

**ПРОВЕДЕНИЕ  
ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ  
СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ  
АД И ЭУ**

**2007**



**САМАРА**

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

ПРОВЕДЕНИЕ  
ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ  
СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ АД И ЭУ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета  
в качестве методических указаний к лабораторным работам*

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2007

УДК 621.452.3.539.4(075)

ББК 39.55

П 721



**Инновационная образовательная программа  
"Развитие центра компетенции и подготовка  
специалистов мирового уровня в области  
аэрокосмических и геоинформационных техноло-**

**"Образований"**

Составители: Ю. К. Пономарев, А. М. Уланов, А. С. Котов

Рецензент: инженер-конструктор ОАО СКБМ Р. Р. Каримов

**П 721 Проведение динамических испытаний средств вибро-**  
**защиты АД и ЭУ: методич. указания к лаб. работам. /Ю.К.**

*Пономарев, А.М. Уланов, А.С.Котов – Самара: Изд-во Самар. гос.  
аэрокосм. ун-та, 2007. 80 с. ил.*

Рассмотрено экспериментальное и теоретическое (в том числе с учетом нелинейности) исследование систем защиты от удара и вибрации, приведены рекомендации по проектированию систем защиты от удара и вибрации, даны алгоритмы расчета воздействия удара и вибрации при помощи простых моделей.

Методические указания предназначены для студентов двигателестроительных факультетов, обучающихся по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки".

УДК 621.452.3.539.4(075)

ББК 39.55

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2007

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
<b>1. Системы защиты от удара.....</b>	<b>5</b>
1.1. Параметры удара и методы расчета систем защиты от удара .	5
1.2. Рекомендации по проектированию систем защиты от удара..	16
1.3. Экспериментальное оборудование.....	19
1.4. Экспериментальное исследование систем защиты от удара.....	25
1.5. Алгоритм приближенного расчета удара с помощью линейной модели.....	26
1.6. Содержание отчета .....	28
<b>2. Системы защиты от вибрации .....</b>	<b>29</b>
2.1. Типы виброизоляторов и их расположение.....	29
2.2. Расчет собственных частот колебаний и амплитуд.....	33
2.3. Расчет влияния демпфирования.....	40
2.4. Определение динамических нагрузок, передающихся на поддерживающую конструкцию.....	52
2.5. Расчет виброизоляции при периодических поступательных и угловых колебаниях основания.....	60
2.6. Расчет виброзащитной системы при случайных колебаниях....	67
2.7. Экспериментальное исследование систем защиты от вибрации.....	70
2.8. Оборудование и методика проведения эксперимента.....	71
2.9. Содержание отчета.....	78
<b>Литература.....</b>	<b>79</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

Целью работ является знакомство с системами защиты от удара и вибрации, с параметрами ударных и вибрационных нагрузок, методами расчета систем защиты от удара и вибрации, методами экспериментального исследования и проектирования этих систем.

Ударные и вибрационные нагрузки очень широко распространены как в аэрокосмической (вибрации в результате работы двигателя, удар при посадке самолета или разделении ступеней ракеты и т.д.), так и наземной технике. В пособии рассмотрены методы, учитывающие нелинейность характеристик виброизоляторов, применяемых для защиты оборудования от удара и вибрации.

Изучение систем защиты от удара и вибрации требует знаний по высшей математике и теоретической механике. Знания, полученные студентом по курсу «Вибрация и прочность авиационных двигателей и энергетических установок», используются далее при изучении конструкции авиационных двигателей и энергетических установок, а также при дипломном проектировании.

# 1. СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ОТ УДАРА

## 1.1. Параметры удара и методы расчета систем защиты от удара

Ударом в технике называют кинематическое или силовое возмущение относительно большой интенсивности и относительно малой продолжительности. При кинематическом возмущении удар определяется законом изменения ускорения основания  $w$ , на котором расположен защищаемый объект, от времени  $t$ .

Наибольшее значение имеют максимальное ускорение основания  $w_0$ , время удара  $\tau$  и полный импульс ударного воздействия на тело с массой  $m$

$$S = m \int_0^{\tau} w(t) dt \quad (1.1)$$

Для упрощения при расчетах форму ударного импульса рассматривают как прямоугольную, треугольную, полусинусоидальную, пилообразную и т.д. (рис.1.1).

В некоторых случаях рассматривают длительность удара на уровне  $w_d$ , понимая под этим промежуток времени длительностью  $\tau_d$ , при котором  $w(t) > w_d$ .

Расчетная модель системы защиты от удара с одной степенью свободы состоит из тела, движущегося вдоль оси  $X$ , виброизолятора, создающего силу  $R(x, \dot{x})$ , и основания. При силовом возмущении внешняя сила  $F(t)$  приложена к телу в направлении оси  $X$ , основание при этом считается неподвижным и является объектом защиты.

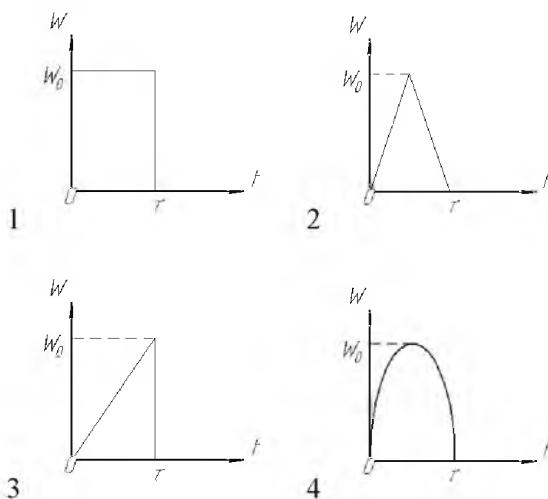


Рис.1.1. Формы ударного импульса. 1 – прямоугольная, 2 – треугольная, 3 – пилообразная, 4 – полусинусоидальная

Уравнение движения тела при этом имеет вид

$$\ddot{x} + r(x', \dot{x}') = w(t) , \quad (1.2)$$

где  $w(t) = F(t)/m$  ,  $r(x', \dot{x}') = R(x', \dot{x}')/m$  ,  $x'$  – абсолютная координата тела.

При кинематическом возмущении основание движется по закону  $u(t)$  , объектом защиты от удара является тело, которое подвергается воздействию со стороны виброизолятора, создающего силу  $R(x, \dot{x})$  , где  $x = x' - u$  – относительная координата тела. Уравнение движения тела при этом имеет вид

$$\ddot{x} + r(x, \dot{x}) = w(t) , \quad (1.3)$$

где  $w(t) = -\ddot{u}(t)$ . Уравнения (1.2) и (1.3) совпадают с точностью до обозначений, поэтому расчет силового и кинематического ударного возбуждения одинаков.

Рассмотрим вначале простейшую линейную модель системы защиты от удара с виброизолятором с постоянной жесткостью  $k$  (рис.2). Поскольку длительность удара мала, предположим, что его энергия почти не успевает рассеяться в виброизоляторе, и демпфированием можно пренебречь. В таком случае уравнение движения имеет вид

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = w(t), \quad (1.4)$$

где  $\omega_0^2 = k/m$  – собственная частота системы.

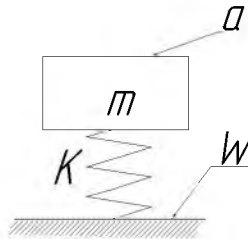


Рис.1.2. Линейная модель системы защиты от удара.

Движение такой системы после воздействия мгновенного импульса  $S_0$  в момент  $\theta$  происходит согласно уравнению

$$x = x(\theta) \cos \omega_0(t - \theta) + \frac{\dot{x}(\theta)}{\omega_0} \sin \omega_0(t - \theta).$$

При начальных условиях  $x(\theta) = 0$ ,  $\dot{x}(\theta) = \frac{S_0}{m}$ , это уравнение

принимает вид  $x = \frac{S_0}{\omega_0 m} \sin \omega_0(t - \theta)$ . Рассматривая воздействие на

систему как серию импульсов  $mw(\theta)d\theta$ , приходим к интегралу



$$x = \frac{1}{\omega_0} \int_0^t w(\theta) \sin \omega_0(t - \theta) d\theta \quad (1.5a)$$

при  $0 < t \leq \tau$  или

$$x = \frac{1}{\omega_0} \int_0^\tau w(\theta) \sin \omega_0(t - \theta) d\theta \quad (1.5b)$$

при  $\tau < t$  (в этом случае действие удара уже прекратилось и система совершает свободные колебания).

Из (1.4) абсолютное ускорение защищаемого объекта

$$a(t) = \omega_0^2 x(t) \quad (1.6)$$

Поскольку основная цель расчета на удар состоит в определении максимальных абсолютного ускорения и относительного перемещения защищаемого объекта, соотношения (1.5) и (1.6) удобно представить в виде [1]:

$$x(t) = \frac{1}{\omega_0} Q(t) \sin(\omega_0 t - \Psi(t)) , \quad (1.7)$$

$$a(t) = \omega_0 Q(t) \sin(\omega_0 t - \Psi(t)) , \quad (1.8)$$

где  $Q(t) = \sqrt{A^2(t) + B^2(t)}$  ,  $\Psi(t) = \arctg \frac{B(t)}{A(t)}$  ,

$$A(t) = \int_0^t w(\theta) \cos \omega_0 \theta d\theta , \quad B(t) = \int_0^t w(\theta) \sin \omega_0 \theta d\theta .$$

При  $\tau < t$

$$A(t) = A(\tau) , \quad B(t) = B(\tau) , \quad Q(t) = Q(\tau) , \\ \Psi(t) = \Psi(\tau) .$$

В соответствии с (1.7) и (1.8), процессы  $x(t)$  и  $a(t)$  можно рассматривать как модулированные по амплитуде колебания с частотой  $\omega_0$  , причем функции

$\frac{1}{\omega_0}Q(t)$  и  $\omega_0 Q(t)$  можно рассматривать как огибающие.

Наибольшие значения перемещения и ускорения не могут быть больше их.

Зависимости ускорений основания и защищаемого объекта от времени показаны на рис. 3. Пусть в момент  $t_0$  отклонение объекта наибольшее. Если  $\tau < t_0$ , удар называется **коротким**, в противном случае – **длинным**.

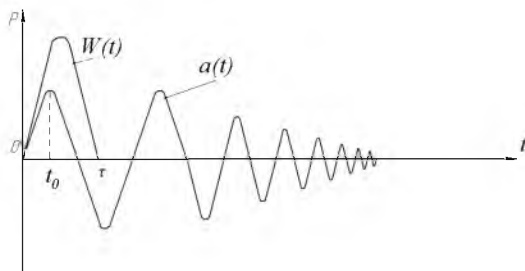


Рис.1.3. Зависимости ускорений основания и защищаемого объекта от времени

Для простейшего случая удара с постоянным ускорением  $w_0$  (ударный импульс прямоугольной формы) получаем решение [2]:

$$x = \frac{2w_0}{\omega_0^2} \sin \frac{\omega_0 \tau}{2} \sin \omega_0 \left( t - \frac{\tau}{2} \right) . \quad (1.9)$$

Наибольшее значение перемещения объекта в этом случае

$$x_{\max} = \frac{2w_0}{\omega_0^2} \sin \frac{\omega_0 \tau}{2} , \quad (1.10)$$

ускорение защищаемого объекта равно

$$a_{\max} = 2w_0 \sin \frac{\omega_0 \tau}{2} . \quad (1.11)$$

Видно, что эффективность защиты от удара зависит от значения безразмерного параметра  $\omega_0 \tau$  (или  $\frac{\tau}{T}$ , где  $T$  – период собственных колебаний системы). Коэффициент передачи удара

$$\eta = \frac{a_{\max}}{w_0} = 2 \sin \frac{\omega_0 \tau}{2}. \quad (1.12)$$

Защита от удара ( $\eta < 1$ ) обеспечивается при  $\omega_0 \tau < \frac{\pi}{3}$ .

Приведем решения для некоторых других простейших форм ударного импульса:

Полусинусоидальная форма [3]:

$$a_{\max} = 2w_0 \frac{\frac{\pi}{\omega_0 \tau}}{\frac{\pi^2}{\omega_0^2 \tau^2} - 1} \sin \frac{\omega_0 \tau}{2} \quad \text{при } \tau < t_0; \quad (1.13a)$$

$$a_{\max} = \frac{w_0}{1 - \frac{\pi^2}{\omega_0^2 \tau^2}} \left( \sin \frac{\pi t_0}{\tau} - \frac{\pi}{\omega_0 \tau} \sin \omega_0 t_0 \right) \quad \text{при } t_0 < \tau \quad (1.13b)$$

Треугольная форма [1]:

$$a_{\max} = 2w_0 \frac{\sin^2 \frac{\omega_0 \tau}{2}}{\frac{\omega_0 \tau}{4}} \quad \text{при } \tau < t_0; \quad (1.14a)$$

$$a_{\max} = 2w_0 \left( 1 - \frac{t_0}{\tau} - \frac{\sin \omega_0 t_0}{\omega_0 t_0} - \frac{2 \sin \omega_0 \left( t_0 - \frac{\tau}{2} \right)}{\omega_0 \tau} \right)$$

$$\text{при } \frac{\tau}{2} \leq t_0 \leq \tau ; \quad (1.14b)$$

$$a_{\max} = 2w_0 \left( \frac{t_0}{\tau} - \frac{\ln \omega_0 t_0}{\omega_0 \tau} \right) \text{ при } 0 \leq t_0 \leq \frac{\tau}{2} . \quad (1.14c)$$

Уменьшение параметра  $\omega_0 \tau$  необходимо и в этих случаях. В частности, из (1.13а) можно получить, что для защиты от короткого удара полусинусоидальной формы требуется

$$\omega_0 \tau < \frac{2\pi}{1 + \sqrt{7}} \approx 1.73 .$$

Наибольшее возможное значение коэффициента передачи удара  $\eta_{\max} = 2$  для линейной системы при ударе прямоугольной формы можно получить из (1.11). Поскольку прямоугольная форма удара имеет наибольшее значение импульса  $S$ , для всех других форм удара наибольшее возможное значение коэффициента передачи удара  $\eta$  меньше. Так, для пилообразной формы  $\eta \leq 1.25$  [3], для полусинусоидальной формы  $\eta \leq 1.78$  [1].

Рассеивание энергии несколько уменьшает значение  $a_{\max}$ . Коэффициент передачи удара с учетом демпфирования можно оценить [4]:

$$\eta' \approx \eta \left( 1 - \frac{\psi}{8} \right) , \quad (1.15)$$

где  $\psi$  – коэффициент рассеивания энергии.

**Ударным спектром** системы называют зависимость коэффициента передачи удара от отношения длительности удара к периоду собственных колебаний системы (или, что то же самое, от произведения длительности удара на собственную частоту системы).

На рис. 1.4 приведен ударный спектр линейной демпфированной системы при ударе полусинусоидальной формы. Он получен при помощи уравнений (1.13) с учетом (1.15) [5].

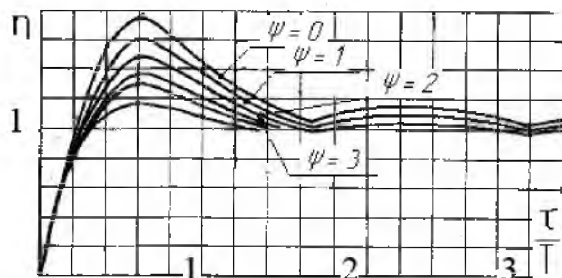


Рис.1.4. Ударный спектр линейной демпфированной системы защиты от удара при ударе полусинусоидальной формы

Нагрузочные характеристики  $P(x)$  (где  $P$  – сила,  $x$  – перемещение) виброизоляторов, применяемых в системах защиты от удара (в частности, из материала МР), часто существенно нелинейны. Различают **жесткую** нелинейную характеристику, в которой сила увеличивается больше, чем в линейной, и **мягкую** нелинейную характеристику, в которой сила увеличивается меньше, чем в линейной (рис.1.5).

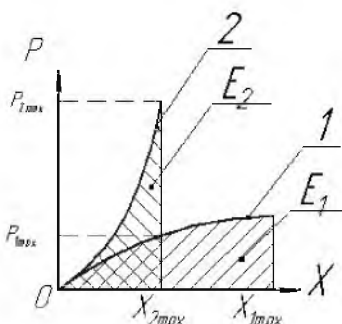


Рис.1.5. Мягкая (1) и жесткая (2) нелинейные характеристики виброизолятора

Допуская, что время удара мало, и пренебрегая демпфированием, получаем, что скорость объекта после удара равна

$$V = \int_0^{\tau} w(t) dt \quad (1.16)$$

Кинетическая энергия, вносимая ударом в систему

$$K = \frac{mV^2}{2} \quad (1.17)$$

Эта энергия равна потенциальной энергии деформирования виброизолятора  $E = \int_0^{x_{\max}} P(x) dx$ . Если максимальные деформации виброизоляторов с мягкой и жесткой характеристикой равны  $x_{1\max}$  и  $x_{2\max}$ , а максимальные их реакции, соответственно,  $P_{1\max}$  и  $P_{2\max}$  (см. рис.1.5), то площади  $E_1$  и  $E_2$  должны быть одинаковы и равны  $K$ .

Метод расчета воздействия удара на систему с нелинейными виброизоляторами ясен из рис.5. По уравнениям (1.16) и (1.17) рассчитывается значение энергии удара. Далее с последовательным увеличением  $x$  численно интегрируется площадь под нагрузочной характеристикой виброизолятора. Равенство интеграла значению  $K$  означает, что получены значения  $x_{\max}$  и  $P_{\max}$ . Наибольшее ускорение защищаемого объекта

$$a_{\max} = \frac{P_{\max}}{m} \quad .$$

Характеристика виброизолятора может быть несимметричной (как, например, у виброизоляторов из МР типов ДК, ДКУ, АК, АМГ) (рис.1.6). В таком случае необходимо интегрировать как участок сжатия, так и участок растяжения виброизолятора. Возможно, что значения  $x_{\max}$  и  $P_{\max}$  будут достигнуты порознь при деформации

виброизолятора в разных направлениях.

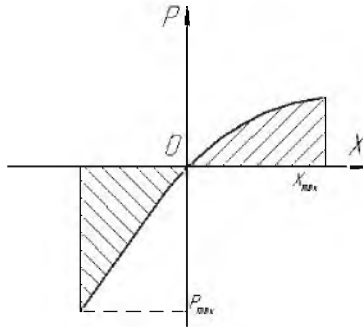


Рис. 1.6. Несимметричная характеристика системы защиты от удара

Упругие опоры объекта, как правило, используются для защиты не только от удара, но и от вибрации. Поскольку перемещения при вибрации значительно меньше, чем при ударе, жесткость системы в диапазоне малых деформаций  $\pm \Delta$  может быть выбрана оптимальной для защиты от вибрации и равной  $k_v$ , а в диапазоне больших деформаций – оптимальной для защиты от удара (рис. 1.7).

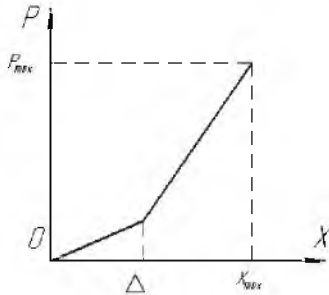


Рис. 1.7. Билинейная характеристика системы защиты от удара

Уравнение для такой билинейной системы может быть получено для прямоугольного удара из условия равенства энергии удара  $K$  площади под нагрузочной характеристикой системы.

$$a_{\max} = \frac{V^2 - \omega_0^2 \Delta^2}{x_{\max} - \Delta} - \omega_0^2 \Delta .$$

После расчета необходимо оценить период собственных колебаний системы  $T \approx 2\pi \sqrt{\frac{x_{\max} m}{P_{\max}}}$ . Поскольку момент достижения

максимальных ускорения и перемещения  $t_0 = \frac{T}{4}$ , если  $\frac{T}{4} < \tau$ , удар является длинным, допущение о малости времени его действия не выполняется и вышеизложенный расчет некорректен.

Если удар является длинным, рассматривать его как мгновенный импульс, вносящий энергию в систему, нельзя. Более корректным будет замена  $w(t)$  импульсом прямоугольной формы той же площади, той же длительности  $\tau$  и интенсивности  $w_s$  [1].

$$w_s = \frac{\int_0^{\tau} w(t) dt}{\tau}$$

Под действием квазипостоянного ускорения  $w_s$  система получает квазистатическое перемещение  $x_s$ , рассчитываемое при помощи нагрузочной характеристики:

$$mw_s = P(x_s)$$

Относительно нового положения равновесия ( $x_s; mw_s$ ) система совершает свободные колебания (рис. 1.8, а, б). Их энергия равна

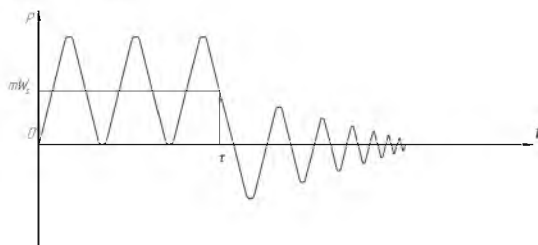
$$E = \int_0^{x_s} (mw_s - P(x)) dx$$

Пренебрегая рассеиванием энергии, получаем, что такова же энергия системы при колебании в противоположную сторону

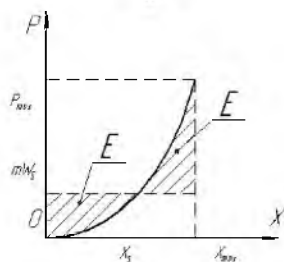


$$E = \int_{x_s}^{x_{\max}} (P(x) - mw_s) dx$$

Это уравнение решается численным интегрированием для определения  $x_{\max}$  и  $P_{\max}$ .



а



б

Рис. 1.8. Воздействие длинного удара на нелинейную систему:  
а – в координатах  $(t; P)$ , б – в координатах  $(x; P)$

## 1.2. Рекомендации по проектированию систем защиты от удара

Целью системы защиты от удара является снижение ускорения, действующего на защищаемый объект и вызывающего его разрушение. При этом перемещение объекта также должно не превосходить допустимого (иначе возможны обрыв подведенных к защищаемому объекту кабелей и трубопроводов, соударение его с соседними узлами, кроме того, деформации виброизоляторов также

имеют конечные значения).

Из уравнения (1.12) видно, что для уменьшения коэффициента передачи удара  $\eta$  необходимо уменьшение параметра  $\omega_0 \tau$ . При заданной длительности удара этого можно добиться уменьшением собственной частоты системы. Это достигается либо уменьшением количества виброизоляторов (при этом увеличивается масса на один виброизолятор), либо уменьшением их жесткости.

Но чем меньше собственная частота, тем больше будет максимальное перемещение защищаемого объекта. А это не всегда возможно по конструктивным соображениям. Создание системы защиты от удара всегда требует компромисса между значениями наибольшего ускорения и наибольшего перемещения защищаемого объекта.

Также из рис. 1.5 видно, что виброизолятор с мягкой характеристикой обеспечивает малое значение ускорения защищаемого объекта  $a_{1\max} = \frac{P_{1\max}}{m}$ , но при этом перемещение объекта будет велико. Виброизолятор с жесткой характеристикой обеспечивает малое перемещение защищаемого объекта, но его ускорение будет велико. Одновременно минимизировать обе эти величины невозможно.

Теоретически оптимальная характеристика системы защиты от удара имеет вид прямоугольника (фигуры с наибольшей площадью) (рис.1.9), но она реализуема только для одноразовых устройств, например, крешерной втулки, которая при достижении силой значения  $P_{\max}$  ломается и деформируется до значения  $x_{\max}$ .

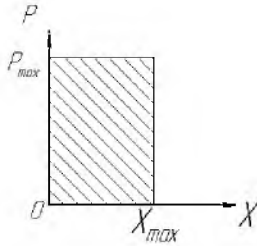


Рис.1.9. Теоретически оптимальная характеристика системы защиты от удара

При увеличении массы на один виброизолятор увеличивается динамическая нагрузка на виброизолятор, которая может оказаться больше его предела прочности. Кроме того, при жесткой характеристике виброизолятора увеличение массы может не дать никакого эффекта. Точка статического равновесия виброизолятора сдвигается в область большей жесткости, жесткость системы увеличивается одновременно с увеличением массы, и значение  $\omega_0$  практически не меняется.

Видно, что чем длиннее удар, тем труднее обеспечить защиту от него. Требуется все меньшая частота системы и все большее максимальное перемещение для поглощения энергии удара. Поэтому удары при наземной транспортировке с малым значением  $\omega_0$ , но с большой длительностью, могут оказаться более опасными, чем, например, очень интенсивный, но кратковременный удар при попадании снаряда в броню.

Во многих случаях приходится мириться с тем, что упругие опоры системы не ослабляют удар, а усиливают его. При этом упругие опоры необходимы для защиты от вибрации. Иначе при жестком креплении коэффициент усиления вибрации на резонансе может достигать 100 и более, что недопустимо, а коэффициент передачи удара в линейной системе не превышает 2 (в нелинейной он может быть несколько больше).

### 1.3. Экспериментальное оборудование

В стендах УС - КуАИ и СУ - 1 реализован принцип получения ударного воздействия с использованием свободно падающего стола. На падающем столе размещается испытуемый виброизолятор с закрепленной на нем массой. Стол падает на тормозное устройство. В результате торможения стола при вступлении его во взаимодействие с тормозным устройством, виброизолятор получает ударный импульс, равный произведению номинальной массы на интегральное значение ускорения за период действия импульса. Принципиальная схема ударного стенда представлена на рис. 1.10.

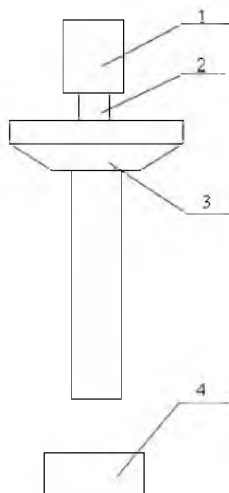


Рис. 1.10. Принципиальная схема ударного стенда. 1 – номинальная масса; 2 – виброизолятор; 3 – свободнопадающий стол; 4 – тормозное устройство.

Подъем стола осуществляется кулачковым механизмом, приводимым в движение электродвигателем (на схеме условно не показан). Высота подъема стола на стенде УС – КуАИ меняется регулировкой сбрасывающего механизма, на стенде СУ – 1

изменение высоты сбрасывания регулируется изменением высоты тормозного устройства.

Контроль ударного ускорения и длительности удара производится системой измерения. Схема системы измерения представлена на рис. 1.11. Измерительный преобразователь закрепляется непосредственно на падающем столе. В качестве преобразователей в составе обоих стендов используются пьезоэлектрические преобразователи немецкой фирмы RFT KD – 32 и KD – 33. Сигнал с измерительного преобразователя поступает на согласующий усилитель, и далее – на запоминающий осциллограф. В составе обоих стендов используются согласующий усилитель 2035 фирмы «Брюль и Кьер» и запоминающий осциллограф GDS – 820 (фирма GOODWILL). Прописанный на экране осциллографа сигнал позволяет определить амплитуду и длительность ударного импульса. Форма импульса зависит от применяемого тормозного устройства. Для стендов СУ – 1 и УС – КуАИ форма ударного ускорения близка к полусинусоиде.

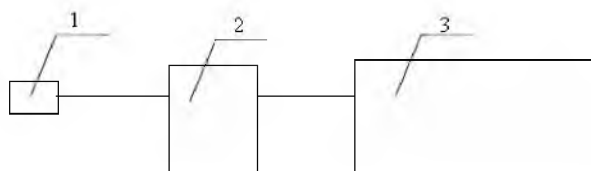


Рис. 1.11. Схема системы измерения ударного стенда. 1 – измерительный преобразователь; 2 – согласующий усилитель; 3 – запоминающий осциллограф.

Управление амплитудой и длительностью удара осуществляется высотой подъема стола с закрепленным на нем виброизолятором (соответственно и высотой сбрасывания) и жесткостью тормозного устройства, на которое падает стол. Тормозное устройство обоих упомянутых стендов представляет собой набор резиновых прокладок. Жесткость тормозного устройства подбирается

толщиной устанавливаемых прокладок и их количеством.

Основной проблемой при проведении ударных испытаний является подбор необходимого пакета прокладок, обеспечивающих требуемые параметры удара. Длительность действия ударного ускорения  $\tau$  непосредственно связана с жесткостью тормозного устройства  $C$  и для линейного тормозного устройства может быть выражена как

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{M}{C}},$$

где  $M$  – масса стола с изделием.

Тормозные устройства обоих ударных стендов являются нелинейными. Для них максимальное ускорение при ударе зависит как от приращения скорости  $\Delta V$ , так и от длительности ударного импульса. При полусинусоидальной форме ударного импульса:

$$w_0 = \frac{\Delta V}{\tau \chi},$$

где  $\chi$  – коэффициент формы, равный для полусинусоиды  $2 / \pi$ .

Приращение скорости

$$\Delta V = V_0 (1 + k_v),$$

где  $k_v$  – коэффициент восстановления скорости,  $V_0$  – начальная скорость удара.

Для тормозных устройств, выполненных из резины,  $\Delta V = (1.3 \dots 1.6)V_0$ .

Для ударных установок со свободным падением стола

$$V_0 = \sqrt{2gH},$$

где  $H$  – высота подъема стола ударного стенда,  $g$  – ускорение свободного падения.

Основная погрешность, получаемая при расчете с используемой теорией, обусловлена нелинейностью тормозного устройства.

Более подробная схема стенда УС – КуАИ приведена на рис.

1.12. Стенд состоит из:

- станины (1);
- приводного механизма (2);
- стола (3);
- электропривода (4);
- редуктора (5);
- тормозного устройства (6);
- измерительного комплекса (на рис. 1.12 не показан).

Станина представляет собой жестко связанные направляющие для штоков приводного механизма и стола (7), устанавливаемые с помощью специальных лап (8) на жесткое основание.

Приводной механизм состоит из штока (9), приводимого в движение от электропривода через редуктор и жестко связанный с редуктором кулачок (10). На штоке закреплен рычаг механизма сбрасывания стола (11). Регулируемый кулачок (12) на станине дает возможность осуществлять регулировку высоты сбрасывания.

Тормозной механизм (6) представляет собой набор прокладок, выполненных из резины различной толщины и устанавливаемых в специальную оправку.

Стенд обеспечивает следующие параметры:

Максимальный вес испытываемых изделий - 20 кг.

Максимальная высота падения стола – 250 мм.

Пиковые ускорения и длительности удара, обеспечиваемые стендом, приведены в табл.1.1.

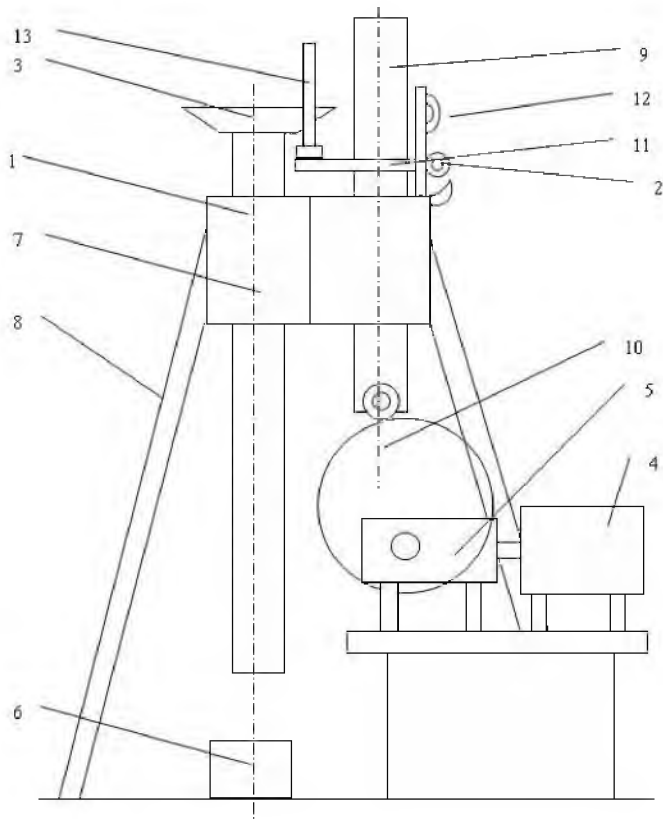


Рис. 1.12. Схема ударного стенда УС – КуАИ



Табл. 1.1. Возможности ударного стенда по ускорению и длительности удара

Без нагрузки			Номинальная нагрузка		
m = 0 кг			m = 20 кг		
Пиковое ускорение, м/с <sup>2</sup>	Длительность, мс		Пиковое ускорение, м/с <sup>2</sup>	Длительность, мс	
	min	max		min	max
40	20	30	40	10	30
100	5	25	100	4	30
150	3	25	150	3	30
300	1,5	20	300	3	20
700	1,5	10	700	1,5	10
1000	1,5	4	1000	1,5	4
1500	1,5	2	1500	1,5	2
2000		1,5	2000		1,5

Значения пикового ускорения и длительности ударного воздействия, отличные от приведенных в таблице, могут быть получены регулировкой высоты сбрасывания стола и подбором толщины и материала пакета прокладок.

Порядок работы со стендом следующий:

- установить стол стенда в крайнее верхнее положение и отключить стенд от сети;

- установить в оправку тормозного устройства необходимый пакет прокладок;

- включить стенд и по осциллографу убедиться в том, что обеспечиваются необходимая длительность импульса и величина ускорения;

- установить на стол виброизолятор с массой;

- включить стенд и обеспечить необходимое количество ударов;
- по окончании работ установить стол в крайнее нижнее положение, выключить электродвигатель.

Не допускается проводить регулировку высоты подъема стола и менять прокладки тормозного устройства при работающем стенде.

#### 1.4. Экспериментальное исследование систем защиты от удара

При экспериментальном исследовании измеряются значения ускорений на столе ударного стенда  $w_0$  и на массе с упругими опорами  $a_{\max}$ . По их отношению определяется коэффициент

$$\text{передачи удара } \eta = \frac{a_{\max}}{w_0}.$$

1. Установить на столе ударного стенда виброизолятор типа ДКА-38-4/15 (линеаризованная жесткость  $k_1 \approx 19 \text{ N / mm}$ ). Закрепить на нем массу  $m_1 = 0.5 \text{ kg}$ . Воздействовать на систему ударом с параметрами  $w_0 = 100 \text{ m/s}^2$ ,  $\tau_1 = 0.005 \text{ s}$ . Замерить значение  $a_{\max}$ , получить значение  $\eta$ .
2. Увеличить время удара до  $\tau_2 = 0.01 \text{ s}$ . Получить значение  $\eta$ , убедиться в его увеличении с увеличением времени удара.
3. Установить на виброизолятор увеличенную массу  $m_2 = 2 \text{ kg}$ . Воздействовать на систему ударом с параметрами  $w_0 = 100 \text{ m/s}^2$ ,  $\tau_1 = 0.005 \text{ s}$ . Получить значение  $\eta$ , убедиться в его уменьшении с уменьшением собственной частоты системы.
4. Установить виброизолятор втулочного типа ВВ-20 с жесткой характеристикой (линеаризованная жесткость  $k_2 \approx 88 \text{ N / mm}$ ).

Закрепить на нем массу  $m_1 = 0.5\text{kg}$ . Воздействовать на систему ударом с параметрами  $w_0 = 100\text{m/s}^2$ ,  $\tau_1 = 0.005\text{ s}$ . Получить значение  $\eta$ , убедиться, что оно увеличивается с увеличением жесткости системы, и что  $\eta > 2$

5. Установить виброизолятор кольцевого типа АМГ (линеаризованная жесткость  $k_3 \approx 2,6\text{N/mm}$ ). Закрепить на нем массу  $m_3 = 0.15\text{kg}$ . Воздействовать на систему ударом с параметрами  $w_0 = 100\text{m/s}^2$ ,  $\tau_1 = 0.005\text{ s}$ . Получить значение  $\eta$ .

### 1.5. Алгоритм приближенного расчета удара с помощью линейной модели

1. Рассчитать значение скорости. Для удара треугольной формы  $V = 0.5w_0\tau$ .

2. Рассчитать собственную частоту системы  $\omega_0 \approx \sqrt{\frac{k}{m}}$ , период

собственных колебаний  $T \approx \frac{2\pi}{\omega_0}$  и время достижения

максимального отклонения  $t_0 = \frac{T}{4}$ . Если  $t_0 < \tau$ , удар является

длинным, перейти к п. 5.

3. Поскольку кинетическая энергия удара равна потенциальной энергии деформированного виброизолятора,

$K = \frac{mV^2}{2} = \frac{kx_{\max}^2}{2}$  . Отсюда определить максимальную

деформацию виброизолятора  $x_{\max} = V \sqrt{\frac{m}{k}}$  .

4. Определить максимальное ускорение  $a_{\max} = x_{\max} \omega_0^2$  и коэффициент передачи удара  $\eta = \frac{a_{\max}}{w_0}$  .

5. Если удар длинный, найти эквивалентное ускорение  $w_s$  (для удара треугольной формы  $w_s = 0.5w_0$  ), квазистатическое перемещение  $x_s = \frac{mw_s}{k}$  .

6. Видно (рис. 1.10), что для линейной системы  $x_{\max} = 2x_s$  ,  $P_{\max} = 2mw_s = mw_0$  , отсюда максимальное ускорение  $a_{\max} = \frac{P_{\max}}{m} = w_0$  , и коэффициент передачи удара для длинного удара в линейной системе для треугольного импульса  $\eta = \frac{a_{\max}}{w_0} = 1$  .

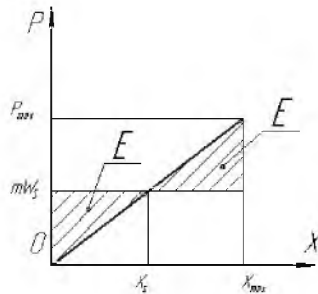


Рис. 1.10. Воздействие длинного удара треугольной формы на линейную систему

## 1.6. Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- таблицы с указанием необходимых для расчета и эксперимента параметров систем защиты от удара (масса, жесткость, тип виброизолятора) и ударов (максимальное ускорение, длительность, форма импульса);
- экспериментальные результаты;
- выполненные расчеты;
- сравнение расчетных и экспериментальных результатов и их анализ.

## 2. СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ОТ ВИБРАЦИИ

### 2.1. Типы виброизоляторов и их расположение

Виброизоляция машин — одно из наиболее действенных средств борьбы с колебаниями конструкций зданий и сооружений, вызываемыми работой машин. Виброизоляция применяется либо для уменьшения динамических воздействий, передаваемых машиной на поддерживающие конструкции, либо для снижения уровня вибраций приборов и прецизионных машин — вибраций, вызываемых колебаниями поддерживающих конструкций или основания. Виброизоляция снижает уровень колебаний рабочих мест и, следовательно, устраняет вредное влияние вибраций.

Известно большое количество типов виброизоляторов, каждый из которых обладает своими преимуществами и недостатками.

1. Стальные пружины. Обладают значительной прочностью, невысокой стоимостью, характеристики линейны, что упрощает расчет виброзащитной системы. Однако обладают слишком низким рассеиванием энергии колебаний — коэффициент передачи на резонансе достигает 100 и более, что может повести к разрушению оборудования при переходе через резонанс.

2. Резиновые виброизоляторы. Стоимость их невысока, рассеивание энергии колебаний существенно больше, чем в пружинах (коэффициент передачи на резонансе около 10 или даже менее), вес существенно меньше, чем у стальных виброизоляторов. Но обладают низкой способностью выдерживать воздействие окружающей среды (высокие и низкие температуры, масло, топливо, кислоты, вакуум, радиация, свет и т.д.), недостаточной прочностью.

3. Гидравлические и пневматические виброизоляторы и демпферы. Обладают высокой нагрузочной способностью (десятки и

сотни тонн, например, амортизаторы, гасящие удар самолета при посадке), рассеивание энергии колебаний достаточно велико (коэффициент передачи на резонансе может достигать 3). Однако нуждаются для своей работы в сложных системах, обеспечивающих давление жидкости или газа (насосы, фильтры и т.д.), чувствительны к засорению рабочих органов. Характеристики зависят от частоты колебаний (для гидравлических виброизоляторов) или от квадрата частоты колебаний (для пневматических виброизоляторов), что затрудняет расчет виброзащитной системы.

4. Виброизоляторы сухого трения (пластинчатые, тросовые, из прессованной проволочной сетки, из материала МР). Обладают очень высоким рассеиванием энергии (коэффициент передачи на резонансе до 1.5), высокой прочностью и стойкостью к вредному воздействию окружающей среды (например, материал МР сохраняет работоспособность в диапазоне температур – 250... + 700 С). Но технология изготовления этих виброизоляторов сложнее, что определяет их более высокую стоимость. Характеристики их нелинейны, что затрудняет расчет виброзащитной системы.

Для проектирования виброизоляции какого-либо объекта необходимы:

- а) чертежи объекта с указанием расположения мест крепления;
- б) данные:
  - о весе объекта, положении его центра тяжести, моментах инерции относительно главных центральных осей;
  - о рабочих частотах (частотах действующих нагрузок);
  - о скорости нарастания числа оборотов при пуске и их убывании при остановке;
  - о величинах, направлениях и координатах точек приложения возмущающих сил и необходимые сведения о возмущающих моментах;

- в) характеристика различных подводок (трубопроводов, кабелей и т.д. - их назначение, материал, форма, размеры и др.) с указанием мест их присоединения к объекту;
- г) чертежи конструкции, поддерживающей объект, и ее характеристику (допускаемая статическая нагрузка и др.);
- д) требования, предъявляемые к виброизоляции:
- допускаемые амплитуды перемещения и ускорения защищаемого объекта (допускаемое перемещение связано обычно с возможностью разрыва подведенных к объекту трубопроводов и кабелей, с возможностью удара защищаемого объекта о соседние конструкции, с точностью работы станка или оптической системы; допускаемое ускорение обычно связано с тем, какие инерционные нагрузки может выдержать объект, не теряя работоспособности);
  - допускаемые амплитуды колебаний поддерживающей конструкции или допускаемые динамические нагрузки на поддерживающую конструкцию;
- е) физико-механические характеристики материалов, применяемых для изготовления упругих и демпфирующих элементов виброизоляции;
- ж) сведений о возможности воздействия на виброизоляторы различных агрессивных веществ (воды, масел, кислот, щелочей и т. п.) и перепадах температуры воздуха в местах установки виброизоляторов;
- з) данные о жесткостных характеристиках виброизолируемой машины.

Размещение виброизоляторов можно осуществить в двух вариантах:

- а) опорном (рис. 2.1, а), когда виброизоляторы расположены непосредственно под корпусом изолируемой машины или под жестким постаментом (фундаментным блоком), на котором укреплена сама машина;



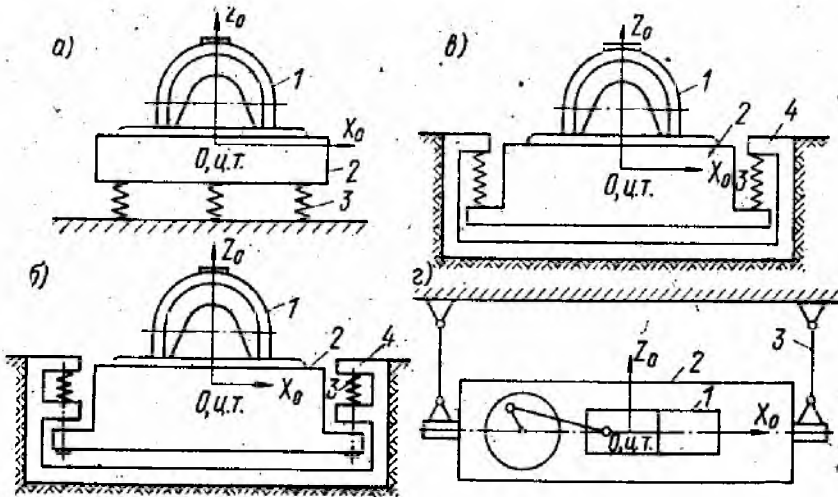


Рис. 2.1. Схемы виброизоляции машин: а — опорный вариант; б — вариант с подвесными стержнями и пружинами, работающими на сжатие; в — подвесной вариант с пружинами, работающими на растяжение; г — подвесной вариант с шарнирными стержнями; 1 — машина; 2 — постамент (фундаментный блок); 3 — виброизоляторы; 4 — подфундаментный короб (корыто)

б) подвесном, когда изолируемый объект подвешен на виброизоляторах, закрепленных выше подошвы постамента и работающих на сжатие (рис. 2.1, б) или растяжение (рис. 2.1, в).

Основными параметрами виброизоляции являются: масса и моменты инерции массы виброизолируемой установки, жесткости и коэффициенты демпфирования виброизоляторов.

При выборе этих параметров необходимо стремиться к тому, чтобы:

а) динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающие конструкции, были снижены до уровня, при котором амплитуды колебаний конструкций не превысят амплитуд, допускаемых требованиями санитарных норм или технологического характера, либо требованиями обеспечения несущей способности конструкций;

б) амплитуды колебаний виброизолированной установки не превышали допускаемых значений, устанавливаемых технологами и заводами — изготовителями машин, что обеспечивало бы нормальную работу виброизолированного агрегата.

## 2.2. Расчет собственных частот колебаний и амплитуд

Обычно при расчете используется система координат с началом в центре тяжести защищаемого объекта, с осью  $Z_0$ , направленной вертикально (обычно она совпадает с осями симметрии виброизоляторов), и осями  $X_0, Y_0$ , расположенными в горизонтальной плоскости. Эффективность виброизоляции при действии гармонических нагрузок оценивается коэффициентами передачи. При поступательных колебаниях виброизолированной установки в направлении оси  $X_0$  и ее вращательных колебаниях вокруг этой же оси соответствующие коэффициенты передачи определяются формулами:

$$\begin{aligned} \mu_x &= \frac{P_{kx}}{P_x} = \frac{1}{\alpha_x^2 - 1}; \\ \mu_{\varphi x} &= \frac{M_{kx}}{M_{0x}} = \frac{1}{\alpha_{\varphi x}^2 - 1}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Здесь  $P_{kx}, M_{kx}$  - амплитуды гармонической силы и гармонического момента относительно оси  $X_0$ , передающиеся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию;

$P_x, M_{0x}$  - амплитуды гармонической силы и гармонического момента воздействующих на изолируемую установку (возмущающие моменты  $M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}$  относительно осей  $X_0, Y_0, Z_0$ , воздействующие на виброизолированную установку (в общем случае складываются из моментов, возникающих при эксплуатационном режиме машины и моментов, появляющихся в результате того, что возмущающие силы

в том же режиме не проходят через центр тяжести виброизолированной установки);

$\alpha_x = \omega_0/\omega_x$ ,  $\alpha_{\varphi x} = \omega_0/\omega_{\varphi x}$  — отношения круговой частоты вынужденных колебаний  $\omega_0$  к круговой частоте  $\omega_x$  собственных поступательных (вдоль оси  $X_0$ ) и к круговой частоте  $\omega_{\varphi x}$  собственных вращательных колебаний установки относительно той же оси. Круговую частоту  $\omega_0$  определяют из формулы  $\omega_0 = 2\pi f_0$  (рад/сек), где  $f_0 = N/60$  — частота вынужденных колебаний в Гц,  $N$  — число оборотов (циклов) машины в 1 мин. Круговые частоты  $\omega_x$ ,  $\omega_{\varphi x}$  определяют без учета взаимной связи собственных колебаний по различным направлениям.

При поступательных колебаниях виброизолированной установки в направлении осей  $Y_0$ ,  $Z_0$  и вращательных колебаниях относительно этих же осей индекс  $x$  в формулах (2.1) заменяется соответственно на  $y$  или  $z$ . Если центр тяжести виброизолированной установки совпадает с центром жесткости виброизоляторов, то формулы (2.1) для всех осей координат остаются точными. В противном случае некоторые из формул будут приближенными.

При предварительном подборе необходимых параметров системы защиты от вибрации амплитуды колебаний установки допускается определять по приближенным формулам (2.2) и (2.3):

$$\alpha_{0x} = \frac{P_x}{m\omega_0^2}; \quad \alpha_{0y} = \frac{P_y}{m\omega_0^2}; \quad \alpha_{0z} = \frac{P_z}{m\omega_0^2}; \quad (2.2)$$

$$\varphi_{0x} = \frac{M_{0x}}{J_{0x}\omega_0^2}; \quad \varphi_{0y} = \frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2}; \quad \varphi_{0z} = \frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2}, \quad (2.3)$$

где  $\alpha_{0x}$ ,  $\alpha_{0y}$ ,  $\alpha_{0z}$  — амплитуды колебаний центра тяжести установки в направлениях координатных осей  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ ;

$\varphi_{0x}$ ,  $\varphi_{0y}$ ,  $\varphi_{0z}$  — амплитуды вращательных колебаний установки относительно осей координат  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ ;

$P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  — амплитуды возмущающих сил по направлениям осей

$X_0, Y_0, Z_0$ ;

$M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}$  — амплитуды возмущающих моментов относительно осей  $X_0, Y_0, Z_0$ ;

$J_{0x}, J_{0y}, J_{0z}$  — моменты инерции виброизолированной установки относительно осей  $X_0, Y_0, Z_0$ ;

$m$  — масса всей установки.

Приближенную оценку наибольших амплитуд колебаний виброизолированного объекта в какой-либо  $i$ -ой точке можно производить по формулам:

$$\begin{aligned}\bar{a}_{xi} &= |a_{0x}| + |\varphi_{0y}z_{0i}| + |\varphi_{0z}y_{0i}|; \\ \bar{a}_{yi} &= |a_{0y}| + |\varphi_{0z}x_{0i}| + |\varphi_{0x}z_{0i}|; \\ \bar{a}_{zi} &= |a_{0z}| + |\varphi_{0x}y_{0i}| + |\varphi_{0y}x_{0i}|;\end{aligned}\tag{2.4}$$

где  $x_{0i}, y_{0i}, z_{0i}$  — координаты  $i$ -ой точки в системе осей  $X_0, Y_0, Z_0$  с началом в центре тяжести установки. Прямые скобки обозначают абсолютные значения заключенных в них величин.

Если виброизолированная установка колеблется в одной из плоскостей, образованных осями  $X_0, Y_0, Z_0$ , то наибольшие амплитуды колебаний  $i$ -ой точки определяют по формулам:

а) при колебаниях в плоскости  $X_0Y_0$ :

$$\begin{aligned}\bar{a}_{xi} &= |a_{0x}| + |\varphi_{0z}y_{0i}|; \\ \bar{a}_{yi} &= |a_{0y}| + |\varphi_{0z}x_{0i}|;\end{aligned}\tag{2.5}$$

б) при колебаниях в плоскости  $X_0Z_0$ :

$$\begin{aligned}\bar{a}_{xi} &= |a_{0x}| + |\varphi_{0y}z_{0i}|; \\ \bar{a}_{zi} &= |a_{0z}| + |\varphi_{0y}x_{0i}|;\end{aligned}\tag{2.6}$$

в) при колебаниях в плоскости  $Y_0Z_0$ :

$$\begin{aligned}\bar{a}_{yi} &= |a_{0y}| + |\varphi_{0x} z_{0i}|; \\ \bar{a}_{zi} &= |a_{0z}| + |\varphi_{0x} y_{0i}|;\end{aligned}\quad (2.7)$$

Если вычисленные по формулам (2.4)—(2.7) амплитуды колебаний установки окажутся больше допускаемых, то необходимо увеличить ее массу и соответствующие моменты инерции. Это достигается устройством специального постаменты или увеличением его размеров и веса.

Необходимые величины общих (суммарных) жесткостей всех виброизоляторов (для схем, приведенных на рис. 2.1, а, б, в) вычисляют, в зависимости от направления колебаний, по формулам:

$$\begin{aligned}K_x &= m\omega_x^2; \quad K_y = m\omega_y^2; \quad K_z = m\omega_z^2; \\ K_{\varphi x}^* &= J_{0x}\omega_{\varphi x}^2; \quad K_{\varphi y}^* = J_{0y}\omega_{\varphi y}^2; \quad K_{\varphi z}^* = J_{0z}\omega_{\varphi z}^2;\end{aligned}\quad (2.8)$$

где

$$\begin{aligned}\omega_x &= \frac{\omega_o}{\alpha_x}; \quad \omega_y = \frac{\omega_o}{\alpha_y}; \quad \omega_z = \frac{\omega_o}{\alpha_z}; \\ \omega_{\varphi x} &= \frac{\omega_o}{\alpha_{\varphi x}}; \quad \omega_{\varphi y} = \frac{\omega_o}{\alpha_{\varphi y}}; \quad \omega_{\varphi z} = \frac{\omega_o}{\alpha_{\varphi z}}\end{aligned}$$

— круговые частоты собственных поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки по направлениям осей  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ ;

$K_x, K_y, K_z$  — жесткости виброизоляторов;

$K_{\varphi x}^*, K_{\varphi y}^*, K_{\varphi z}^*$  — общие угловые жесткости виброизоляторов относительно осей  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ , определяемые по формулам:

$$\left. \begin{aligned}
 K_x &= \sum_{i=1}^n K_{xi}, & K_y &= \sum_{i=1}^n K_{yi}, & K_z &= \sum_{i=1}^n K_{zi}; \\
 K_{qx}^* &= \sum_{i=1}^n K_{zi} y_{0i}^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} z_{0i}^2; \\
 K_{qy}^* &= \sum_{i=1}^n K_{xi} z_{0i}^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_{0i}^2; \\
 K_{qz}^* &= \sum_{i=1}^n K_{yi} x_{0i}^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} y_{0i}^2;
 \end{aligned} \right\} (2.9)$$

где  $K_{xi}$ ,  $K_{yi}$ ,  $K_{zi}$  — жесткости  $i$ -го упругого элемента соответственно в направлении осей  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ ;

$x_{0i}$ ,  $y_{0i}$ ,  $z_{0i}$  — координаты центра жесткости  $i$ -го упругого элемента в системе координат  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ ;

$n$  — число упругих элементов.

Общие жесткости виброизоляторов не должны превышать величин, определяемых по формулам (2.10). При подборе виброизоляторов по найденным величинам жесткостей для схем виброизоляции, приведенных на рис. 2.1, а, б, в, удобно исходить из жесткости  $K_z$ , определяемой по третьей формуле (2.8). Если все упругие элементы одинаковы, то требуемая жесткость каждого из них в вертикальном направлении будет

$$K_{zi} = K_z' = \frac{K_z}{n} \quad (2.10)$$

Жесткость виброизолятора в горизонтальных направлениях  $K_y'$  и  $K_x'$  определяют по жесткости  $K_z'$ . Виброизоляторы должны располагаться так, чтобы их общие угловые жесткости не превышали необходимых расчетных величин.

Удобной характеристикой виброзащитной системы может служить величина статической осадки виброизоляторов от веса виброизолированной установки. Статическая осадка виброизоляторов, при которой виброизолированная установка будет иметь заданную

частоту собственных колебаний  $f_z = \omega_z / 2\pi$ , определяется по формуле

$$\lambda_{cm} = \frac{g}{\omega_z^2} \approx \frac{25}{f_z^2} \quad (2.11)$$

(здесь  $f_z$  в Гц,  $\lambda_{cm}$  в см).

Формула (2.11) показывает, что для получения низкой частоты собственных колебаний виброизолированной установки в вертикальном направлении необходимо иметь виброизоляторы позволяющие получать большие статические осадки. Так, например, чтобы обеспечить собственную частоту объекта любого веса 10 Гц, необходимо разместить его на виброизоляторах такой жесткости, чтобы их статическая осадка составляла 0,25 см. При собственной частоте 5 Гц осадка виброизоляторов будет составлять 1 см, а при собственной частоте объекта в 1 Гц необходимо подобрать виброизоляторы со статической осадкой в 25 см (рис. 2.2). Для объектов небольших размеров, какими являются электронные приборы, управляющая аппаратура и агрегаты пневмо- и гидроавто-

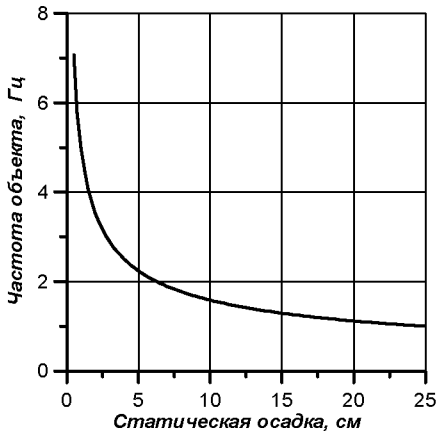
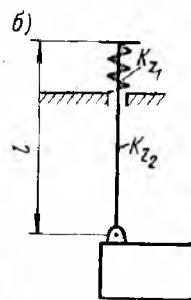
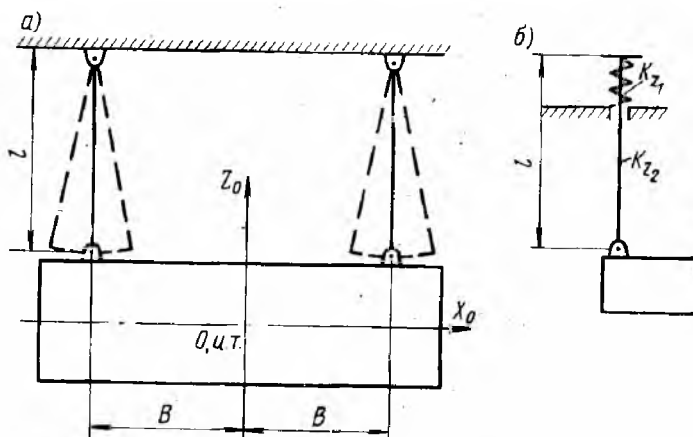


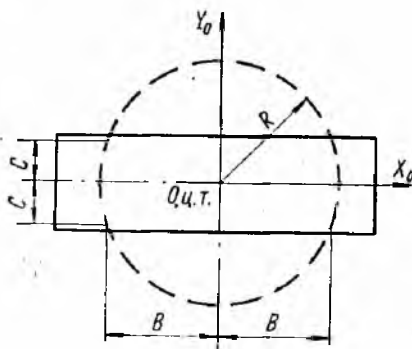
Рис. 2.2. Зависимость собственной частоты виброизолированного объекта произвольного веса от статической осадки упругих элементов, установленных под объект

матики энергетических установок, это становится принципиально невозможным. В случае выполнения виброизоляции по схеме, показанной на рис. 2.3а, с одинаковыми подвесками, симметрично расположенными относительно центра тяжести установки, круговые частоты собственных колебаний виброизолированной системы определяют по формулам:



**Рис. 2.3.** Схема маятниковой подвески

**а** — установка со стержневыми подвесками; **б** — устройство с добавочными пружинами



а) при колебаниях вдоль осей  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ :



$$\omega_x = \omega_y = \sqrt{\frac{g}{l}}; \quad \omega_z = \sqrt{\frac{nK_{z1}}{m}}; \quad (2.12)$$

б) при вращательных колебаниях относительно осей  $X_0, Y_0, Z_0$ :

$$\omega_{\varphi x} = \sqrt{\frac{nK_{z1}C^2}{J_{0x}}}; \quad \omega_{\varphi y} = \sqrt{\frac{nK_{z1}B^2}{J_{0y}}}; \quad \omega_{\varphi z} = R\sqrt{\frac{mg}{J_{0z}l}}, \quad (2.13)$$

где  $g$ —ускорение силы тяжести;

$l$ — длина подвески;

$n$ — число подвесок;

$m$ — масса виброизолированной установки;

$K_{z1} = EF/l$ — жесткость одной подвески;

$E$ — модуль упругости материала подвески;

$F$ — площадь поперечного сечения подвески;

$B, C$ — размеры, указанные на рис. 2.3, а;

$R = \sqrt{B^2 + C^2}$ — радиус окружности, проведенной через точки крепления виброизолированной установки к подвескам (см. рис. 2.3);

$J_{0x}, J_{0y}, J_{0z}$ — моменты инерции массы виброизолированной установки относительно осей  $X_0, Y_0, Z_0$ .

### 2.3. Расчет влияния демпфирования

Для уменьшения колебаний изолируемой установки при пусках и остановках машины надо предусмотреть применение виброизоляторов, обладающих достаточным внутренним трением (внутренним демпфированием). Требуемый коэффициент неупругого сопротивления виброизоляторов  $\gamma_0$ , характеризующий внутреннее трение, определяют по графику, изображенному на рис. 2.4, в зависимости от отношения скорости нарастания или убывания числа оборотов машины  $\varepsilon$  к квадрату частоты собственных колеба-

ний установки  $f_z^2$  и отношения максимальной допускаемой амплитуды колебаний установки при пуске или остановке машины  $a_{\text{макс}}$  к амплитуде вертикальных колебаний установки при рабочем режиме машины  $a_{0z}$ .

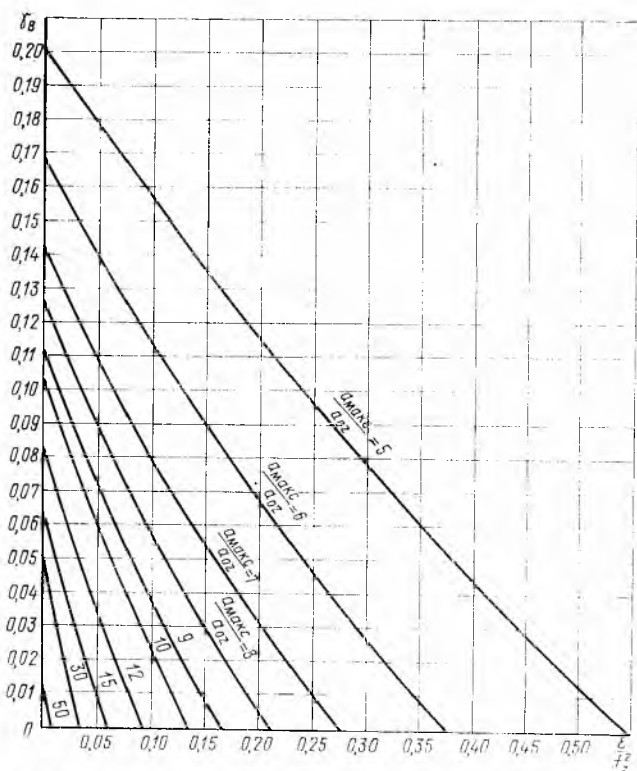


Рис. 2.4. График для определения требуемой величины коэффициента неупругого сопротивления  $\gamma_{в}$ , характеризующего затухание вибрации.

$\epsilon$  — скорость нарастания или убывания числа оборотов машины в Гц/сек;  
 $f_z$  — частота собственных колебаний машины в Гц;  $a_{\text{макс}}$  — амплитуда колебаний машины при ее пуске или остановке;  $a_{0z}$  — амплитуда вертикальных колебаний машины при рабочем режиме.

Зная величину  $\epsilon$  и отношение  $a_{\text{макс}}/a_{0z}$  по рис. 2.4 определяют

минимально необходимое значение  $\gamma_0$ . Величина коэффициента неупругого сопротивления  $\gamma_0$  связана с логарифмическим декрементом колебаний  $\delta$  и коэффициентом поглощения энергии колебаний  $\psi$  зависимостью

$$\gamma_0 = \frac{\delta}{\pi} = \frac{\psi}{2\pi}. \quad (2.14)$$

Если найденное по рис. 2.4 значение  $\gamma_0 \leq 0,03$ , то можно применять виброизоляторы из стальных пружин; при  $\gamma_0 > 0,03$  необходимо использовать резиновые, пластмассовые или комбинированные виброизоляторы либо, наконец, виброизоляторы, снабженные специальными демпфирующими устройствами.

Если демпфирование виброизолированной системы определяется силами сухого трения, то коэффициент  $\gamma_0$  вычисляется по формуле

$$\gamma_0 = \frac{4F_z^*}{\pi K_z a_{\text{макс}}}, \quad (2.15)$$

где  $F_z^*$  — величина результирующей силы сухого трения, действующей на виброизолированную установку;

$K_z$  — жесткость всех виброизоляторов по направлению оси  $Z_0$ .

Сила  $F_z^*$  определяется экспериментальным путем или вычисляется по закону Леонардо да Винчи:

$$F_z^* = f \cdot N,$$

где  $f$  — коэффициент трения;  $N$  — сила нормального давления.

Виброизоляторы следует располагать так, чтобы был удобен их монтаж и замена, а также была бы возможность наблюдения за их состоянием в процессе эксплуатации. Для этого необходимо предусмотреть зазоры или проходы, обеспечивающие доступ ко всем виброизоляторам. Виброизоляторы следует располагать в плане таким образом, чтобы их центр жесткости находился на одной

вертикали с центром тяжести установки, т. е. координаты центра жесткости  $x_k$  и  $y_k$  равнялись соответствующим координатам центра тяжести  $x_0$  и  $y_0$ . В этом случае все виброизоляторы будут иметь одинаковую статическую осадку.

Это условие всегда выполняется при симметричном расположении в плане одинаковых виброизоляторов относительно центра тяжести установки. Необходимо стремиться к уменьшению расстояния по высоте между центром жесткости виброизоляторов и центром тяжести установки. При совпадении этих центров поступательные и вращательные колебания виброизолированной установки становятся независимыми. Подбор параметров такой виброизоляции достаточно прост, однако ее практическое осуществление в большинстве случаев вызывает затруднения.

При применении комбинированных виброизоляторов, необходимо, кроме того, выполнение условия, чтобы центр жесткости стальных пружин и центр жесткости резиновых элементов находились на одной вертикали. Это требование должно выполняться также в каждом отдельном виброisolаторе.

Виброизоляторы, обладающие осевой симметрией упругих характеристик, следует располагать таким образом, чтобы их оси симметрии были параллельны между собой.

При проектировании виброизоляции следует учитывать, что расположение виброизоляторов влияет на частоты собственных вращательных колебаний изолируемой машины; удаление виброизоляторов в любом направлении от центра тяжести изолируемой установки повышает, а приближение их к центру тяжести понижает эти частоты.

Координаты центра жесткости виброизоляторов в плоскости ХУ определяются формулами:

$$x_k = \frac{1}{K_z} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i; \quad y_k = \frac{1}{K_z} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i; \quad (2.16)$$

Вертикальную координату центра жесткости виброизоляторов определяют по одной из формул:

$$z_k = \frac{1}{K_y} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i,$$

или

$$z_k = \frac{1}{K_x} \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i. \quad (2.17)$$

В формулах (2.16) и (2.17)

$K_{xi}$ ,  $K_{yi}$ ,  $K_{zi}$ —жесткости  $i$ -того виброизолятора в направлении осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ;

$x_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$ — координаты центра жесткости  $i$ -того виброизолятора в той же системе координат  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ;

$n$  — число виброизоляторов.

Координаты центра тяжести установки определяются по формулам:

$$x_o = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i x_i; \quad y_o = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i y_i; \quad z_o = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i z_i; \quad (2.18)$$

где  $Q_i$  — вес  $i$ -того элемента установки;

$x_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$  — координаты центра тяжести  $i$ -того элемента установки в системе координат  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ;

$n$ — число элементов установки.

Если изолируемая установка имеет плоскость, ось или центр симметрии, то центр тяжести установки лежит соответственно в плоскости симметрии, на оси симметрии или в центре симметрии.

Как правило, жесткости виброизоляторов  $K_{xi}$ ,  $K_{yi}$  и  $K_{zi}$  удовлетворяют условию

$$K_{xi} = \alpha K_{yi} = \beta K_{zi};$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  — постоянные величины. Если это условие не выполняется, то равнодействующие реакции, возникающих в виброизоляторах при перемещениях изолируемой установки по

направлению координатных осей, не будут пересекаться в одной точке. В последнем случае центры жесткости определяют отдельно для каждой координатной плоскости.

В тех случаях, когда углы наклона виброизолированной установки, вызванные временными статическими нагрузками, ограничиваются условиями эксплуатации, для их определения следует пользоваться формулами:

$$\varphi_{\text{ст } x} = \frac{M_{\text{ст } x}}{K_{\varphi x}}; \varphi_{\text{ст } y} = \frac{M_{\text{ст } y}}{K_{\varphi y}}; \varphi_{\text{ст } z} = \frac{M_{\text{ст } z}}{K_{\varphi z}}; \quad (2.19)$$

где

$$K_{\varphi x} = \sum_{i=1}^n K_{zi} y_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} z_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^n K_{xi} z_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi z} = \sum_{i=1}^n K_{yi} x_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} y_{ki}^2;$$

$\varphi_{\text{ст } x}$ ,  $\varphi_{\text{ст } y}$ ,  $\varphi_{\text{ст } z}$  — углы наклона установки при статическом действии нагрузок соответственно относительно осей  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ , проходящих через центр жесткости виброизоляторов;

$K_{\varphi x}$ ,  $K_{\varphi y}$ ,  $K_{\varphi z}$  — угловые жесткости всех виброизоляторов относительно осей  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ ;

$K_{xi}$ ,  $K_{yi}$ ,  $K_{zi}$  — жесткости  $i$ -того виброизолятора в направлении осей  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ ;

$x_{ki}$ ,  $y_{ki}$ ,  $z_{ki}$  — координаты центра жесткости  $i$ -того виброизолятора в системе координат  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ ;

$n$  — общее число виброизоляторов;

$M_{\text{ст } x}$ ,  $M_{\text{ст } y}$ ,  $M_{\text{ст } z}$  — моменты действующих статических сил относительно осей  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ .

Если величина одного из определяемых по формулам (2.19) углов

окажется больше допускаяемой, то следует увеличить соответствующие угловые жесткости, изменив расположение виброизоляторов или увеличив их жесткость. В случае увеличения общей угловой жесткости виброизоляторов надо увеличить массу изолируемой установки. Ограничение перемещений виброизолируемой установки при действии временных статических нагрузок может быть также достигнуто применением упругих ограничителей, устанавливаемых параллельно виброизоляторам с зазором между горизонтальными опорными плоскостями ограничителей и виброизоляторов.

В формулах (2.16), (2.17) и (2.19) не учитывается жесткость подволок к виброизолированной установке, поскольку они всегда должны быть гибкими. Если же общая жесткость подволок превышает  $\frac{1}{4}$  суммарной жесткости виброизоляции, то ее следует учитывать в расчете. Общая жесткость подволок в простейших случаях может быть найдена по жесткости отдельных подволок расчетным путем, а в сложных случаях из сравнения данных статических или динамических испытаний виброизолированной установки без подволок и с подводками.

При расположении центра тяжести виброизолированной установки и центра жесткости виброизоляторов на одной вертикали, частоты собственных колебаний установки определяются по формулам:

а) при вертикальных колебаниях

$$\omega_z = \sqrt{\frac{K_z}{m}}; \quad (2.20)$$

б) при колебаниях в плоскости  $X_oZ_o$

$$\omega = \omega_x \sqrt{A \pm \sqrt{A^2 - b_{yx}^2}}, \quad (2.21)$$

где

$$\omega_x = \sqrt{\frac{K_x}{m}}; \quad A = \frac{1 + b_{yx}^2 + d_y^2}{2};$$

$$b_{yx}^2 = \frac{L_{yx}^2}{R_y^2}; \quad d_y^2 = \frac{S^2}{R_y^2}; \quad L_{yx}^2 = \frac{K_{\varphi y}}{K_x};$$

в) при колебаниях в плоскости  $Y_oZ_o$

$$\omega = \omega_y \sqrt{B \pm \sqrt{B^2 - b_{xy}^2}}, \quad (2.22)$$

где

$$\omega_y = \sqrt{\frac{K_y}{m}}; \quad B = \frac{1 + b_{xy}^2 + d_x^2}{2};$$

$$b_{xy}^2 = \frac{L_{xy}^2}{R_x^2}; \quad d_x^2 = \frac{S^2}{R_x^2}; \quad L_{xy}^2 = \frac{K_{\varphi x}}{K_y};$$

г) при колебаниях в плоскости  $X_oY_o$  относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести установки:

$$\omega_{\varphi z} = \sqrt{\frac{K_{\varphi z}}{J_{0z}}}. \quad (2.23)$$

В формулах (2.16) — (2.19):

$$R_x = \sqrt{\frac{J_{0x}}{m}}, \quad R_y = \sqrt{\frac{J_{0y}}{m}} \quad \text{— радиусы инерции установки}$$

соответственно относительно осей  $X_o$  и  $Y_o$ , проходящих через ее центр тяжести;

$L_{xy}$ ,  $L_{yx}$  — приведенные плечи жесткости соответственно в плоскостях  $Y_oZ_o$  и  $X_oZ_o$ ;

$S$  — расстояние между центром тяжести установки и центром жесткости виброизоляторов по вертикали;

угловые жесткости  $K_{\varphi x}$ ,  $K_{\varphi y}$ ,  $K_{\varphi z}$  — определяют по формулам



$$\begin{aligned}
 K_{\varphi x} &= \sum_{i=1}^n K_{zi} y_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} z_{ki}^2; \\
 K_{\varphi y} &= \sum_{i=1}^n K_{xi} z_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_{ki}^2; \\
 K_{\varphi z} &= \sum_{i=1}^n K_{yi} x_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} y_{ki}^2;
 \end{aligned}
 \tag{2.24}$$

$K_x, K_y, K_z$  — определяют по формулам (2.9);

$K_{xi}, K_{yi}, K_{zi}$  — жесткости  $i$ -го упругого элемента соответственно в направлении осей  $X_0, Y_0, Z_0$ .

Для линейных виброзащитных систем частотный диапазон уменьшения вибрации в каком-либо направлении начинается с  $\omega\sqrt{2}$ , где  $\omega$  - собственная частота системы в этом направлении. Чтобы возмущающее воздействие уменьшалось существенно (в 2 и более раз), отношение его частоты к любой из определяемых по формулам (2.20) - (2.23) частот собственных колебаний установки должно быть больше 2,5.

Если какая-либо частота собственных колебаний не удовлетворяет указанному требованию, то ее следует понизить, осуществив для этого одно или несколько следующих мероприятий:

- а) уменьшить жесткость виброизоляторов;
- б) уменьшить расстояние  $S$ ,
- в) уменьшить приведенные плечи жесткости (приближением виброизоляторов к центру жесткости);
- г) увеличить моменты инерции установки путем добавления дополнительных масс и удаления их от общего центра тяжести.

Уточненные амплитуды вынужденных поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки определяются по формулам:

$$a_{0x} = \frac{P_x}{m\omega_0^2 - K_x};$$

$$\begin{aligned}
a_{0y} &= \frac{P_y}{m\omega_0^2 - K_y}; \\
a_{0z} &= \frac{P_z}{m\omega_0^2 - K_z}; \\
\varphi_{0x} &= \frac{M_{0x}}{J_{0x}\omega_0^2 - (K_{\varphi x} + S^2 K_y)}; \\
\varphi_{0y} &= \frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2 - (K_{\varphi y} + S^2 K_x)}; \\
\varphi_{0z} &= \frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2 - K_{\varphi z}},
\end{aligned} \tag{2.25}$$

где  $P_x, P_y, P_z$  — амплитуды возмущающих сил в направлении осей  $X_0, Y_0, Z_0$ ;

$M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}$  — амплитуды возмущающих моментов относительно осей  $X_0, Y_0, Z_0$ ;

$\omega_0$  — круговая частота вынужденных колебаний.

Наибольшие возможные значения амплитуд колебаний  $\bar{a}_{xi}, \bar{a}_{yi}, \bar{a}_{zi}$ ,  $i$ -ой точки изолируемой установки в направлениях координатных осей определены ранее без учета разности фаз составляющих колебаний. Если эти значения не превышают допускаемых величин, то дальнейшего уточнения их не требуется. В противном случае их следует определить более точно — с учетом разности фаз составляющих колебаний установки.

Уточненные значения амплитуд вынужденных колебаний  $i$ -ой точки виброизолированной установки получают путем геометрического сложения амплитуд колебаний центра тяжести установки и амплитуд колебаний  $i$ -ой точки, вызванных вращательными колебаниями установки, с учетом разности фаз складываемых колебаний. Эта разность фаз принимается равной

разности фаз соответствующих возмущающих сил (с амплитудами  $P_x, P_y, P_z$ ) и возмущающих моментов (с амплитудами  $M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}$ ).

Если составляющие колебаний изолируемой установки имеют одинаковые фазы, то амплитуды колебаний  $i$ -ой точки в направлениях осей координат определяются по формулам:

$$\begin{aligned} a_{xi} &= a_{0x} + \varphi_{0y}z_{0i} - \varphi_{0z}y_{0i}; \\ a_{yi} &= a_{0y} + \varphi_{0z}x_{0i} - \varphi_{0x}z_{0i}; \\ a_{zi} &= a_{0z} + \varphi_{0x}y_{0i} - \varphi_{0y}x_{0i}; \end{aligned} \quad (2.26)$$

где  $x_{0i}, y_{0i}, z_{0i}$  - координаты центра жесткости  $i$ -го упругого элемента в системе координат  $X_0, Y_0, Z_0$ .

Если возмущающие воздействия обусловлены вращением неуравновешенной массы в плоскости  $X_0Z_0$  вокруг оси  $Y_0$ , то фазы силы и момента с амплитудами  $P_x$  и  $M_{0y}$  отличаются от фазы силы с амплитудой  $P_z$  на угол  $\pi/2$ . В этом случае амплитуды колебаний  $i$ -той точки установки в плоскости  $X_0Z_0$  определяют по формулам

$$a_{zi} = \sqrt{a_{0z}^2 + (\varphi_{0y}x_{0i})^2}; a_{xi} = a_{0x} + \varphi_{0y}z_{0i}. \quad (2.27)$$

Если возмущающие воздействия обусловлены вращением неуравновешенной массы в плоскости  $Y_0Z_0$  относительно оси  $X_0$ , то фазы силы и момента с амплитудами  $P_y$  и  $M_{0x}$  отличаются от фазы силы с амплитудой  $P_z$  на угол  $\pi/2$ . В этом случае амплитуды колебаний  $i$ -той точки установки в плоскости  $Y_0Z_0$  выражаются формулами

$$a_{yi} = \sqrt{a_{0z}^2 + (\varphi_{0x}y_{0i})^2}; a_{yi} = a_{0y} - \varphi_{0x}z_{0i}. \quad (2.28)$$

При геометрическом сложении двух колебательных движений  $\xi_1(t)$  и  $\xi_2(t)$ , происходящих по одной прямой, с одной и той же частотой  $\omega_0$ , но различными амплитудами  $a_1, a_2$  и начальными фазами  $\varphi_1, \varphi_2$ :

$$\xi_1 = a_1 \cos(\omega_0 t + \varphi_1), \xi_2 = a_2 \cos(\omega_0 t + \varphi_2) \quad (2.29)$$

результатирующим колебанием будет

$$\xi = a \cos(\omega_0 t + \varphi) \quad (2.30)$$

с амплитудой

$$a = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (2.31)$$

и начальной фазой

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{a_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2}{a_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2} \quad (2.32)$$

В тех случаях, когда преобладающее значение имеют силы и моменты, действующие в одной из координатных плоскостей, амплитуды колебаний центра тяжести изолируемой установки и отдельных ее точек, для которых известны допускаемые значения, можно находить из условия, что виброизолированная установка совершает колебания в этой плоскости.

Для машин с электромоторами мощностью более 10 квт необходимо определять амплитуды колебаний виброизолированной установки, вызываемые включением тока при пусках мотора или коротким замыканием. Возмущающие моменты, возникающие при включении тока или коротком замыкании, могут рассматриваться как внезапно приложенные к установке.

Амплитуды углов поворота виброизолированной установки относительно осей координат  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ , проходящих через центр жесткости виброизоляторов  $O_k$ , при воздействии момента  $M_n$ , возникающего при пуске мотора или коротком замыкании, вычисляются по формулам

$$\bar{\varphi}_{kx} = \frac{2M_{I_{Ix}}}{K_{\varphi x}}; \bar{\varphi}_{ky} = \frac{2M_{I_{Iy}}}{K_{\varphi y}}; \bar{\varphi}_{kz} = \frac{2M_{I_{Iz}}}{K_{\varphi z}}; \quad (2.33)$$

где  $M_{nx}$ ,  $M_{ny}$ ,  $M_{nz}$  — составляющие момента  $M_n$  в направлениях осей координат  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ .

Значение  $M_n$  при пуске мотора ориентировочно принимают

равным  $M_n \approx 2M'$ , где  $M'$  - вращающий момент мотора при установившемся рабочем режиме; при коротком замыкании  $M_n \approx 8W$  кгс·м, где  $W$  — мощность мотора в кВт.

При действии внезапно приложенного момента  $M_n$  амплитуды колебаний в центре жесткости  $i$ -того виброизолятора по направлениям координатных осей находят по формулам:

$$\begin{aligned}\lambda_{xi} &= \bar{\varphi}_{ky} z_{ki} - \bar{\varphi}_{kz} y_{ki}; \\ \lambda_{yi} &= \bar{\varphi}_{kz} x_{ki} - \bar{\varphi}_{kx} z_{ki}; \\ \lambda_{zi} &= \bar{\varphi}_{kx} y_{ki} - \bar{\varphi}_{ky} x_{ki};\end{aligned}\tag{2.34}$$

Здесь  $x_{ki}$ ,  $y_{ki}$ ,  $z_{ki}$  — координаты центра жесткости  $i$ -того виброизолятора в системе координат  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$ .

Каждая из величин  $\lambda_{xi}$ ,  $\lambda_{yi}$  или  $\lambda_{zi}$  при пуске мотора не должна превышать 5 мм, а при коротком замыкании — 10 мм. Если это условие нарушается, то следует: увеличить жесткость виброизоляторов и соответственно массу изолируемой установки или установить ограничители колебаний, сконструировав их таким образом, чтобы они имели достаточную прочность и устанавливались с зазором, равным 5—8 мм.

Для смягчения удара к поверхности ограничителя колебаний, соприкасающейся с изолируемой установкой, следует прикрепить слой резины или пластмассы.

#### **2.4. Определение динамических нагрузок, передающихся на поддерживающую конструкцию**

Динамические нагрузки, передающиеся виброизолированной машиной на поддерживающую (несущую) конструкцию, определяют при:

а) рабочем режиме машины; б) режиме прохождения через резонанс во время пуска или остановки машины; в) включении тока

и коротком замыкании (в электрических машинах).

При статическом расчете поддерживающей конструкции должен учитываться вес виброизолированной установки.

При рабочем режиме виброизолированной машины динамические нагрузки, действующие на поддерживающую конструкцию, определяются как совокупность сил, передающихся через  $i$ -тый виброизолятор с учетом разности фаз этих сил.

Амплитуды проекций на оси  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$  возмущающей силы  $P_i$ , передающейся через  $i$ -тый виброизолятор, находятся по формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_{xi} &= a_{xi} K_{xi} \\ P_{yi} &= a_{yi} K_{yi} \\ P_{zi} &= a_{zi} K_{zi} \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

где  $a_{xi}$ ,  $a_{yi}$ ,  $a_{zi}$ , — амплитуды вынужденных колебаний в точке пересечения оси  $i$ -того виброизолятора с опорной поверхностью изолируемой установки.

Если расстояние между крайними виброизоляторами в направлении длины элемента несущей конструкции меньше  $1/5$  пролета этого элемента, то совокупность возмущающих сил изолированной установки, передающихся через все виброизоляторы, приближенно можно заменять сосредоточенной возмущающей силой с амплитудой  $P_k$  и моментом с амплитудой  $M_k$ , приложенными в центре жесткости виброизоляторов. При этом центр жесткости виброизоляторов считается условно соединенным с поддерживающей конструкцией абсолютно жестким стержнем, заделанным и эту конструкцию. Направление стержня принимается перпендикулярным оси или плоскости элемента поддерживающей конструкции (рис. 2.5).

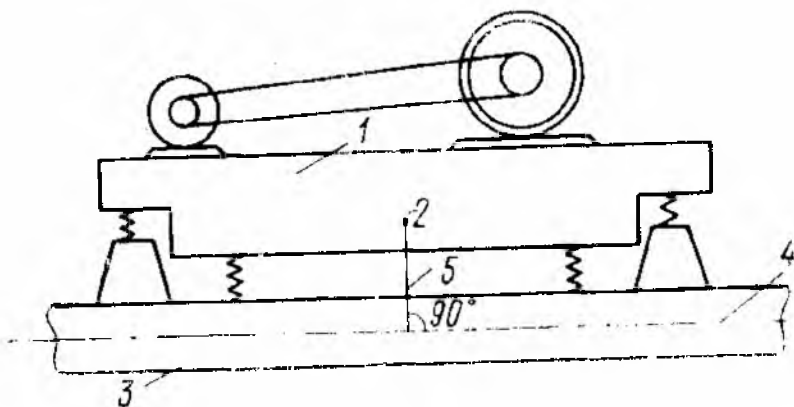


Рис. 2.5. Схема для расчета поддерживающей конструкции на действие возмущающих сосредоточенных сил и моментов  
 1 — виброизолируемая установка; 2 — центр жесткости виброизоляторов; 3 — поддерживающая конструкция; 4 — ось поддерживающей конструкции; 5 — условный абсолютно жесткий стержень.

Амплитуды проекций возмущающей силы на оси координат вычисляются в этом случае по формулам:

$$\begin{aligned}
 P_{kx} &= a_{xk} K_x; \\
 P_{ky} &= a_{yk} K_y; \\
 P_{kz} &= a_{zk} K_z;
 \end{aligned}
 \tag{2.36}$$

где  $a_{xk}$ ,  $a_{yk}$ ,  $a_{zk}$  — амплитуды вынужденных колебаний точки приложения силы с амплитудой  $P_k$  в направлении осей координат;  $K_x$ ,  $K_y$ ,  $K_z$  определяют по формулам (2.9).

Если центр жесткости виброизоляторов расположен вблизи опоры, то допускается учитывать только горизонтальные силы с амплитудами  $P_{kx}$  и  $P_{ky}$ .

Если виброизолированная установка вызывает изгибные колебания несущей конструкции только в вертикальном направле-

нии и центр жесткости виброизоляторов располагается близко к середине ее пролета, то можно учитывать только вертикальную составляющую сосредоточенной силы с амплитудой  $P_{kz}$ .

Амплитуды составляющих возмущающего момента с амплитудой  $M_k$  относительно осей координат, проходящих через центр жесткости виброизоляторов, определяются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{kx} &= \varphi_{0x} K_{\varphi x}; \\ M_{ky} &= \varphi_{0y} K_{\varphi y}; \\ M_{kz} &= \varphi_{0z} K_{\varphi z}. \end{aligned} \tag{2.37}$$

В режиме прохождения через резонанс во время пуска или остановки машины наибольшая величина вертикальной возмущающей силы  $\bar{P}_z$ , которая передается поддерживающей конструкции через виброизоляторы, находится по формуле

$$\bar{P}_z = a_{\max} K_z, \tag{2.38}$$

где  $a_{\max}$  — максимальная амплитуда вертикальных колебаний изолированной установки в пусковом или остановочном режиме, определяемая по графику, изображенному на рис. 2.4;

$K_z$  — суммарная жесткость виброизоляторов по оси  $Z_0$ . Для виброизолированной установки, рассматриваемой как система с одной степенью свободы, наибольшая величина возмущающей силы  $\bar{P}_{kx}$ , которая передается поддерживающей конструкции в режимах пуска или остановки в направлении  $X$ , может быть также найдена по формуле

$$\bar{P}_{kx} = P_x \sqrt{\left[ \frac{f_1}{m_1} \mp \frac{1}{2 \left( 1 + \frac{\bar{\omega}_0}{\omega_x} \right)} \right]^2 + \left( \frac{f_2}{m_1} \right)^2}. \tag{2.39}$$



Аналогично записываются формулы для  $\bar{P}_{ky}$  и  $\bar{P}_{kz}$ .

Величина

$$\bar{\omega}_0 = \omega_x \left[ 1 \pm \frac{1}{\left( 1 + 0,14\gamma_v \sqrt{\frac{3}{4q}} \right)} \right] \quad (2.40)$$

представляет круговую частоту возмущающей силы в момент достижения виброизолированной установкой наибольшей амплитуды колебаний. В формулах (2.39), (2.40) верхние знаки соответствуют пуску, а нижние — остановке машины. Здесь  $P_x$  — амплитуда возмущающей силы, развиваемой изолируемой машиной в направлении оси  $X$ ;

$\omega_x$  — частота собственных колебаний виброизолированной установки в направлении оси  $X$ ;

$$m_1 = \sqrt{\frac{1}{2\pi q} + \gamma_v^2}; \quad q = \frac{\omega_x^2}{(2\pi)^2 \varepsilon}, \quad (2.41)$$

где  $\varepsilon$  — скорость нарастания или убывания оборотов машины в гц/сек;

$\gamma_v$  — коэффициент неупругого сопротивления виброизоляторов;

$f_1, f_2$  — коэффициенты, зависящие от отношения  $\gamma_v/m_1$  (табл. 2.1).

Таблица 2.1 Значения коэффициентов  $f_1$  и  $f_2$

$\gamma_v$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$m_1$											
$f_1$	1,465	1,349	1,239	1,134	1,045	0,956	0,864	0,765	0,644	0,460	0
$f_2$	0,035	0,115	0,234	0,328	0,419	0,503	0,585	0,672	0,776	0,840	1

Уменьшение динамических нагрузок, передающихся на

несущие конструкции, может быть достигнуто увеличением скорости нарастания или убывания числа оборотов машины в процессе пуска или остановки машины.

Одним из способов уменьшения амплитуд колебаний виброизолированной установки может служить сокращение времени остановки машины (например, с помощью электрического торможения и т.п.). Частоту собственных колебаний виброизолированной системы можно изменять путем автоматического включения или выключения дополнительных упругих элементов, масс или связей в системе.

Возмущающие моменты, возникающие при включении тока или коротких замыканиях, можно определять как статические моменты, равные двукратным величинам соответственно пускового момента или момента при коротком замыкании. Эти моменты полностью передаются поддерживающей конструкции через виброизоляторы или ограничители колебаний, если они имеются.

Динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающую конструкцию в рабочем режиме, с учетом демпфирующих сил определяются по формулам:

$$\begin{aligned} P_{kx} &= P_x \mu_x; \\ M_{kx} &= M_{0x} \mu_{\varphi x}, \end{aligned} \quad (2.42)$$

где  $P_x$  — амплитуда силы, действующей на изолируемую установку в направлении оси  $X_0$ ;

$M_{0x}$  — амплитуда момента, вращающего установку вокруг оси  $X_0$ ;

$P_{kx}$  — амплитуда силы, передающейся на поддерживающую конструкцию в направлении оси  $X_0$ ;

$M_{kx}$  — амплитуда момента, передающегося на поддерживающую конструкцию при вращении установки относительно оси  $X_0$ ;

$\mu_x, \mu_{\varphi x}$  — коэффициенты передачи сил и моментов. Влияние сил внутреннего трения на величину коэффициента передачи можно не учитывать.

Коэффициенты передачи  $\mu_x$ ,  $\mu_{\varphi x}$  при учете сил вязкого и сухого затухания в виброизоляторах или в демпфирующих устройствах, для случая жесткого закрепления демпфера между колеблющейся массой и опорным основанием, определяют по формулам:

а) при учете сил вязкого затухания:

$$\mu_x = \frac{\sqrt{1 + \gamma_{ax}^2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2\right)^2 + \gamma_{ax}^2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2}}$$

$$\mu_{\varphi x} = \frac{\sqrt{1 + \gamma_{\varphi ax}^2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2\right)^2 + \gamma_{\varphi ax}^2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}}; \quad (2.43)$$

б) при учете сил сухого трения:

$$\mu_x = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2} \sqrt{1 - \left(\frac{4F_x^*}{\pi P_x}\right)^2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2};$$

$$\mu_{\varphi x} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2} \sqrt{1 - \left(\frac{4M_{0x}^*}{\pi M_{0x}}\right)^2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}. \quad (2.44)$$

Здесь  $\gamma_{ax} = \delta_x / \pi$ ,  $\gamma_{\varphi ax} = \delta_{\varphi x} / \pi$  - коэффициенты неупругого сопротивления соответственно при поступательных и вращательных колебаниях установки;

$\delta_x, \delta_{\varphi x}$  — соответствующие им логарифмические декременты колебаний;

$\omega_0$  — круговая частота возмущения;

$\omega_x, \omega_{\varphi x}$  — круговые частоты собственных поступательных и вращательных колебаний;

$F_x^*$  — величина силы сухого трения в направлении оси  $X_0$ ;

$M_{\varphi x}^*$  — величина момента сил сухого трения относительно оси  $X_0$ .

Силы вязкого и сухого трения целесообразно учитывать, если выполняются условия:

$$\gamma_{ax} \geq 0,05;$$

$$\gamma_{\varphi ax} \geq 0,05;$$

$$\frac{4F_x^*}{a_{0x} \pi K_x} \geq 0,05; \quad (2.45)$$

$$\frac{4M_{\varphi x}^*}{\mu_{0x} \pi K_{\varphi x}} \geq 0,05;$$

где  $a_{0x}, \varphi_{0x}$  — амплитуды поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки;

$K_x, K_{\varphi x}^*$  - жесткости виброизоляторов, определяемые по формулам (2.9).

Формулы, соответствующие направлениям  $Y_0$  и  $Z_0$ , получаются из формул (2.42) — (2.45) заменой индекса  $x$  на  $y$  и  $z$ .

Выражения (2.43) показывают, что в области частот возмущения  $\frac{\omega_0}{\omega_x} < \sqrt{2}$  и  $\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}} < \sqrt{2}$  влияние вязкого затухания

сводится к снижению коэффициентов передачи  $\mu_x$  и  $\mu_{\varphi x}$ .

В области частот —  $\frac{\omega_0}{\omega_x} > \sqrt{2}$  и  $\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}} > \sqrt{2}$ , соответствующей

рабочему режиму виброизолированной системы, вязкое затухание оказывает отрицательное влияние на эффективность виброизоляции,

поскольку коэффициенты  $\mu_x$  и  $\mu_{\varphi x}$  с увеличением затухания увеличиваются.

При анализе формул (2.44) следует обратить внимание на два обстоятельства:

1) эти выражения имеют смысл, если  $F_x^* > \frac{\pi P_x}{4}$  и  $M_{0x}^* > \frac{\pi M_{0x}}{4}$ , в противном случае выражения (2.44) становятся мнимыми;

2) несмотря на наличие сил сухого трения, резонансные значения коэффициентов передачи, соответствующие частоте  $\omega_0 = \omega_x$  или  $\omega_0 = \omega_{\varphi x}$ , обращаются в бесконечность.

## 2.5. Расчет виброизоляции при периодических поступательных и угловых колебаниях основания

Расчетная модель виброизолированного объекта представляет собой линейную колебательную систему с шестью степенями свободы, причем центр жесткости виброизоляторов находится на одной вертикали с центром тяжести виброизолируемой установки.

Периодическая функция, характеризующая поступательные или угловые колебания основания, разлагается в тригонометрический ряд, из которого для расчета виброизоляции используется первая, а иногда и последующие гармоники. Разрешается не учитывать вторую и последующие гармоники в случаях:

а) если нормируются амплитуды перемещения некоторых точек виброизолируемого объекта или амплитуды его угловых перемещений и

$$b_{kj} < b_{\Pi} / j^2 \quad b_{\varphi kj} < b_{\varphi \Pi} / j^2; \quad (j = 2, 3, \dots), \quad (2.46)$$

где  $b_{kj}$  - амплитуда  $j$ -й гармонической составляющей поступательного перемещения основания по направлению  $k$  ( $k = x, y, z$ );

$b_{\Pi}$  - наибольшее значение из  $b_{x1}, b_{y1}, b_{z1}$ ;

$b_{\Phi kj}$  - амплитуда  $j$ -й гармонической составляющей углового перемещения основания относительно оси  $k$  ( $k = x, y$ );

$b_{\Phi \Pi}$  - наибольшее значение из  $b_{\Phi x1}$  и  $b_{\Phi y1}$ ;

б) если нормируются амплитуды скорости некоторых точек виброизолируемого объекта и

$$b_{kj} < b_{\Pi} / j^3 \quad (j = 2, 3, \dots); \quad (2.47)$$

в) если нормируются амплитуды ускорения некоторых точек виброизолируемого объекта и

$$b_{kj} < b_{\Pi} / j^4 \quad (j = 2, 3, \dots) \quad (2.48)$$

В отдельных случаях, когда по условиям технологического процесса нормируется уровень колебаний виброизолируемой установки в определенном ограниченном диапазоне частот, специально учитывают гармонические составляющие колебаний, лежащие в этом диапазоне.

Ожидаемая эффективность применения пассивной виброизоляции может быть оценена до расчета и проектирования виброизоляции по значению коэффициента передачи  $\mu_k$ , который равен отношению амплитуды колебаний центра тяжести виброизолированной установки по направлению  $k$  ( $k = x, y, z$ ) к амплитуде колебаний основания по этому же направлению. В случае гармонических колебаний основания с круговой частотой  $\omega$  коэффициент передачи определяют приближенно по формуле

$$\mu_k = \frac{1}{\alpha_k^2 - 1}, \quad (\alpha_k = \omega / \omega_k). \quad (2.49)$$

Значения  $\omega_z$ ,  $\omega_x$  и  $\omega_y$  вычисляют по формулам (2.8).

Во всех случаях проектирования пассивной виброизоляции следует иметь в виду, что с помощью этого метода принципиально невозможно бороться с колебаниями основания, частоты которых

близки к частотам собственных колебаний виброизолированной установки или меньше их. В случаях, когда основание совершает полигармонические колебания с частотой первой гармоники порядка 2 - 3 Гц, чтобы уменьшить амплитуды скорости или ускорения колебаний защищаемого объекта, виброизоляцию проектируют с расчетом гашения не первой, а второй и последующих гармонических составляющих.

Для проектирования пассивной виброизоляции необходимо иметь следующие исходные данные:

а) кинематические характеристики колебаний основания:

круговые частоты гармонических составляющих  $\omega_j$ ,

значения амплитуд  $b_{xj}$ ,  $b_{yj}$ ,  $b_{zj}$ ,  $b_{\varphi xj}$ ,  $b_{\varphi yj}$ ;

б) параметры предельно допустимых вибраций оборудования, которые должны быть оговорены в задании на проектирование виброизоляции. Требования, предъявляемые к уровню колебаний, виброизолированного объекта, могут быть представлены в виде следующих критериев.

$[a_i]$  - предельно допустимые амплитуды ускорения в  $n_c$  точках ( $i = 1, 2, 3, \dots, n_c$ ) виброизолируемого объекта или

$[v_i]$  - предельно допустимые амплитуды скорости в  $n_v$  точках объекта ( $i = 1, 2, 3, \dots, n_v$ ) или

$[a_i]$  - предельно допустимые амплитуды перемещения в  $n_a$  точках объекта ( $i = 1, 2, 3, \dots, n_a$ ) или

$[\varphi_x]$  и  $[\varphi_y]$  - предельно допустимые амплитуды угловых перемещений объекта относительно горизонтальных осей, проходящих через его центр тяжести;

в)  $[\varphi_{ст\ x}]$  и  $[\varphi_{ст\ y}]$  - предельно допустимые углы наклона виброизолированного объекта под воздействием временных статических нагрузок;

г) сведения, указанные в подпунктах «а», «б», «в», «г», «ж», «з» пункта 2.1.

Расчетные величины углов наклона виброизолированной установки от действия временных статических нагрузок определяют по формулам (2.19). Собственные частоты виброизолированной установки находят по формулам (2.20) - (2.23), а амплитуды ее колебаний, вызванных неуравновешенными силами, действующими на виброизолируемый объект, по формулам (2.2) - (2.7).

При гармонических колебаниях основания с круговой частотой  $\omega$  наибольшие значения амплитуд перемещения  $a_i$ , скорости  $v_i$ , ускорения  $c_i$   $i$ -той точки амплитуд угловых перемещений  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  объекта определяется по следующим формулам:

$$a_i = a'_i + \bar{a}_i; \quad (2.50)$$

$$a'_i = \sqrt{(a'_{xi})^2 + (a'_{yi})^2 + (a'_{zi})^2}; \quad (2.51)$$

$$v_i = \omega a'_i + \omega_0 \bar{a}_i; \quad (2.52)$$

$$c_i = \omega^2 a'_i + \omega_0^2 \bar{a}_i; \quad (2.53)$$

$$\varphi_x = \varphi'_x + \varphi_{0x}; \quad \varphi_y = \varphi'_y + \varphi_{0y}; \quad (2.54)$$

Здесь  $a'_{xi}$ ,  $a'_{yi}$ ,  $a'_{zi}$  - наибольшие амплитуды поступательного перемещения  $i$ -ой точки виброизолированного объекта в направлении осей координат, которое вызвано колебаниями основания;

$\varphi'_x$ ,  $\varphi'_y$  - амплитуды угловых перемещений объекта относительно соответствующих осей, обусловленные колебаниями основания;

$\bar{a}_i$  - наибольшее значение из  $\bar{a}_{xi}$ ,  $\bar{a}_{yi}$ ,  $\bar{a}_{zi}$  - наибольших амплитуд поступательного перемещения  $i$ -ой точки объекта в направлении осей координат, которое обусловлено воздействием неуравновешенных сил и моментов с частотой  $\omega_0$ , приложенных к объекту; значения  $\bar{a}_{ki}$  находят по формулам (2.2) - (2.7);



$\varphi_{0x}$ ,  $\varphi_{0y}$  – амплитуды угловых перемещений объекта, которые вызваны воздействием периодических сил и моментов с частотой  $\omega_0$ , приложенных к объекту; эти значения определяют по формулам (2.3).

$$a_{zi}' = A_z + \left| x_{0i} \left( b_{\varphi y} + \varphi_y' \right) \right| + \left| y_{0i} \left( b_{\varphi x} + \varphi_x' \right) \right|; \quad (2.55)$$

$$a_{xi}' = \left| b_x + A_x \right| + \left| z_{0i} \left( b_{\varphi y} + \varphi_y' \right) \right|; \quad (2.56)$$

$$A_z = \frac{b_z}{\alpha_z^2 - 1}; \quad (2.57)$$

$$A_x = \frac{B_{3x} b_x - B_{2x} R_y^2 b_{\varphi y}}{\Delta_x}; \quad (2.58)$$

$$\varphi_y' = \frac{B_{1x} R_y^2 b_{\varphi y} - B_{2x} b_x}{\Delta_x}; \quad (2.59)$$

$$\Delta_x = B_{1x} B_{3x} - B_{2x}^2. \quad (2.60)$$

В формулах (4.57) - (4.59) обозначено:

$$B_{1x} = \frac{1}{\alpha_x^2} - 1; \quad B_{2x} = \frac{S}{\alpha_x^2}; \quad (2.61)$$

$$B_{3x} = \frac{K_{\varphi}}{m\omega^2} + \frac{S^2}{\alpha_x^2} - R_y^2;$$

$$\begin{aligned} \alpha_z &= \omega / \omega_z; \\ \alpha_x &= \omega / \omega_x; \\ \alpha_y &= \omega / \omega_y. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Выражения для  $a_{yi}'$ ,  $A_y$ ,  $\varphi_x'$  и  $\Delta_y$  получают заменой индекса  $x$  на  $y$  и  $y$  на  $x$  в соответствующих формулах.

При периодических колебаниях основания, если кроме первой учитываются и последующие гармоники, значения амплитуд

$a_{xi}'$ ,  $a_{yi}'$ ,  $a_{zi}'$ ,  $\varphi_x'$  и  $\varphi_y'$ , входящих в формулы (2.51) и (2.54), получаются как суммы амплитуд соответствующих гармонических составляющих, а для определения  $v_i$  и  $c_i$  вместо формул (2.52) и (2.53) пользуются выражениями:

$$v_i = \sqrt{(v'_{xi})^2 + (v'_{yi})^2 + (v'_{zi})^2} + \omega_0 \bar{a}_i; \quad (2.63)$$

$$c_i = \sqrt{(c'_{xi})^2 + (c'_{yi})^2 + (c'_{zi})^2} + \omega_0^2 \bar{a}_i, \quad (2.64)$$

где

$$v'_{ki} = \sum_{j=1}^{n_i} \omega_j a'_{kij}; \quad c'_{ki} = \sum_{j=1}^{n_i} \omega_j^2 a'_{kij}. \quad (2.65)$$

Здесь  $n_i$  - номер наивысшей учитываемой гармоники.

Порядок расчета пассивной виброизоляции:

а) в зависимости от нормируемой характеристики колебаний задаются значением  $\omega_z$ , исходя из следующих условий:

$$\omega_z < \omega_q \sqrt{\frac{[a_l]}{B_{lq} + [a_l]}}, \quad (2.66)$$

или

$$\omega_z < \omega_q \sqrt{\frac{[v_l]}{\omega_q B_{lq} + [v_l]}}, \quad (2.67)$$

или

$$\omega_z < \omega_q \sqrt{\frac{[c_l]}{\omega_q^2 B_{lq} + [c_l]}}, \quad (2.68)$$

где

$$B_{lq} = \sqrt{b_{xq}^2 + b_{yq}^2 + \left( b_{zq} + \frac{C_x}{2} b_{\varphi xq} + \frac{C_y}{2} b_{\varphi yq} \right)^2}, \quad (2.69)$$

$q$  - номер первой подлежащей гашению гармоники;

$C_x$ ,  $C_y$  - линейные размеры виброизолируемого объекта в

направлении осей  $X_0$  и  $Y_0$ ;

$[a_i]$ ,  $[v_i]$ ,  $[c_i]$  - наибольшие значения соответственно из  $[a_i]$ ,  $[v_i]$ ,  $[c_i]$ ; если виброизоляцию проектируют с расчетом гашения не первой, а второй или последующих гармонических составляющих, то значение  $\omega_z$  выбирают с учетом следующего дополнительного условия:

$$\omega_z \neq \omega_j \pm 25\%; \quad (2.70)$$

если предполагается применение схемы виброизоляции с подвеской на тросах или стержнях (рис. 2.1,  $z$ ), то вместо  $\omega_z$ , задаются значением  $\omega_x$  исходя из тех же условий;

б) определяют конструктивные характеристики, число и расположение виброизоляторов;

в) по формулам (2.20) - (2.22) или (2.12) уточняют значение  $\omega_z$  и определяют значения  $\omega_x$  и  $\omega_y$ ;

г) по формулам (2.50), (2.52) - (2.54) или (2.63) и (2.64) определяют амплитудные характеристики колебаний виброизолируемого объекта;

д) в случае, если расчетные значения амплитуд  $a_i$ ,  $v_i$ ,  $c_i$ ,  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  превысят соответствующие предельно допустимые амплитуды  $[a_i]$ ,  $[v_i]$ ,  $[c_i]$ ,  $[\varphi_x]$  и  $[\varphi_y]$  то уменьшают жесткость виброизоляторов или увеличивают массу постаментов (либо его момент инерции), и весь расчет выполняют, начиная с подпункта «б»;

уменьшение жесткости виброизоляторов производят в том случае, если величина амплитуд  $a_i$ ,  $v_i$ ,  $c_i$ ,  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  колебаний виброизолированной установки обусловлена главным образом колебаниями основания (первое слагаемое в правых частях формул (2.50), (2.52) - (2.54), (2.63), (2.64) больше второго);

увеличение массы постаментов (или его момента инерции) производят тогда, когда величина амплитуд  $a_i$ ,  $v_i$ ,  $c_i$ ,  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  обусловлена в основном неуравновешенными периодическими силами и моментами, приложенными к виброизолируемому объекту

(второе слагаемое в правых частях формул (2.50), (2.52) - (2.54), (2.63), (2.64) больше первого).

## 2.6. Расчет виброзащитной системы при случайных колебаниях

Для описания и измерения гармонических вибраций используется понятие максимальной амплитуды (пика) – то есть максимального отклонения от нулевой точки, или от положения равновесия (рис. 2.6). При случайных колебаниях амплитуда постоянно меняется, и для характеристики таких колебаний применяется среднеквадратичное значение (СКЗ) амплитуды.



Рис.2.6. Амплитуда колебаний при гармонической вибрации

Среднеквадратическое значение амплитуды равно квадратному корню из среднего квадрата амплитуды. Для расчета СКЗ необходимо возвести в квадрат мгновенные значения амплитуды и усреднить получившиеся величины по времени. Для гармонических колебаний СКЗ в 1,41 раза меньше пикового значения (рис. 2.7). Для получения правильного значения, интервал усреднения должен быть не меньше одного периода колебания.

Случайные колебания основания характеризуются среднеквадратическим значением амплитуды его перемещения  $b_{\sigma}$ , а также параметрами  $\alpha$  и  $\beta$ , которые входят в корреляционную функ-



Рис. 2.7. Среднеквадратическое значение амплитуды при гармонической вибрации

цию вида:

$$R(\tau) = b_{\sigma}^2 e^{-\alpha|\tau|} \left( \cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta|\tau| \right) \quad (2.71)$$

( $\alpha \leq \beta$ ).

Расчетные среднеквадратичные значения ускорения  $c_{\sigma}$ , скорости  $v_{\sigma}$  и перемещения  $a_{\sigma}$  колебаний виброизолированного объекта, обусловленных случайными колебаниями основания со среднеквадратичным значением перемещения  $b_{\sigma}$ , определяют по следующим формулам:

$$c_{\sigma} = b_{\sigma} \Omega^2 \sqrt{\frac{M_c(u)}{N(u)}}, \quad (2.72)$$

$$v_{\sigma} = b_{\sigma} \Omega \sqrt{\frac{M_v(u)}{N(u)}}, \quad (2.73)$$

$$a_{\sigma} = b_{\sigma} \sqrt{\frac{M_a(u)}{N(u)}}, \quad (2.74)$$

где

$$\Omega = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}, \quad (2.75)$$

а многочлены  $M_c(u)$ ,  $M_v(u)$ ,  $M_a(u)$  и  $N(u)$  выражаются в зависимости

от конструктивных особенностей виброизоляции следующим образом:

в случае использования пружинных, резиновых и комбинированных виброизоляторов без демпферов вязкого трения:

$$M_c(u) = u^4 r + fu^5; \quad (2.76)$$

$$M_v(u) = u^4 r + fu^3; \quad (2.77)$$

$$M_a(u) = 4fu^3 r^2 + (u^4 + su^2)r + fu; \quad (2.78)$$

$$N(u) = 4u^2 r^3 + 4f(u^3 + u)r^2 + (u^4 + 4qu^2 + 1)r, \quad (2.79)$$

где

$$r = \frac{1}{\sqrt{1 + 4/\gamma_6^2}}; \quad (2.80)$$

при использовании виброизоляторов с демпферами вязкого трения:

$$M_c(u) = 16fu^3 D^4 + 4(su^4 + u^2)D^3 + 4fu^5 D^2 + u^4 D + fu^5; \quad (2.81)$$

$$M_v(u) = 4u^2 D^3 + 4fu^3 D^2 + u^4 D + fu^3; \quad (2.82)$$

$$M_a(u) = 4u^2 D^3 + 4f(u^3 + u)D^2 + (u^4 + su^2)D + fu; \quad (2.83)$$

$$N(u) = 4u^2 D^3 + 4f(u^3 + u)D^2 + (u^4 + 2qu^2 + 1)D, \quad (2.84)$$

где  $D$  - относительный коэффициент затухания, определяемый по формуле

$$D = \frac{1}{\sqrt{1 + 4\pi^2/\delta^2}}. \quad (2.85)$$

Здесь  $\delta$  - логарифмический декремент колебаний виброизолированной установки.

В формулах (2.76) - (2.84) использованы следующие обозначения:

$$\begin{aligned}
 f &= \alpha/\Omega; \quad s = 4f^2; \\
 2q &= s - 2; \quad u = \omega_z/\Omega
 \end{aligned}
 \tag{2.86}$$

Эффективность виброизоляции при случайных колебаниях определяется коэффициентами передачи:

по смещению

$$\mu_a = \frac{\alpha_\sigma}{b_\sigma};
 \tag{2.87}$$

по скорости

$$\mu_v = \frac{v_\sigma}{b_\sigma \Omega},
 \tag{2.88}$$

по ускорению

$$\mu_c = \frac{c_\sigma}{b_\sigma \Omega^2}.
 \tag{2.89}$$

## 2.7. Экспериментальное исследование систем защиты от вибрации

Целью экспериментального исследования системы защиты от вибрации является получение амплитудно-частотной характеристики этой системы. Амплитудно-частотная характеристика несет информацию о резонансной частоте системы, о коэффициенте усиления на резонансе, о коэффициенте ослабления вибрации на рабочих частотах виброзащитной системы.

Простейшей виброзащитной системой является масса на упругой опоре-виброизоляторе (рис. 1.2). Исследования такой системы дают информацию о характеристиках того или иного виброизолятора, применяемого затем в более сложной виброзащитной системе.

Упругие и демпфирующие характеристики виброизоляторов, как правило, различны в различных направлениях, поэтому

необходимо проводить исследование как в направлении оси симметрии виброизолятора, так и в перпендикулярном направлении (для этого виброизолятор необходимо закрепить консольно). Характеристики многих виброизоляторов несимметричны (например, жесткость кольца различна при растяжении и сжатии), поэтому необходимо проводить исследование в осевом направлении как для опорной схемы, так и для подвесной. Характеристики многих виброизоляторов нелинейны, то есть зависят от амплитуды колебаний, поэтому необходимо проводить исследование при различных амплитудах действующего виброперемещения  $a$  или виброускорения  $c$ . Действующее виброперемещение и виброускорение связаны простой зависимостью

$$c = a\omega^2,$$

где  $\omega$  - частота виброперемещения или виброускорения, поэтому при экспериментальном исследовании можно задавать и тот, и другой параметры.

## 2.8. Оборудование и методика проведения эксперимента

Для создания вибрации используется стенд ВЭДС-1500. Частоту колебаний задается с помощью генератора V&K 1047 S/N 807653 (погрешность задания частоты – 0.1 Гц), входные и выходные параметры вибрации измеряются с помощью виброизмерительной системы, состоящей из согласующего усилителя V&K 2635 с входным датчиком Д1 типа V&K 4332, согласующего усилителя V&K 2635 с выходным датчиком Д2 типа V&K 4332, вольтметра V&K 2425 и осциллографа GRS-6052 S/N С 190974 (погрешность измерения системы – 3%).

Приспособление для исследования кольцевого виброизолятора типа АК-26-0.05/50 показано на рис. 2. 8. Виброизолятор с присоединенной номинальной массой 0.05 кг устанавливается в стойку



АК1, которая закрепляется в плите АК2. Собранное приспособление устанавливается на столе вибростенда. При монтаже приспособления и его установке на столе необходимо проследить за тем, чтобы были исключены зазоры в резьбовых соединениях. Входной датчик Д1 устанавливается на плите приспособления АК2, выходной датчик Д2 закрепляется на номинальной массе.

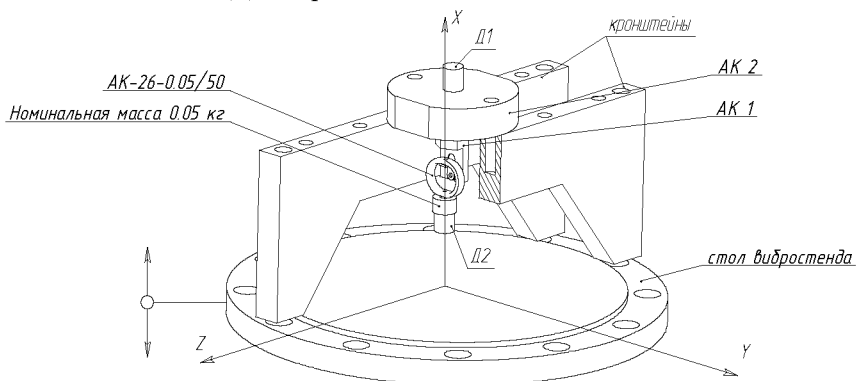


Рис. 2.8. Исследование кольцевого виброизолятора в схеме подвеса

Амплитудно-частотная характеристика определяется в диапазоне 10...700 Гц (Табл. 2.2). Рассчитывается коэффициент передачи  $\mu$ , равный отношению ускорения на выходе к ускорению на входе.

Табл. 2.2. Нагрузка виброизолятора АК-26-0.05/50, вариант 1

Частота, Гц	Ускорение на входе, м/с <sup>2</sup>	Ускорение на выходе, м/с <sup>2</sup>	Коэффициент передачи
10	12		
20	12		
30	20		
40	20		
50	20		
60	20		

80	20		
100	30		
150	30		
200	50		
300	80		
400	80		
500	80		
600	80		
700	80		

Около резонанса (в районе 50 Гц) шаг следует уменьшить до 1 Гц и найти точно резонансную частоту и коэффициент передачи на резонансе.

Для выявления влияния нелинейности следует повторно получить амплитудно-частотную характеристику с другими значениями ускорения на входе (Табл. 2.3).

Табл. 2.3. Нагрузка виброизолятора АК-26-0.05/50, вариант 2

Частота, Гц	Ускорение на входе, м/с <sup>2</sup>	Ускорение на выходе, м/с <sup>2</sup>	Коэффициент передачи
10	13		
20	18		
30	30		
40	30		
50	32		
60	36		
80	46		
100	55		
150	77		
200	100		

300	200		
400	265		
500	325		
600	380		
700	440		

Около резонанса шаг следует уменьшить до 1 Гц и найти точно резонансную частоту и коэффициент передачи на резонансе.

Для исследования колокольчикового виброизолятора ДКУ-28-0,5/15 применяется то же оборудование, но виброизолятор закрепляется на стенде при помощи другого приспособления и исследуется в опорной, подвесной и консольной схемах нагружения. Номинальная масса составляет 0,5 кг. Нагрузка задается в соответствии с табл. 2.4.

Табл. 2.4. Нагрузка виброизолятора ДКУ-28-0,5/15

Частота, Гц	Виброускорение или амплитуда стола	Виброускорение или амплитуда на выходе, опора	Виброускорение или амплитуда на выходе, подвес	Виброускорение или амплитуда на выходе, консоль
10	0.5 мм			
12	0.5 мм			
15	0.5 мм			
18	0.5 мм			
22	0.5 мм			
27	0.5 мм			
35	0.5 мм			
45	0.5 мм			
50	0.5 мм			

72	5.5g (53.95 м/с <sup>2</sup> )			
100	6.2g (60.82 м/с <sup>2</sup> )			
144	7.2g (70.63 м/с <sup>2</sup> )			
288	10.5g (103.01 м/с <sup>2</sup> )			
500	15.4g (151.07 м/с <sup>2</sup> )			

Около резонанса шаг следует уменьшать до 1 Гц и находить более точно резонансную частоту и коэффициент передачи на резонансе.

Важным параметром виброизоляторов является их механическая прочность. Проверка механической прочности виброизолятора АК-26-0.05/50 проводится на вибростенде ВЭДС-1500. Для испытаний в направлении осей *Y* и *X* виброизоляторы устанавливаются в приспособление в соответствии с рис. 2.9. При этом два виброизолятора работают в направлении оси *X*, два других - в направлении оси *Y*. Испытания проводятся в соответствии с параметрами вибрационных нагрузок и в течение времени, указанными в таблицах 2.5 и 2.6 в направлении оси *X*. Затем плита поворачивается на 90° и испытания продолжаются с параметрами вибрационных нагрузок и в течение времени, указанными в таблицах 2.5 и 2.6 в направлении оси *Y*.

Для проверки прочности виброизоляторов в направлении оси *Z* они устанавливаются в приспособление в соответствии с рис. 2.10.

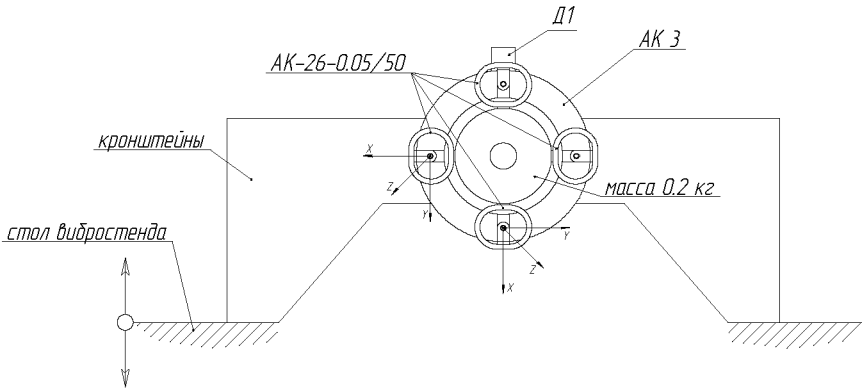


Рис. 2.9. Схема установки виброизоляторов для проверки механической прочности виброизоляторов в направлении осей X и Y

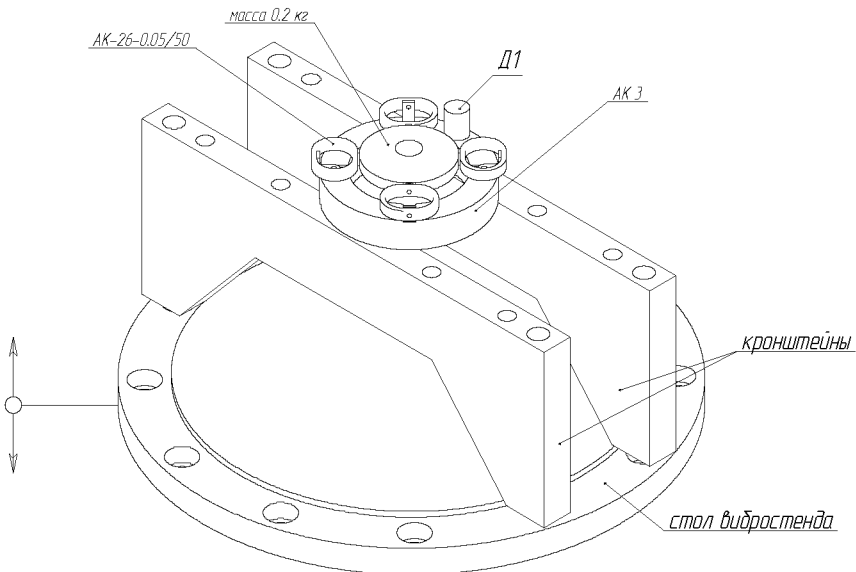


Рис. 2.10. Схема установки виброизоляторов для проверки механической прочности виброизоляторов в направлении оси Z

Задающий датчик Д1 закрепляется на плите приспособления (см. рис. 2.6). Испытания в соответствии с табл. 2.5 проводятся на качающейся частоте колебаний, которая задается с помощью генератора В&К 1047. Для точной настройки времени прохождения частот используется калиброванный потенциометр генератора В&К 1047. Входные параметры вибрации измеряются с помощью согласующего усилителя В&К 2635 с датчиком В&К 4332.

Табл. 2.1. Нагрузка виброизолятора АК-26-0.05/50 при проверке его механической прочности в направлении осей Y и X.

№	Диапазон частот, Гц	Ускорение, $\text{м/с}^2$	Время действия вибрации в направлении оси, с		
			X	Y	Z
1	5-10	8.0	50	50	50
2	10-30	12.0	50	50	50
3	30-100	30.0	300	300	300
4	100-300	50.0	200	200	200
5	300-1200	80.0	200	200	200
6	1200-2500	120.0	250	250	250

Табл. 2.6. Нагрузка виброизолятора АК-26-0.05/50 при проверке его механической прочности в направлении осей X, Y и Z.

№	Диапазон частот, Гц	Ускорение, м/с <sup>2</sup>	Время действия вибрации в направлении осей, с		
			X	Y	Z
1	5	10.0	2	2	2
2	25	20.0	2	2	2
3	200	100.0	2	2	2
4	300	200.0	2	2	2
5	800	500.0	2	2	2
6	1500	600.0	2	2	2
7	1660	600.0	2	2	2

## 2.9. Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе должен содержать заполненные таблицы 2.2 - 2.4, выводы о резонансной частоте и коэффициентах передачи на резонансе исследованных виброизоляторов при различных схемах и амплитудах нагружения, выводы о частотных диапазонах защиты от вибрации и коэффициентах ослабления вибрации.

## Литература

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1981. - Т.6. Защита от вибрации и ударов/под ред. К.В. Фролова. 1981, 456 с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1980. – 270 с.
3. Карпушин В.Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. М.: Советское радио, 1971. – 340 с.
4. Круглов Ю.А., Туманов Ю.А. Ударовиброзащита машин, оборудования и аппаратуры. Л.: Машиностроение, 1986. – 222 с.
5. Vibration and Shock Handbook. L.: Hutchinson, 2000. – 240 pp.



Учебное издание

*Попомарев Юрий Константинович*  
*Уланов Александр Михайлович*  
*Котов Антон Сергеевич*

**ПРОВЕДЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ  
СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ АД И ЭУ**

Методические указания к лабораторным работам

Научный редактор  
Редактор  
Компьютерная верстка  
Доверстка

Подписано в печать \_\_\_\_\_ г. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. \_\_\_\_\_. Усл. кр.-отт. \_\_\_\_\_. Уч.-изд.л. \_\_\_\_\_.

Тираж \_\_\_\_\_ экз. Заказ \_\_\_\_\_ . Арт. С- \_\_\_\_\_/2007

Самарский государственный  
аэрокосмический университет.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

---

Изд-во Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.