещений тела M от времени при свободной вибрации пружинного маятника в отсутствие потерь энергии иллюстрирует график на рисунке 3.

В реальных колебательных системах всегда есть потери (коэффициент демпфирования $\delta > 0$), поэтому вибрация маятника затухает (рисунок 4). Скорость затухания характеризует логарифмический декремент колебаний ν :

$$\nu = \ln \frac{s_i}{s_{i+1}}, \quad (9)$$

где s_i и s_{i+1} – два последовательных максимальных или минимальных значения перемещения.

Чем больше коэффициент демпфирования, тем быстрее затухает свободная вибрация. Другой характеристикой колебательной системы является добротность Q .

$$Q = \frac{\pi}{\nu}. \quad (10)$$

Чем больше добротность, тем медленнее затухает свободная вибрация.

Рассмотрим свободную вибрацию вертикального маятника (рисунок 5). На рисунке 5, *а* показано положение пружины без нагрузки. Под действием веса P_T тела M пружина получит прогиб $\Delta_{ст}$ (рисунок 5, *б*). Это положение статического равновесия тела. Если отклонить тело, например, вниз, на расстояние s_a и отпустить, оно будет вибрировать относительно этого положения (рисунок 5, *в*) с собственной частотой f_0 , определяемой по формуле (8). Учитывая, что $c = P_T / \Delta_{ст}$, $P_T = Mg$, $g = 9,81$ м/с², формулу (8) можно преобразовать в

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{cg}{P_T}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta_{ст}}} = \frac{0,5}{\sqrt{\Delta_{ст}}}. \quad (11)$$

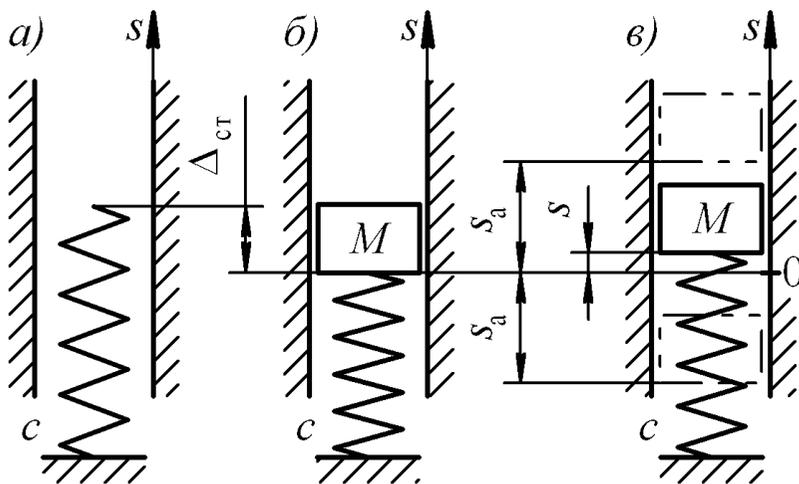


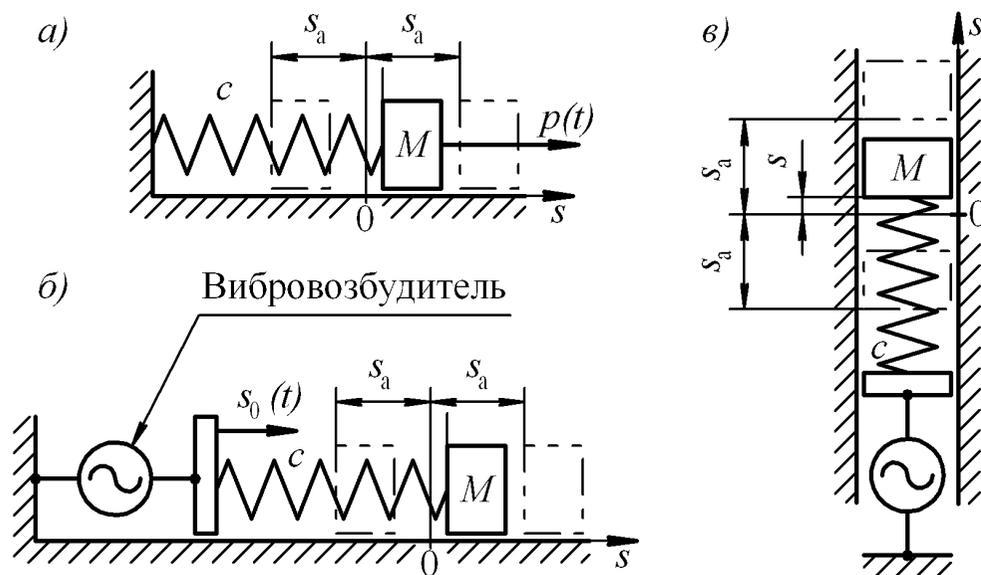
Рисунок 5

Прогибы деталей РЭС удобно измерять в миллиметрах. Формула (11) для прогибов $\Delta_{ст}$, выраженных в миллиметрах, имеет вид

$$f_0 = \frac{15,8}{\sqrt{\Delta_{ст} [\text{ММ}]}} \quad (12)$$

4 Вынужденная вибрация

D11 вынужденные колебания [вибрация]: Колебания [вибрация] системы, вызванные и поддерживаемые силовым и (или) кинематическим возбуждением.



б – Силовое (а) и кинематическое (б, в) возбуждение вибрации

Вынужденную вибрацию горизонтального маятника при силовом возбуждении иллюстрирует схема на рисунке б, а.

D12 силовое возбуждение вибрации: Возбуждение вибрации системы вынуждающими силами и (или) моментами.

Вынуждающей силой на рисунке б, а является переменная сила $p(t)$.

D13 кинематическое возбуждение вибрации: Возбуждение вибрации системы сообщением каким-либо ее точкам заданных движений, независящих от состояния системы.

Кинематическое возбуждение горизонтального маятника показано на рисунке б, б, вертикального – на рисунке б, в. И в том и в другом случае вибрацию тела M вызывает вибрация основания, которое в свою очередь получает ее от некоторого вибровозбудителя.

Вибрация составных частей РЭС, как правило, вызывается кинематическим возбуждением. Далее будет рассматриваться только кинематическое возбуждение вибрации.

При эксплуатации РЭС вибровозбудителями могут быть двигатели машин, на испытаниях – специальные устройства вибростендов.

5 Действие синусоидальной вибрации на твердое тело

Рассмотрим движение твердого тела 1 , закрепленного на основании 2 (например, платформе вибростенда), которое под действием вибровозбудителя 3 может вибрировать в вертикальном направлении.

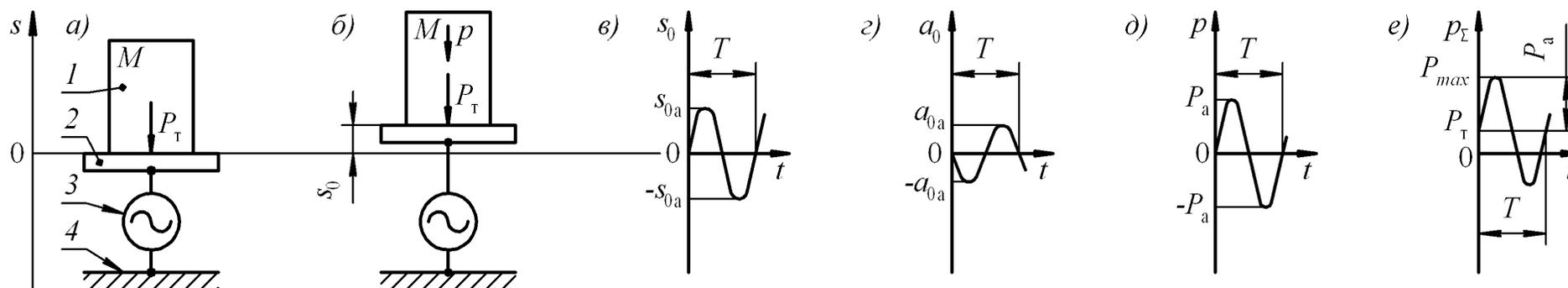


Рисунок 7 – Действие вибрации на твердое тело:

1 – тело массой M , 2 – основание (платформа вибростенда), 3 – вибровозбудитель, 4 – неподвижная система координат

На неподвижное основание (рисунок 7, a) тело M действует с силой, равной своему весу.

$$P_T = Mg, \quad (13)$$

где P_T – вес тела M .

При вибрации (рисунок 7, b) тело вместе с основанием движется по закону

$$s_0 = s_{0a} \sin 2\pi ft, \quad (14)$$

где s_0 и s_{0a} – мгновенное значение и амплитуда перемещения тела M .

График зависимости перемещения тела приведен на рисунке 7, в. Зависимость ускорения тела при таком движении (рисунок 7, з) описывается формулой

$$a_0 = \frac{d^2 s_0}{dt^2} = -(2\pi f)^2 s_{0a} \sin 2\pi ft = -a_{0a} \sin 2\pi ft, \quad (15)$$

где a_0 и a_{0a} – мгновенное значение и амплитуда ускорения основания и тела M .

Амплитуда ускорения, амплитуда перемещения и частота вибрации тела связаны соотношением

$$a_{0a} = (2\pi f)^2 s_{0a} \approx 40 f^2 s_{0a}. \quad (16)$$

На практике перемещение обычно измеряется в миллиметрах, а ускорение – в долях ускорения свободного падения. Связь амплитуды ускорения, амплитуды перемещения и частоты в этом случае имеет вид

$$G = \frac{a_{0a}}{g} \approx 0,004 f^2 X_0, \quad (17)$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2 \approx 10 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; G – амплитуда ускорения тела, g ; X_0 – амплитуда перемещения тела, мм.

При вибрации на основание помимо веса тела будет действовать переменная сила инерции $P=M\ddot{a}$ (рисунок 7, д). Амплитуда этой силы рассчитывается по формуле

$$P_a = M a_{0a}, \quad (18)$$

Результирующая сила, действующая на основание, равна сумме веса тела и силы инерции (рисунок 7, е)

$$p = Mg + Ma_0. \quad (19)$$

Максимальная сила, действующая на основание, равна сумме веса тела и амплитуды силы инерции

$$P_{max} = Mg + Ma_{0a}. \quad (20)$$

6 Действие синусоидальной вибрации на механическую колебательную систему

На рисунке 8, *а* изображены неподвижное основание и упругий элемент в свободном состоянии. Если на упругий элемент установить тело M , он получит статический прогиб $\Delta_{ст}$ (рисунок 8, *б*). Пусть в отсутствие вибрации (при неподвижном основании) точка A , связанная с фундаментом стенда, точка B , связанная с основанием, и точка C (центр масс тела) расположены на одной горизонтальной прямой.

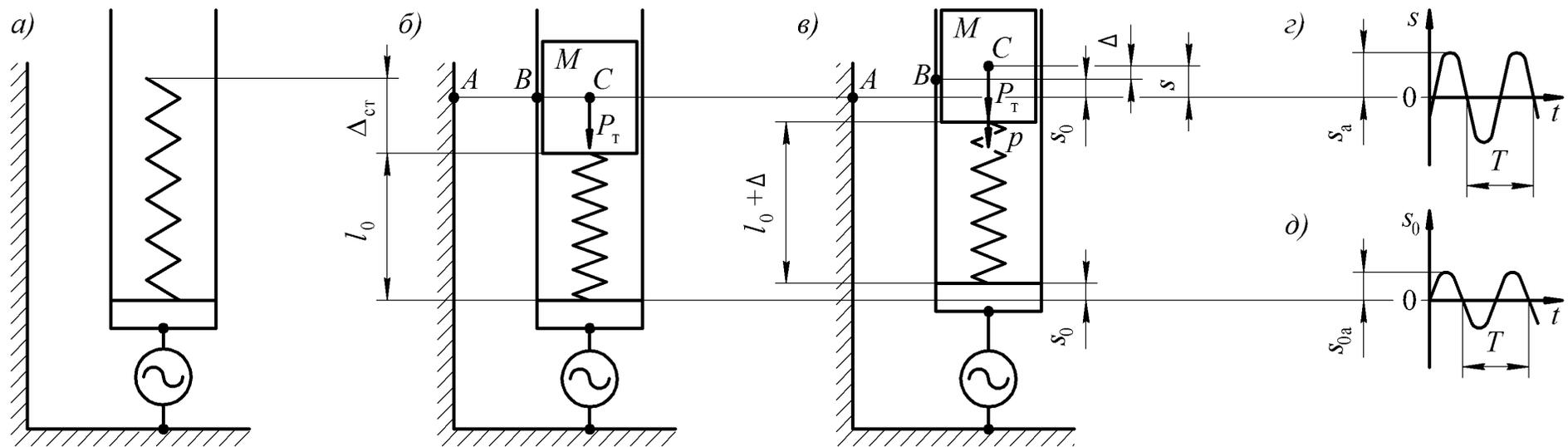


Рисунок 8 – Действие вибрации на колебательную систему

Вибрирующее основание перемещается относительно точки A (рисунок 8, *в*) по закону (14). Зависимость перемещения основания от времени графически изображена на рисунке 8, *д*. Жестко связанная с основанием точка B перемещается по тому же закону.

Перемещение точки C (рисунок 8, в), связанной с телом M , необходимо рассматривать в двух системах координат: неподвижной (относительно точки A) и подвижной (относительно точки B). Перемещение точки C относительно точки A описывается уравнением

$$s = s_a \sin 2\pi ft, \quad (21)$$

где s и s_a – мгновенное значение и амплитуда перемещения точки C относительно точки A .

Графически эта зависимость изображена на рисунке 8, з.

Перемещение точки C в подвижной системе координат (относительно точки B) описывается уравнением

$$\Delta = \Delta_a \sin 2\pi ft, \quad (22)$$

где Δ и Δ_a – мгновенное значение и амплитуда перемещения точки C относительно точки B .

Мгновенное значение и амплитуда перемещения точки C относительно точки B соответственно равны мгновенному значению и амплитуде прогибов упругого элемента.

Амплитуда вибрационной нагрузки P_a на упругий элемент рассчитывается по формуле

$$P_a = \mu_1 Ma_{0a}, \quad (23)$$

где μ_1 – коэффициент динамичности.

Максимальная нагрузка на упругий элемент является суммой статической нагрузки, равной весу тела, и амплитуды вибрационной нагрузки

$$P_{max} = Mg + \mu_1 Ma_{0a}. \quad (24)$$

Амплитуды перемещений точки C зависят от амплитуды перемещения платформы вибростенда и частотного отношения $\eta = f/f_0$, где f_0 – собственная частота колебаний системы «упругий элемент – тело». Эта зависимость выражается формулами:

относительно точки B $\Delta_a = \mu_2 s_{0a}$, (25)

относительно точки A $s_a = \mu_3 s_{0a}$. (26)

Коэффициенты динамичности μ_1 , μ_2 , μ_3 определяются по формулам

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{Q^2}}}, \quad \mu_2 = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{Q^2}}}, \quad \mu_3 = \frac{\sqrt{1 + \frac{\eta^2}{Q^2}}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{Q^2}}}, \quad (27)$$

Графики зависимости коэффициентов динамичности от частотного отношения изображены на рисунке 9, $a - в$. Обычно можно считать, что $\mu_3 \approx \mu_1$.

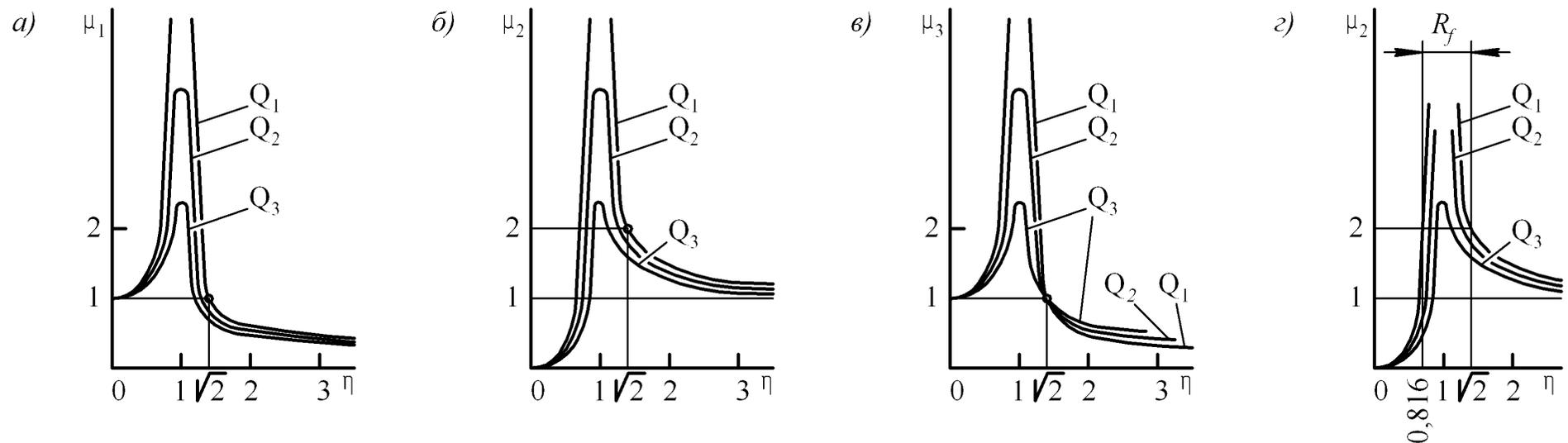


Рисунок 9 – Графики зависимости коэффициентов динамичности от частотного отношения ($Q_1 > Q_2 > Q_3$)

$$\text{При } Q=\infty \quad \mu_1 = \mu_3 = \frac{1}{|1-\eta^2|}, \quad \mu_2 = \frac{\eta^2}{|1-\eta^2|}. \quad (28)$$

7 Вибрация в РЭС

Выполнение требований к вибропрочности и виброустойчивости РЭС проверяется испытаниями на вибростендах. Схема испытания приведена на рисунке 10. Предположим, что в абсолютно жестком корпусе *1* на упругой несущей детали (балке, пластинке) *3* размещен агрегат *2*, масса которого равна *M*. На рисунке 10, *а* показано расположение частей РЭС в отсутствие вибрации (при неподвижной платформе). Точка *A*, связанная с фундаментом стенда, точка *B*, связанная с платформой стенда, и точка *C*, связанная с агрегатом, находятся на одной горизонтальной прямой.

На рисунке 10, *б* зафиксировано мгновенное расположение частей РЭС при работающем вибростенде, когда частота вибрации платформы стенда много меньше собственной частоты колебательной системы агрегат – несущая деталь. Несущую деталь и РЭС в целом в этом случае можно рассматривать как твердое тело. Точка *C* вместе с платформой перемещается относительно точки *A* по закону (14). График зависимости этого перемещения от времени изображен на рисунке 11, *а*., График зависимости ускорения от времени – на рисунке 11, *б*. Нагрузка на несущую деталь определяется по формулам (18 – 20). График зависимости нагрузки от времени – на рисунке 11, *в*.

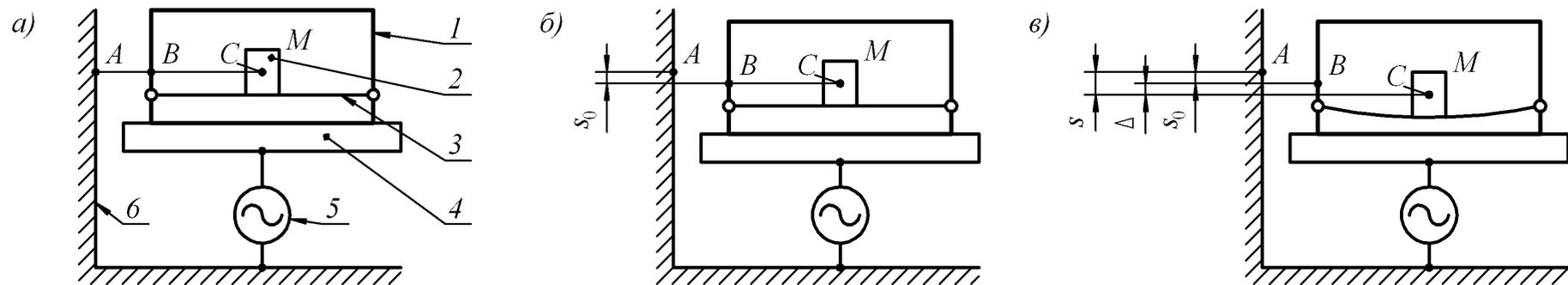


Рисунок 10 – РЭС на вибростенде:

1 – корпус РЭС, *2* – агрегат РЭС, *3* – несущая деталь, *4* – платформа вибростенда (основание), *5* – вибровозбудитель, *б* – неподвижная система координат (фундамент вибростенда и неподвижные относительно фундамента части объекта)

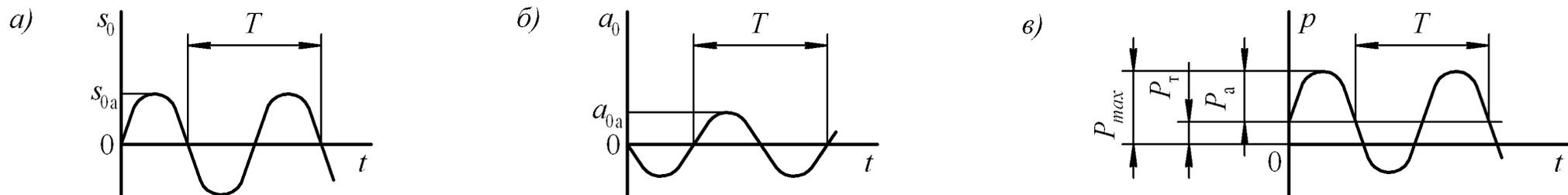


Рисунок 11

На частотах вибрации, близких к собственной частоте системы агрегат – несущая деталь, рассматривать РЭС как твердое тело уже нельзя. Несущая деталь в этом случае является упругим элементом, и агрегат РЭС при вибрации перемещается не только относительно точки A , но и относительно точки B (рисунок 10, в)

При значениях частотного отношения близких к единице (значениях частоты колебаний вибростенда близких к собственной частоте системы) амплитуды колебаний и нагрузки на несущую деталь многократно возрастают. Это явление называют резонансом. При частотном отношении $\eta = 1$ коэффициенты $\mu_1 = \mu_2 = Q$, $\mu_3 \approx Q$. Значение добротности обычно лежит в пределах $Q = 2 - 25$ [7]. В отсутствие экспериментальных данных для несущих систем из легких сплавов можно принять $Q = 10$.

В теоретической механике под резонансом понимаются вынужденные колебания, соответствующие одному из максимумов амплитудно-частотной характеристики [5]. Для рассматриваемых здесь колебательных систем резонансная частота по определению из [5] практически равна собственной частоте. Но в технике понятие «резонанс» отличается от понятия, выражаемого этим термином в теоретической механике.

D14 резонанс механических элементов изделия: Явление увеличения амплитуды вынужденных колебаний элементов механической системы изделия в два раза и более по сравнению с амплитудой колебаний точек их крепления при постоянном внешнем воздействии, возникающее на частотах вибрационных нагрузок, близких к частоте свободных колебаний этих элементов [2].

При $Q = \infty$ частотные отношения, при которых наблюдается резонанс, определяются из уравнения

$$\mu_2 = \frac{\eta^2}{|1 - \eta^2|} = 2. \quad (29)$$

Решение этого уравнения дает два значения частотного отношения ($\eta_{min} = 0,816$; $\eta_{max} = \sqrt{2} = 1,414$), между которыми наблюдается резонанс (рисунок 9, з). В технике (в отличие от теоретической механики) резонансные частоты занимают непрерывный диапазон в окрестностях собственной частоты колебательной системы.

В РЭС, предназначенных для установки только в стационарных помещениях, не рекомендуется допускать резонанса механических элементов в диапазоне до 25 Гц, в РЭС надводных кораблей и подводных лодок – до 60 Гц, в РЭС других объектов – до 40 Гц.

Список использованных источников

- 1 ГОСТ 30630.0.0 – 99 Методы испытаний на стойкость к внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Общие требования.
- 2 ГОСТ 30631 – 99 Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам при эксплуатации.
- 3 ГОСТ 17516.1 – 90. Изделия электротехнические. Общие требования в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам.
- 4 ГОСТ 30630.1.2 – 99 Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытание на воздействие вибрации.
- 5 ГОСТ 24346 – 80 Вибрация. Термины и определения.
- 6 Механические колебания. Основные понятия. Терминология. Буквенные обозначения. – М.: Наука, 1987. Вып. 106.
- 7 Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. – М.: Советское радио, 1971.

**Николай Михайлович Бобков – преподаватель Нижегородского радиотехнического колледжа, конструктор Нижегородского научно-производственного объединения имени М. В. Фрунзе.
E-mail: n.bobkov@mail.ru**