

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное агентство по образованию

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра теоретической механики и сопротивления материалов

РАСЧЕТ МАШИН ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
для студентов специальности 260601 (170600)

Курган 2005

Кафедра «Теоретическая механика и сопротивление материалов»

Дисциплина «Расчет машин вибрационного действия»
(специальность 260601 (170600))

Подготовили: проф., д-р техн. наук Герасимов В.Я. ;
ст. преп., канд. техн. наук Герасимова О.В.

Утверждены на заседании кафедры «31» марта 2005 г.

Рекомендованы методическим советом университета

« 18 » апреля 2005 г.

ВВЕДЕНИЕ

В методических указаниях приведены основные виды виброизолирующих устройств, даны методы их расчета и обобщены справочные материалы, необходимые при выполнении курсового проекта по дисциплине «Расчет машин вибрационного действия».

Даны примеры расчета различных виброизоляторов.

1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ВИБРАТОРОВ

Рассмотрим основные способы и устройства для искусственного возбуждения вибраций, которые находят применение в вибрационных технологических процессах, при резонансных испытаниях машин, механизмов и конструкций и в других областях техники.

На первом месте находится механический способ возбуждения при создании вибраций в машинах и аппаратах пищевых производств. В качестве примера можно назвать простой дебалансный вибратор в виде эксцентрика, при вращении которого возникает круговая центробежная сила (нормальная сила инерции $F^{ин} = m \cdot \omega^2 \cdot r$, где m – масса эксцентрика; ω – его угловая скорость; r – эксцентриситет или смещение центра тяжести от оси вращения).

Если требуется создать однонаправленную вибрацию (действующую по одной оси и изменяющуюся по синусоидальному закону), то применяют два равных эксцентрика с симметричным расположением (рис.1).

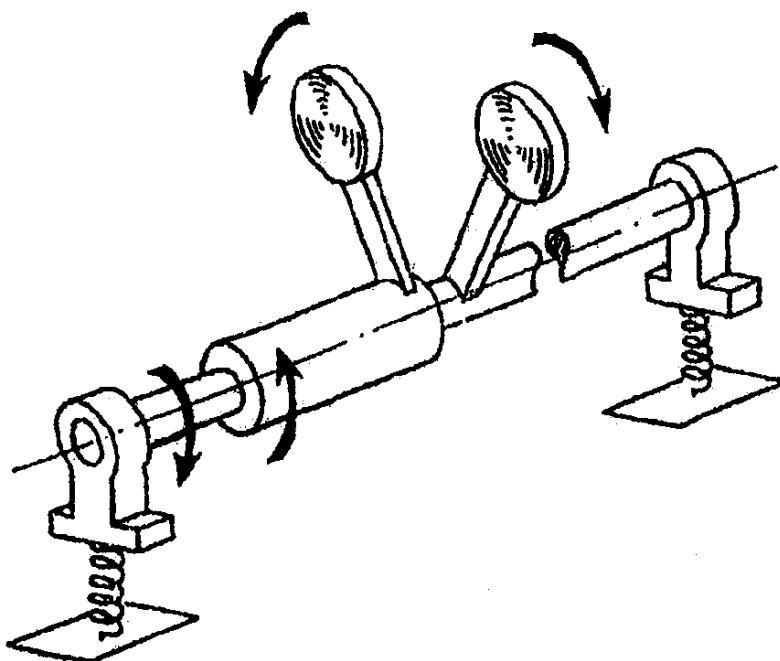


Рис.1. Пример вибратора с двумя дебалансами

Часто применяют поводковый механический возбудитель (вибратор), в котором поводок 1 приводится во вращение валом (рис.2). При этом бегунок 2 совершает плоское движение, перемещается по беговой дорожке корпуса и создает переменную центробежную возбуждающую силу.

Третий тип механического возбудителя колебаний является планетарным (рис.3), у которого нет поводка, а вращение передается непосредственно бегунку от приводного вала.

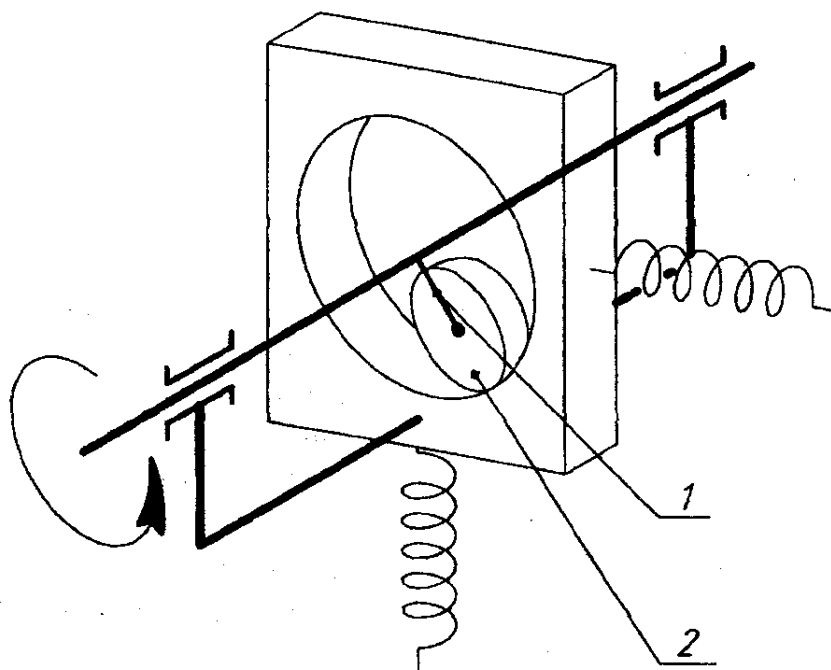


Рис.2. Вибратор с поводком и бегунком

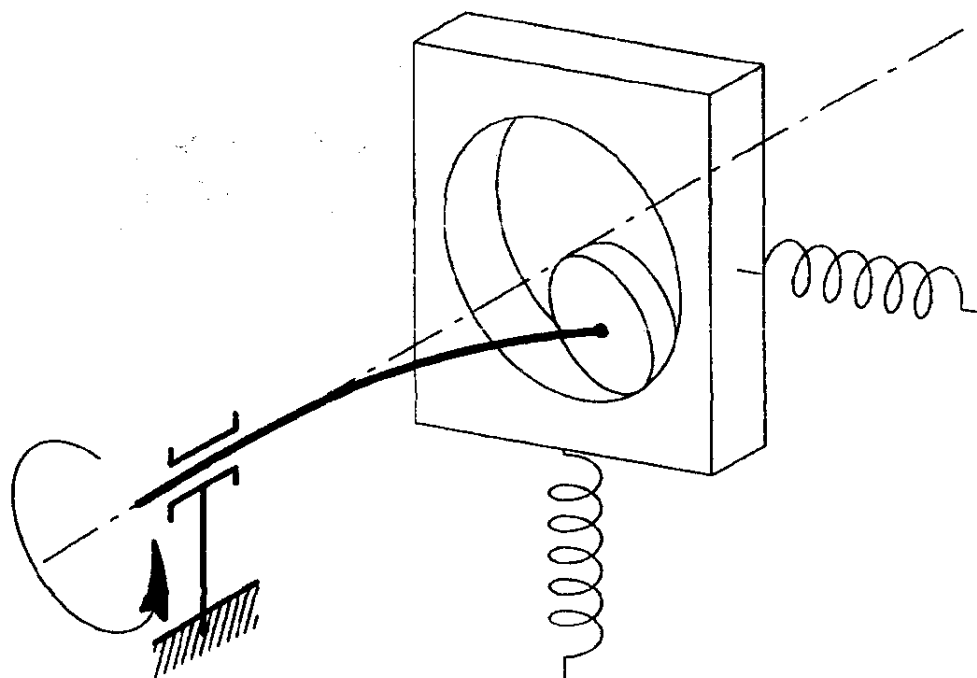


Рис.3. Вибратор планетарного типа

2. ПРИМЕРЫ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ

Конструкция упругих связей зависит от закона движения сепарирующего корпуса вибрационных машин. При наличии прямолинейных колебаний применяют деревянные или стальные подвески – стойки в виде пластинчатых пружин с жестко заземленными концами.

В сепарирующих машинах с круговыми или эллиптическими колебаниями рабочего органа в вертикальной плоскости используются пластинчатые стальные изогнутые рессоры или винтовые цилиндрические пружины (рис.4).

Широкое применение нашли резиновые и резинOMETаллические опоры различного конструктивного исполнения и технического назначения.

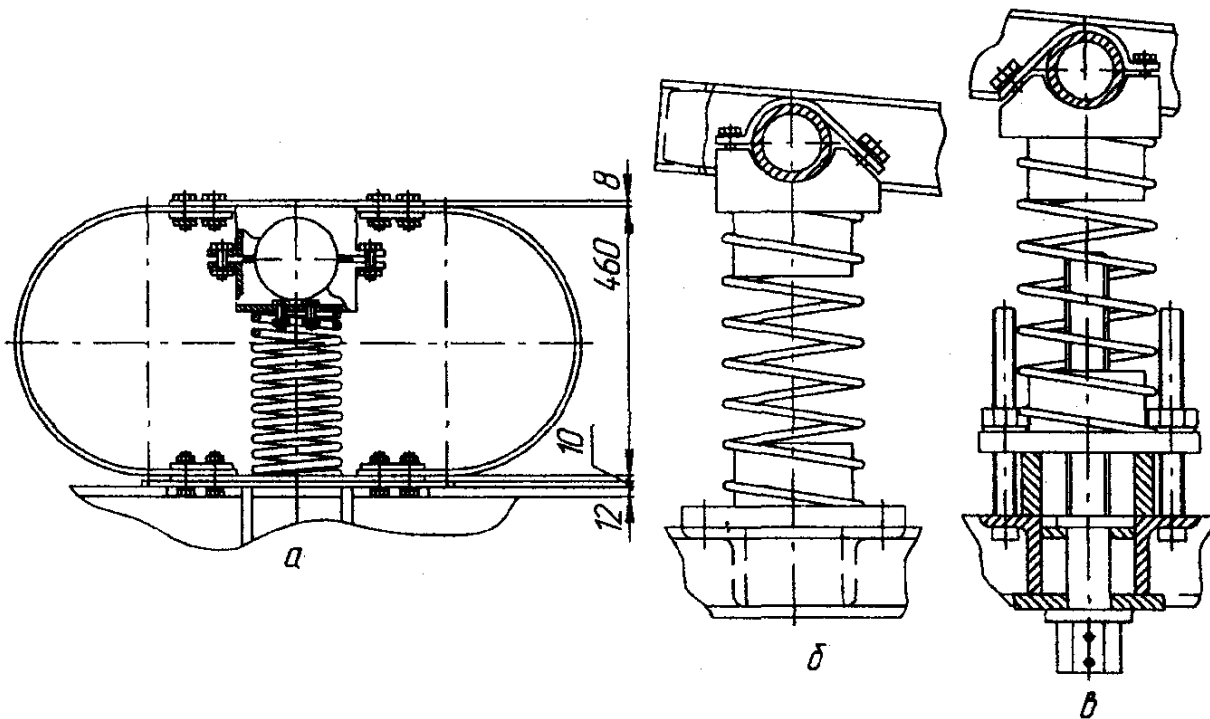


Рис.4. Овальные рессоры и винтовые цилиндрические пружины:
а - рессоры; б- пружина; в – пружина с винтовым устройством
для опускания нижней опоры

3. РАСЧЕТ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ

3.1. Винтовые цилиндрические пружины

Такие пружины являются основным видом упругих связей, работающих в сепарирующих машинах по схеме «растяжение-сжатие». При расчете пружин применяется следующая методика.

Определяют диаметр проволоки в пружине по формуле

$$d = 1,6 \sqrt{K \cdot P \cdot j / [\tau]},$$

где K – коэффициент, учитывающий форму сечения проволоки (его определяют по формуле: $K = 1 + 1,5/i$, где i – число витков); P – наибольшая нагрузка; j – индекс пружины ($j = D_c/d$, где D_c – средний диаметр пружины); $[\tau]$ – допускаемое напряжение при кручении.

На практике рекомендуются диаметры проволоки (мм): 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; ...; 40,0.

Средний диаметр пружины $D_c = j d$; наружный диаметр $D_n = D_c + d$.

Число витков $i = \lambda G \cdot d / (8 P j^3)$, где λ – конечное осевое перемещение пружины; G – модуль упругости при сдвиге.

Длина пружины в ненагруженном состоянии $H_0 = i \cdot d + 2h_{пр}$, где $h_{пр}$ – высота одного прицепа [$h_{пр} = (0,5 \div 1,0) D_c$].

Длина пружины при максимальной рабочей нагрузке $H = H_0 + \lambda$.

Размеры пружины выбраны правильно, если удовлетворяется условие $8 K P D_c / \pi d^3 \leq [\tau]$.

Условие прочности пружины при напряжениях, циклически изменяющихся во времени, имеет вид:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{max}}{2\sigma_T} \left[\left(1 + \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \right) + \left(\frac{2\sigma_T^{-1}}{\sigma_{-1}} \right) \left(1 - \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \right) \right],$$

где n – запас прочности; σ_{max} , σ_{min} – максимальные и минимальные напряжения цикла; σ_T – предел текучести; σ_{-1} – предел выносливости при пульсирующем цикле нагружения.

Запас прочности выбирается равным 1,5-2,2 в зависимости от точности определения сил, механических характеристик и назначения пружины.

3.2. Криволинейные упругие связи

На зарубежных вибрационных сепараторах и грохотах применяют криволинейные пластинчатые стержни, собранные в пакеты и выполненные в виде полукольца с заземленными концами (рис.5, а) или пластинчатые в виде изогнутых по овалу рессор (рис.5,б).

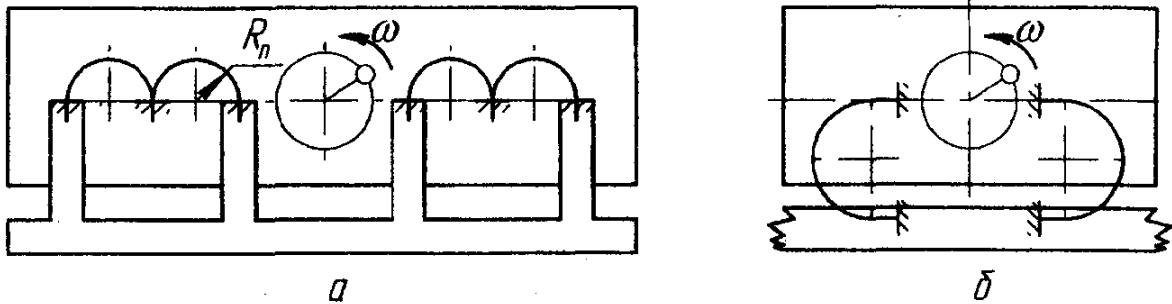


Рис.5. Рессоры: а – в виде полукольца; б – изогнутые по овалу

Рассмотрим методику расчета подвесок по рис.5,а.

Выбирают амплитуду колебаний ситового корпуса A_x и A_y и частоту ω вынужденных колебаний с учетом оптимального режима работы вибросепаратора.

Размеры подвесок должны удовлетворять условию прочности

$$W \cdot [\sigma] \geq \frac{4EJU_0}{(\pi^2 - 8)R_n^2} + N_n R_n.$$

Выбрав конструктивно R_n и δ из условия прочности, определим ширину подвески :

$$b = \frac{6(\pi^2 - 8)N_n \cdot R_n^3}{\delta^2 [R_n^2 (\pi^2 - 8) [\sigma] - 2E \cdot \delta \cdot U_0]},$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжения при динамических нагрузках;

W - момент сопротивления поперечного сечения подвески

($W = b \cdot \delta^2/6$; b -ширина; δ - толщина подвески; U_0 - горизонтальное перемещение;

N_n -вес колебательной системы, приходящийся на одну подвеску;

R_n - радиус закругления подвески.

Коэффициент жесткости подвески по координатным осям :

$$C_x = \frac{2\pi EJ}{(\pi^2 - 8)R_n^3}; \quad C_y = \frac{2EJ}{\pi R_n^3}.$$

Частота собственных колебаний

$$p_x = \sqrt{C_x \cdot z / M_c}; \quad p_y = \sqrt{C_y \cdot z / M_c},$$

где M_c – масса колебательной системы; z – число подвесок.

Частота собственных колебаний подвески должны удовлетворять условию резонансного режима работы. Если полученные значения p_x и p_y близки к частоте ω вынуждающих колебаний, то изменяют толщину подвески. После этого определяют номинальное напряжение и действительный запас прочности.

При расчете рессор по рис.5,б выбирают конструктивно R_n , δ и ℓ_p , причем $0 \leq \ell_p \leq R_n$. Ширину подвески определяют по формуле

$$b = \frac{6N_n}{\delta_n^2} \frac{R_n^2 \ell_p^2 (5\pi R_n + 4\ell_p) + R_n^4 (\pi^2 \ell_p + 2\pi R_n + 8\ell_p)}{[\sigma] R_n^2 (\pi^2 R_n^2 + 6\pi R_n \ell_p + 8\ell_p^2) - ER_n \delta_n (\pi R_n + 2\ell_p) U_0},$$

где N_n – вес колебательной системы, приходящийся на одну подвеску.

Коэффициенты жесткости по осям

$$C_x = \frac{2EJ(\pi R_n + 2\ell_p)}{R_n^2 (\pi^2 R_n^2 + 6\pi R_n \ell_p + 8\ell_p^2)};$$

$$C_y = \frac{2EJ(\pi R_n + 2\ell_p)}{2\ell_p^3 (\pi R_n + \ell_p) + 2R_n^2 \ell_p (\pi R_n + 4\ell_p) + R_n^4 (\pi^2 - 8)}.$$

Коэффициент жесткости $C_y > C_x$ всегда, если выполняется условие $0 \leq \ell_p \leq R_n$. Дальнейший расчет соответствует схеме на рис.5, а.

3.3. Резиновые и резинометаллические опоры

В последние годы применяют в качестве основных упругих связей резиновые и резинометаллические опоры, работающие при колебании корпуса на сжатие, сдвиг или сложное сопротивление (рис.6).

Расчет опор сжатия (рис.6.а) начинают с определения коэффициента жесткости одной опоры и ее деформации Δh с учетом заданной амплитуды и частоты колебаний, массы сепарирующего корпуса и дебаланса и числа упругих связей.

Деформация опор от веса корпуса должна быть несколько больше амплитуды колебаний, чтобы напряжения в опорах не достигали нулевого значения.

Высота опоры определяется, исходя из допустимого значения относительной деформации

$$h_0 = \frac{\Delta h}{0,10} \div \frac{\Delta h}{0,15}.$$

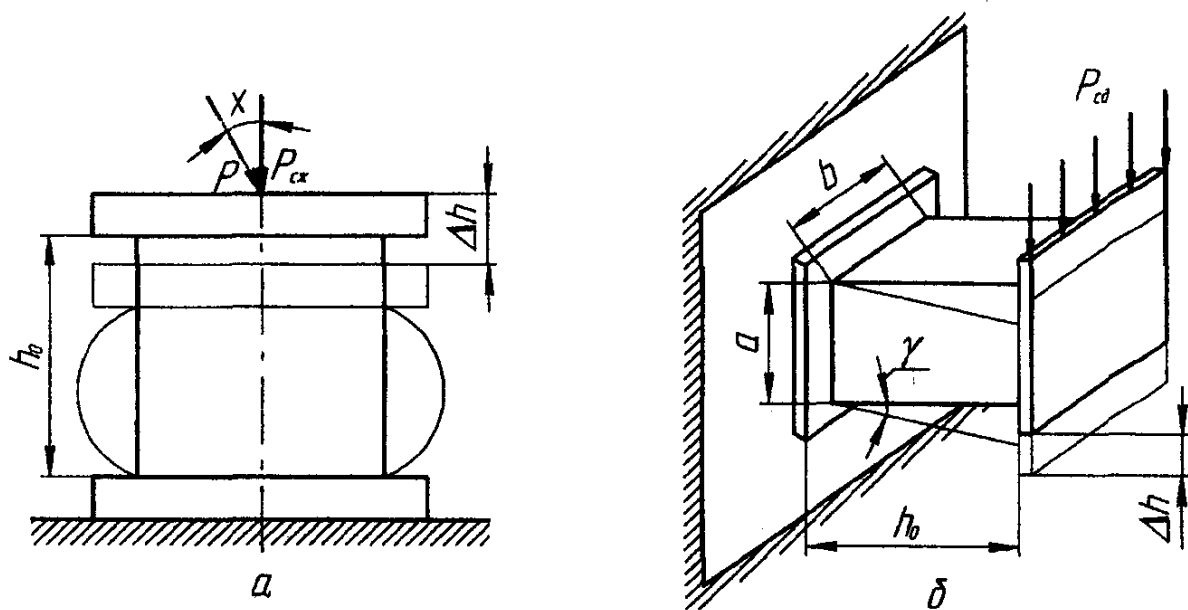


Рис.6. Схемы нагружения резиновых опор:
а – сжатия; б-сдвига

Для определения площади поперечного сечения необходимо выбрать марку резины и фактор формы. Для опор сжатия рекомендуются марки резины 1847, 2959, 3311. Фактор формы для упругих опор: $\Phi = D/h_0$, который рекомендуется принимать: $\Phi = 3 \div 5$ – для основных упругих связей и $\Phi = 0,5 \div 1,0$ – для поддерживающих упругих связей.

Затем по графическим зависимостям $E = f(\Phi)$ на рис.7 определяют статический модуль упругости E при определенном значении $\epsilon = \Delta h/h_0$. Динамический модуль упругости $E_{\text{дин}} = 1,3E$.

Площадь поперечного сечения опоры определяется по формуле $F = P_{\text{сж}}(h_0 - \Delta h)(E_{\text{дин}} \cdot \Delta h)$, где $P_{\text{сж}}$ – сжимающая сила.

Коэффициент статической жесткости опоры сжатия при малых деформациях (15-20%): $C = EF/(h_0 - \Delta h)$.

Динамический коэффициент жесткости $C_{\text{дин}} = C \cdot K_{\text{тв}}$, где $K_{\text{тв}}$ – коэффициент, зависящий от твердости резины (определяется по рис.8).

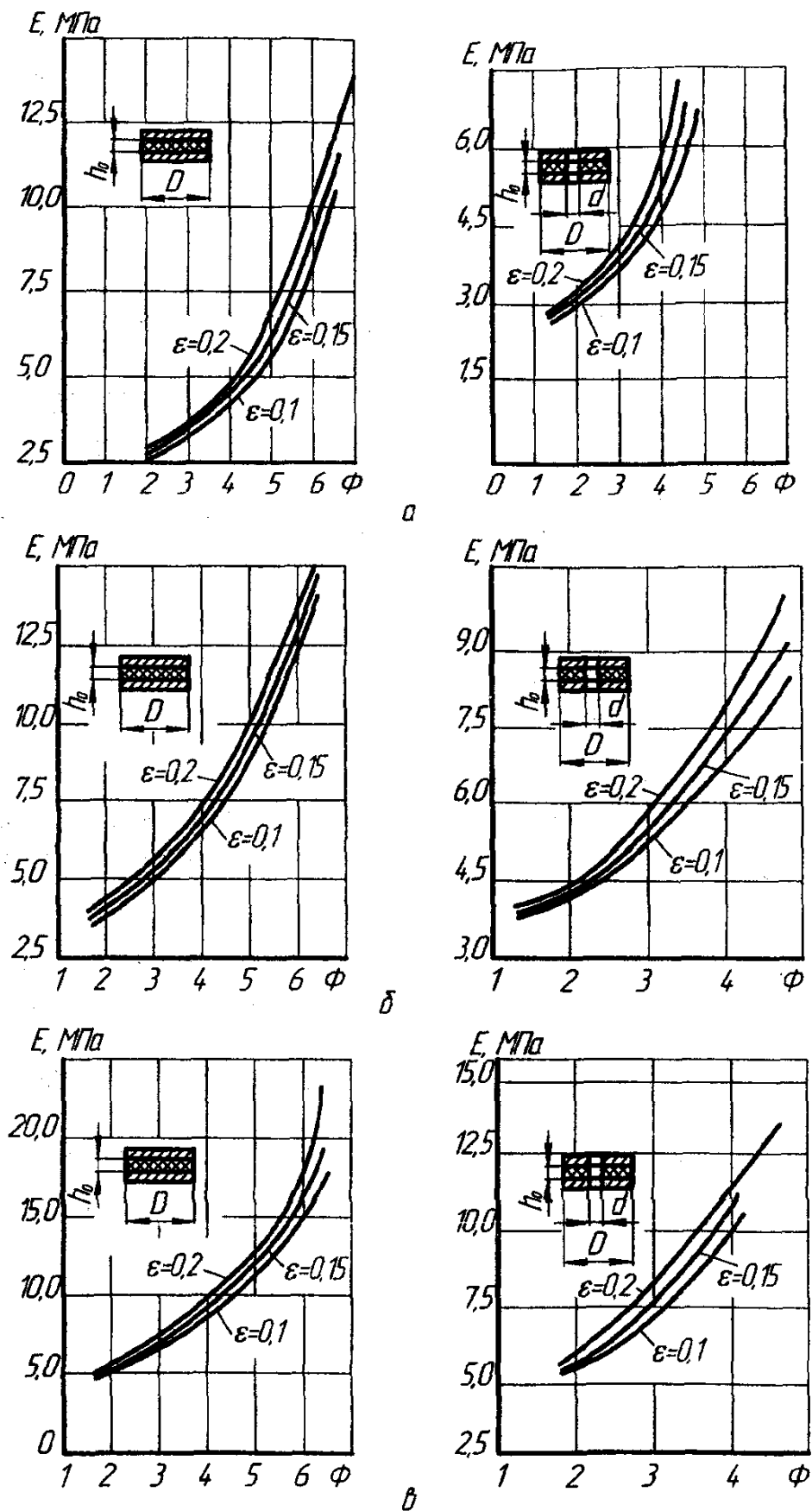


Рис.7. Зависимость статического модуля упругости от факторов формы для деталей из резины, работающих на сжатие:
а – резина 3311; б – резина 1847; в – резина 2959

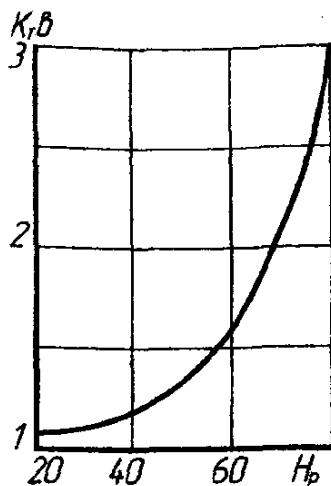


Рис.8. Зависимость коэффициента K_{TB} от твердости резины по Шору

При работе опоры на сдвиг деформирующая нагрузка прикладывается к двум противоположным и параллельным сторонам резинового элемента (рис.6,б), к которому привулканизированы стальные пластины.

Сначала определяют приведенную жесткость упругих связей. Выбрав число и расположение упругих связей, определяют коэффициент жесткости одной связи. Затем выбирают марку резины и динамический модуль упругости $G_{дин} = G \cdot \delta$, где δ – динамический коэффициент ($\delta = 1,20-1,25$).

Относительная деформация опор при сдвиге не должна превышать величину: $\gamma = 0,2-0,3$. Значение статического модуля упругости определяют по рис.9.

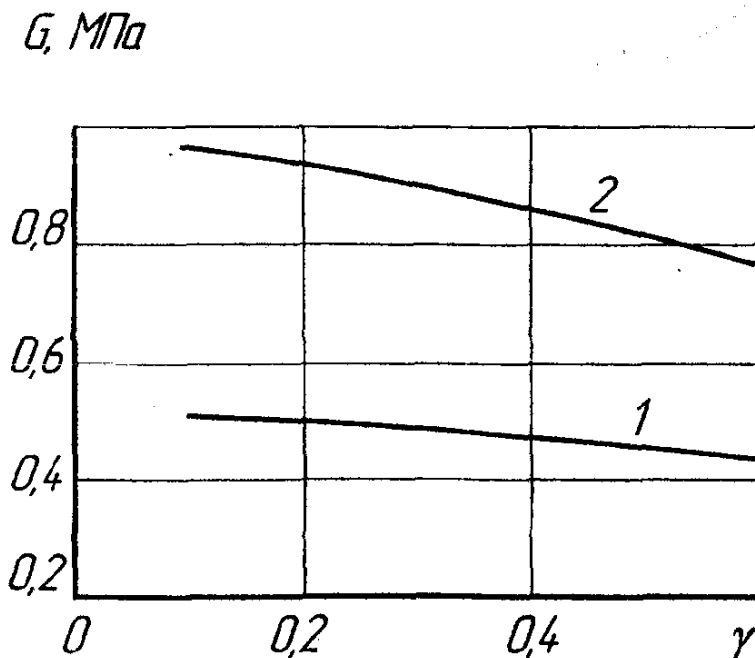


Рис.9. Зависимость между модулем сдвига G и относительным сдвигом γ для резинометаллических деталей:
1 – резина 1847; 2 – резина 2959

Высоту опоры можно найти из условия

$$h_0 = \frac{\Delta h}{0,15} + \frac{\Delta h}{0,25},$$

где Δh – деформация сдвига, равная амплитуде колебаний сепарирующего корпуса. Площадь поперечного сечения $F = ch_0 / G_{\text{дин}}$.

Длину и ширину опоры выбирают из конструктивных соображений и с учетом технологичности изготовления опоры.

При расчете упругих систем с резиновыми опорами необходимо учитывать внутреннее сопротивление упругих связей. Для этого можно использовать зависимость коэффициента внутренних сопротивлений μ от частоты упругой деформации ω (рис.10).

Для резиновых опор, работающих на сдвиг, коэффициент μ можно определять по рис.10,б.

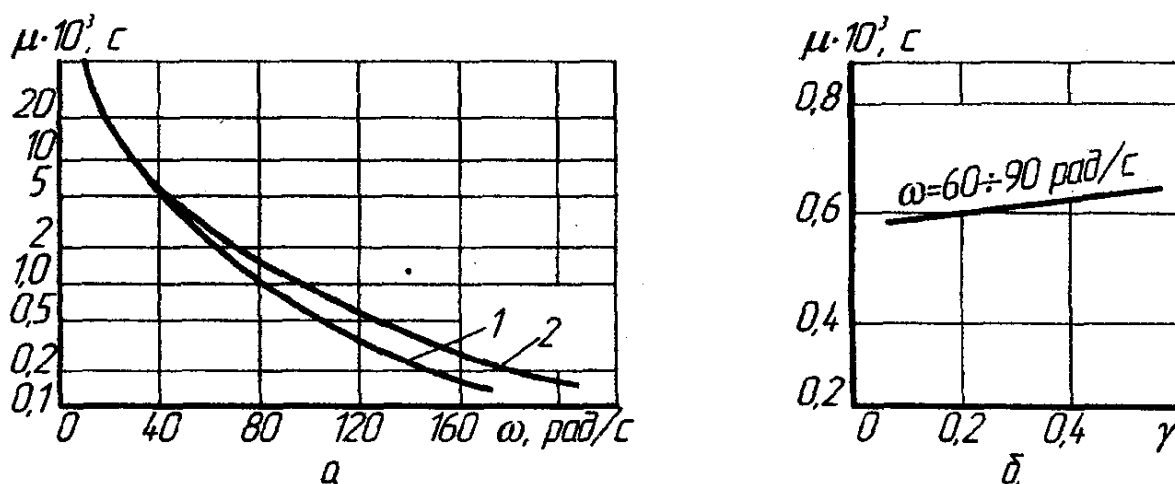


Рис.10. Зависимость коэффициента внутренних сопротивлений μ :
 а – от частоты деформаций ω ; б – от относительного сдвига γ ;
 1 – детали из резины 1847; 2 – из резины 2959

ПРИЛОЖЕНИЕ

В таблицах даны допускаемые напряжения для пружинных сталей, параметры пружинных виброизоляторов, характеристики упругих прокладочных материалов и резины различных марок.

Таблица 1

Допускаемые напряжения для пружинных сталей

Сталь		Модуль сдвига $G, \text{Н/м}^2$	Допускаемые напряжения	
Группа	Марка		Режим работы	$[\tau], \text{Н/м}^2$
Углеродистая	65	$8 \cdot 10^{10}$	Легкий	$4,2 \cdot 10^8$
	70		Средний	$3,5 \cdot 10^8$
			Тяжелый	$2,8 \cdot 10^8$
Хромованадиевая, закаленная в масле	50ХФА	$7,85 \cdot 10^{10}$	Легкий	$5,6 \cdot 10^8$
			Средний	$5,0 \cdot 10^8$
			Тяжелый	$4,0 \cdot 10^8$
Кремнистая	55С2	$7,6 \cdot 10^{10}$	Легкий	$5,6 \cdot 10^8$
	60С2		Средний	$4,5 \cdot 10^8$
	60С2А		Тяжелый	$3,5 \cdot 10^8$
	63С2А			

Таблица 2

Техническая характеристика пружинных виброизоляторов
типа ДО-38.....ДО-45

Наименование величин	Обозначение величин							
	ДО-38	ДО-39	ДО-40	ДО-41	ДО-42	ДО-43	ДО-44	ДО-45
Максимальная нагрузка на пружину (P_{max}), Н	120	220	340	550	960	1680	2430	3800
Собственная частота вертикальных колебаний, Гц	3	2,7	2,5	2,4	2,1	2,1	1,9	1,8
Жесткость пружины в продольном направлении, Н/м · 10 ⁻²	4,6	6,2	8,3	12,6	16,8	30	36,4	45
Диаметр пружины, м	0,03	0,04	0,05	0,054	0,072	0,080	0,096	0,12
Диаметр проволоки, м	0,003	0,004	0,005	0,006	0,008	0,010	0,012	0,015
Высота пружины в ненагруженном состоянии, м	0,065	0,084	0,102	0,114	0,152	0,171	0,202	0,245
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии, м	0,068	0,088	0,107	0,123	0,164	0,186	0,220	0,275
Число рабочих витков	6,5	6,5	6,0	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Шаг ненагруженной пружины, м	0,01	0,013	0,017	0,018	0,024	0,027	0,032	0,040

Таблица 3

Характеристика материалов

Прокладочный материал	Тип	Твердость по Шору	Плотность, кг/м ³	$E_{dyn}, Н/м^2$	$E_{ст}, Н/м$	Коеффициент потерь
				частота		
Морозостойкая резина	3311	30	$0,95 \cdot 10^3$	$\frac{195 \cdot 10^4}{123}$	$114 \cdot 10^4$	0,09
Натуральный каучук		30	$0,98 \cdot 10^3$	$\frac{283 \cdot 10^4}{200}$	$235 \cdot 10^4$	0,06
То же	10574	90	$1,14 \cdot 10^3$	$\frac{337 \cdot 10^4}{192}$	$196 \cdot 10^4$	0,161
"-	44-1	32	$1,23 \cdot 10^3$	$\frac{346 \cdot 10^4}{220}$	$235 \cdot 10^4$	0,077
"-	2959	45	$1,16 \cdot 10^3$	$\frac{662 \cdot 10^4}{268}$	$274 \cdot 10^4$	0,15
"-	137	50	$1,32 \cdot 10^3$	$\frac{610 \cdot 10^4}{285}$	$326 \cdot 10^4$	0,085
Полихлоропреновый каучук	604-1	60	$1,46 \cdot 10^3$	$\frac{4420 \cdot 10^4}{725}$	$895 \cdot 10^4$	0,45
То же	604-1	70	$1,52 \cdot 10^3$	$\frac{4040 \cdot 10^4}{589}$	$1260 \cdot 10^4$	0,32

Таблица 4

Характеристика резины

Марка резины	Динамический модуль упругости $E_{дин}$, Н/м ²	Статический модуль упругости $E_{ст}$, Н/м ²	Коэффициент неупругого сопротивления
3311	$25 \cdot 10^4$	$16 \cdot 10^4$	0,038
7-120 С	$112 \cdot 10^4$	$66 \cdot 10^4$	0,08
2959	$63 \cdot 10^4$	$30 \cdot 10^4$	0,14
56	$72 \cdot 10^4$	$37 \cdot 10^4$	0,16
112А	$60 \cdot 10^4$	$44 \cdot 10^4$	0,16
194	$46 \cdot 10^4$	$24 \cdot 10^4$	0,17
93	$200 \cdot 10^4$	$61 \cdot 10^4$	0,19
1992	$100 \cdot 10^4$	$37 \cdot 10^4$	0,19
КР-407	$100 \cdot 10^4$	$42 \cdot 10^4$	0,21
135	$125 \cdot 10^4$	$37 \cdot 10^4$	0,22
2462	$170 \cdot 10^4$	$52 \cdot 10^4$	0,31
2566	$38 \cdot 10^4$	$24 \cdot 10^4$	0,11
8508	$126 \cdot 10^4$	$31 \cdot 10^4$	0,15
4326	$226 \cdot 10^4$	$60 \cdot 10^4$	0,16
199	$196 \cdot 10^4$	$40 \cdot 10^4$	0,208
122	$206 \cdot 10^4$	$73 \cdot 10^4$	0,21
2542Н	$314 \cdot 10^4$	$56,5 \cdot 10^4$	0,32

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 12.1.012 – 90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие положения. – М.: Изд-во стандартов, 1990.
2. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.
3. Быховский И.М. Основы теории вибрационной техники. – М.: Машиностроение, 1969. – 363 с.
4. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 344 с.
5. Диментберг Ф.М., Фролов К.В. Вибрация в технике и человек. – М.: Знание, 1987. – 160 с.
6. Герасимов В.Я. Вибрации и колебания в технике: Иллюстрационный материал. – Курган, 1991. – 11 с.
7. Герасимов В.Я. Иллюстративный материал по взаимосвязи теоретической механики со специальными дисциплинами: Учеб. пособие. – Екатеринбург, 1992. – 56с.
8. Герасимов В.Я., Пивень В.В. Силовые и энергетические характеристики в механике: Учеб. пособие. – Курган, 1997. – 32 с.

Герасимов Василий Яковлевич

Герасимова Ольга Васильевна

РАСЧЕТ МАШИН ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению курсового проекта
для студентов специальности 260601 (170600)

Редактор Т.В. Тимофеева

Подписано к печати 18.04.05	Формат 60×841/16	Бумага тип. № 1
Заказ 139	Усл. печ. л. 1,25	Уч. изд. л. 1,25
Печать трафаретная	Тираж 100	Цена свободная

Редакционно-издательский центр КГУ.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.