



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---

---

**Кафедра «Теория механизмов и машин»**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ  
КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНАХ.  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ**

*Методическое пособие  
к лабораторным работам*

**Минск  
БНТУ  
2015**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Теория механизмов и машин»

МОДЕЛИРОВАНИЕ  
КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНАХ.  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

Методическое пособие  
к лабораторным работам

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области машиностроительного оборудования  
и технологий*

Минск  
БНТУ  
2015

УДК 60.001.11:531.8(076.5)

ББК 34.41я73

М74

**А в т о р ы :**

*В.В. Кудин, Э.И. Астахов, М.В. Кудин,*

*А.М. Авсиевич, А.А. Сухоцкий*

**Р е ц е н з е н т ы :**

*В.М. Сурин, А.М. Тареев*

**Моделирование** колебательных процессов в машинах. Определение параметров виброизоляции : методическое пособие к лабораторным работам / В.В. Кудин [и др.]. – Минск : БНТУ, 2015. – 38 с.  
ISBN 978-985-550-311-9.

В методическом пособии описаны схемы виброизоляции машин при силовом и кинематическом возмущениях, приведен расчет параметров виброизоляции и критерии ее эффективности.

Издание предназначено для студентов инженерно-технических специальностей вузов по дисциплине «Колебания в машинах», а также может быть использовано по отдельным работам в учебных курсах «Теория механизмов и машин», «Динамика машин» и другим родственным дисциплинам.

**УДК 60.001.11:531.8(076.5)**

**ББК 34.41я73**

**ISBN 978-985-550-311-9**

© Белорусский национальный  
технический университет, 2015

# 1 ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИНЫ

Виброзащита машин – это совокупность методов и средств уменьшения вибраций машины от внешних или внутренних источников вибровозмущения. Одним из распространенных методов виброзащиты является виброизоляция, заключающаяся в том, что между защищенным объектом 1 и источником вибровозмущения 2 устанавливается упругий элемент – виброизолятор 3 (Рис.1).

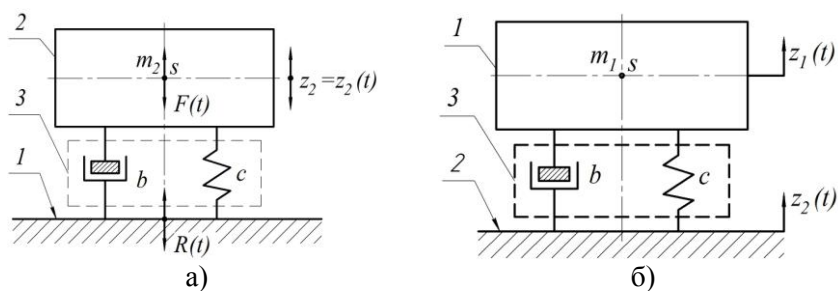


Рис. 1

Различают две схемы виброизоляции: а) с динамическим или силовым вибровозмущением (рис. 1, а), когда источник вибровозмущения 2 создает переменную силу  $F(t)$ , передаваемую через виброизолятор 3 на защищаемый объект 1; 2) с кинематическим вибровозмущением (рис. 1, б), когда вибровозмущение  $z_2(t)$  источника 2 через виброизолятор 3 передается на защищаемый объект 1.

Виброизолирующее устройство 3 представляет важнейшую часть виброзащитной системы, назначение которой состоит в создании такого режима движения, инициируемое заданными возмущениями, при которых реализуется цель виброзащиты объекта.

Параметры виброизолятора, как и любого упругого звена, определяются по его динамической характеристике  $R_z(z, \dot{z})$ , представляющей зависимость силы реакции  $R_z$  виброизолятора от его деформации  $z$  и скорости  $\dot{z}$  деформирования. В общем случае динамическая характеристика  $R(z, \dot{z})$  является нелинейной функцией. Однако при анализе малых колебаний объекта вблизи положения равновесия можно производить линеаризацию и ограничиться линейной зависимостью реакции  $R_z$  от перемещения  $z$  и скорости  $\dot{z}$ .

$$R_z = c_z \cdot z + b_z \cdot \dot{z} \quad (1)$$

Виброизолятор с линейной характеристикой (1) называется линейным, параметры которого ( $c_z$  – коэффициент жесткости,  $b_z$  – коэффициент сопротивления) являются постоянными. В случае  $b_z = 0$  зависимость (1) описывает характеристику линейного идеального упругого элемента (пружины), а при  $c_z = 0$  – характеристику линейного вязкого демпфера. Таким образом, модель виброизолятора с характеристикой (1) можно представить в виде параллельного соединения пружины с  $c_z$  и демпфера с  $b_z$ .

Рассмотрим эти две схемы виброизоляции объекта.

## **2 ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ С ДИНАМИЧЕСКИМ (СИЛОВЫМ) ВИБРОВОЗМУЩЕНИЕМ**

### **2.1 Малые колебания в системе с шестью степенями свободы**

Объект, как твердое тело (корпус станка, прибор и т.п.) установленный на упругих амортизаторах, опирающихся на неподвижное основание (рис. 2), представляет собой колебательную систему, обладающую шестью степенями свободы и шестью частотами собственных колебаний, которые во избежание резонанса с частотами

возмущения сил  $F(t)$  должны быть заранее определены расчетным путем.

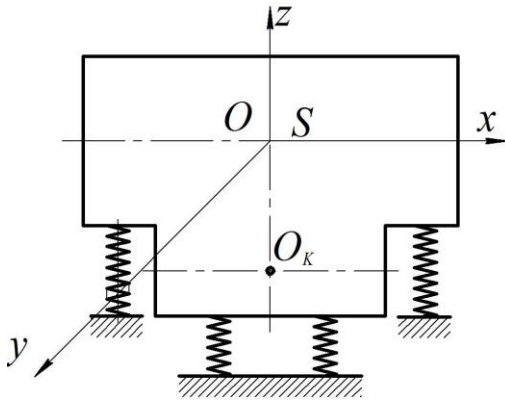


Рис. 2.

Малые колебания рассматриваемой системы характеризуются:

- а) тремя линейными смещениями центра масс объекта  $x_S, y_S, z_S$ ;
- б)  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – тремя углами поворота относительно осей  $x, y, z$  неподвижной системы координат с началом в центре масс  $S$ . При этом упругие свойства виброизолятора характеризуются соответственно коэффициентами жесткости  $C_x, C_y, C_z$  в направлении осей  $x, y, z$ .

Если пренебречь массой виброизоляторов, их демпфированием и гироскопическими эффектами, возникающими при колебаниях, то дифференциальные уравнения собственных колебаний такой системы можно записать при помощи уравнения Лагранжа 2-го рода [1].

Потенциальную энергию системы как функцию координат смещения центров жесткости виброизоляторов представится в виде

$$U = \frac{1}{2} (\sum C_x \delta_1^2 + \sum C_y \delta_1^2 + \sum C_z \delta_1^2), \quad (2)$$

где  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  – составляющие смещения центра  $O_k$  жесткости виброизолятора, имеющего координаты  $x, y, z$ .

Воспользуемся известными кинематическими соотношениями между смещением произвольной точки и центра масс, тогда перемещения  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  центра жесткости  $i$ -го виброизолятора с начальными координатами  $x, y, z$

$$\begin{aligned} \delta_1 &= x_s - \varphi_3 y + \varphi_2 z - \text{ по оси } x, \\ \delta_2 &= y_s - \varphi_1 z + \varphi_3 x - \text{ по оси } y, \\ \delta_3 &= z_s - \varphi_2 x + \varphi_1 y - \text{ по оси } z. \end{aligned} \quad (3)$$

Подставив (3) в уравнение (2), получим выражение для потенциальной энергии системы

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} (\sum C_x (x_s - \varphi_3 y + \varphi_2 z)^2 + \sum C_y (y_s - \varphi_1 z + \varphi_3 x)^2 + \\ &+ \sum C_z (z_s - \varphi_2 y + \varphi_1 x)^2) = \frac{1}{2} (\alpha_{11} x_s^2 + \alpha_{12} y_s^2 + \alpha_{33} z_s^2 + \alpha_{44} \varphi_1^2 + \\ &+ \alpha_{55} \varphi_2^2) + \alpha_{15} x_s \varphi_2 + \alpha_{16} x_s \varphi_3 + \alpha_{24} y_s + \varphi_3 + \alpha_{34} z_s \varphi_1 + \\ &+ \alpha_{35} z_s \varphi_2 + \alpha_{45} \varphi_1 \varphi_2 + \alpha_{56} \varphi_2 \varphi_3 + \alpha_{46} \varphi_1 \varphi_3, \end{aligned}$$

где  $\sum$  – суммирование производится по всем виброизоляторам:

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \sum C_x, \alpha_{22} = \sum C_y, \alpha_{33} = \sum C_z, \alpha_{44} = \sum (C_z y^2 + C_y z^2), \\ \alpha_{55} &= \sum (C_x z^2 + C_z x^2), \alpha_{66} = \sum (C_x y^2 + C_y x^2), \\ \alpha_{16} &= -\sum C_x y, \alpha_{24} = -\sum C_y z, \alpha_{26} = \sum C_y x, \alpha_{34} = \sum C_z y, \\ \alpha_{35} &= -\sum C_z x, \alpha_{45} = -\sum C_z \cdot x \cdot y, \alpha_{46} = -\sum C_y \cdot z \cdot x, \\ \alpha_{56} &= -\sum C_x \cdot y \cdot x. \end{aligned}$$

Кинетическая энергия системы  $T = T_{II} + T_B$ , где

$$T_{II} = \frac{m(\dot{x}_s^2 + \dot{y}_s^2 + \dot{z}_s^2)}{2} - \text{кинетическая энергия при поступательном}$$

движении центра масс;  $T_B = \frac{I\omega^2}{2}$  – кинетическая энергия при вращательном движении системы относительно мгновенной оси, проходящей через центр масс объекта;  $I$  – момент инерции объекта относительно мгновенной оси;  $\omega$  – мгновенная угловая скорость вращения;  $m$  – масса объекта.

Обозначим углы  $\gamma_1, \gamma_2$  и  $\gamma_3$  – углы образованные мгновенной осью вращения с осями  $X, Y, Z$ .

Проекции угловой скорости  $\omega$  на оси координат

$$\dot{\phi}_1 = \omega \cdot \cos \gamma_1, \quad \dot{\phi}_2 = \omega \cdot \cos \gamma_2, \quad \dot{\phi}_3 = \omega \cdot \cos \gamma_3.$$

Момент инерции относительно мгновенной оси вращения

$$I = I_x \cos^2 \gamma_1 + I_y \cos^2 \gamma_2 + I_z \cos^2 \gamma_3 - 2I_{xy} \cos \gamma_1 \cos \gamma_2 - \\ - 2I_{yz} \cos \gamma_2 \cos \gamma_3 - 2I_{xz} \cos \gamma_3 \cos \gamma_1,$$

где  $I_x, I_y, I_z, I_{xy}, I_{yz}, I_{xz}$  – моменты инерции и центробежные моменты инерции объекта относительно осей  $X, Y, Z$ .

Тогда

$$T_B = \frac{1}{2}(I_x \dot{\phi}_1^2 + I_y \dot{\phi}_2^2 + I_z \dot{\phi}_3^2) - I_{xy} \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 - I_{xz} \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_3 - I_{yz} \dot{\phi}_2 \dot{\phi}_3$$

Кинетическая энергия объекта

$$T = \frac{1}{2}\beta_{11}(\dot{x}_s^2 + \dot{y}_s^2 + \dot{z}_s^2) + \frac{1}{2}(\beta_{44}\dot{\phi}_1^2 + \beta_{55}\dot{\phi}_2^2 + \beta_{66}\dot{\phi}_3^2 + \beta_{45}\dot{\phi}_1\dot{\phi}_2 + \\ + \beta_{56}\dot{\phi}_2\dot{\phi}_3 + \beta_{46}\dot{\phi}_3\dot{\phi}_1),$$

где



$$\beta_{11} = m, \beta_{44} = I_x, \beta_{55} = I_y, \beta_{66} = I_z,$$

$$\beta_{45} = -I_{xy}, \beta_{56} = -I_{yz}, \beta_{46} = -I_{xz}.$$

С помощью уравнения Лагранжа 2-го рода получим шесть взаимосвязанных дифференциальных уравнений собственных колебаний объекта виброзащиты:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11} \ddot{x}_s + \alpha_{11} x_s + \alpha_{15} \phi_2 + \alpha_{16} \phi_3 &= 0 \\ \beta_{11} \ddot{y}_s + \alpha_{22} y_s + \alpha_{24} \phi_1 + \alpha_{26} \phi_3 &= 0 \\ \beta_{11} \ddot{z}_s + \alpha_{33} z_s + \alpha_{34} \phi_1 + \alpha_{35} \phi_2 &= 0 \\ \beta_{44} \ddot{\phi}_1 + \beta_{45} \ddot{\phi}_2 + \beta_{46} \ddot{\phi}_3 + \alpha_{24} y_s + \alpha_{34} z_s + \alpha_{44} \phi_1 + \alpha_{45} \phi_2 + \alpha_{46} \phi_3 &= 0 \\ \beta_{45} \ddot{\phi}_1 + \beta_{55} \ddot{\phi}_2 + \beta_{56} \ddot{\phi}_3 + \alpha_{15} x_s + \alpha_{45} \phi_1 + \alpha_{55} \phi_2 + \alpha_{56} \phi_3 &= 0 \\ \beta_{46} \ddot{\phi}_1 + \beta_{56} \ddot{\phi}_2 + \beta_{66} \ddot{\phi}_3 + \alpha_{16} x_s + \alpha_{26} y_s + \alpha_{46} \phi_1 + \alpha_{56} \phi_2 + \alpha_{66} \phi_3 &= 0 \end{aligned} \right\} (4)$$

Решение системы (4) запишем в виде

$$x_s = A_1 \cos(\omega t + \psi), \quad y_s = A_2 \cos(\omega t + \psi), \quad z_s = A_3 \cos(\omega t + \psi),$$

$$\phi_1 = A_4 \cos(\omega t + \psi), \quad \phi_2 = A_5 \cos(\omega t + \psi), \quad \phi_3 = A_6 \cos(\omega t + \psi),$$

где  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$  – значение амплитуд изменения соответствующего параметра;

$\omega = k$  – круговая частота собственных колебаний;

$\psi$  – начальная фаза колебаний.

Подставляя эти решения в систему (4) и предполагая, что система допускает решения отличное от нуля, то определитель системы будет равен нулю:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \alpha_{11} - \beta_{11}\omega^2 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ 0 & \alpha_{22} - \beta_{11}\omega^2 & 0 & \alpha_{24} & 0 & \alpha_{26} \\ 0 & 0 & \alpha_{33} - \beta_{33}\omega^2 & \alpha_{34} & \alpha_{35} & 0 \\ 0 & \alpha_{24} & \alpha_{34} & \alpha_{44} - \beta_{44}\omega^2 & \alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2 & \alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2 \\ \alpha_{15} & 0 & \alpha_{35} & \alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2 & \alpha_{55} - \beta_{55}\omega^2 & \alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2 \\ \alpha_{16} & \alpha_{26} & 0 & \alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2 & \alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2 & \alpha_{66} - \beta_{66}\omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (5)$$

Развернув определитель (5), получим уравнение шестой степени относительно  $\omega^2$ , решение которого возможно только численным методом с помощью ЭВМ. Рассмотрим некоторые частные случаи, важные в практическом отношении.

## 2.2 Объект устанавливается без перекоса виброизоляторов, имеющие одинаковые жесткости $c_z$

Необходимо стремиться к тому, чтобы в состоянии покоя объект виброизоляции не имел перекосов, т.е. чтобы осадка всех виброизоляторов была одинаковой. Это возможно, если  $\alpha_{34} = \alpha_{35} = 0$ , т.е. когда центр масс объекта (т.  $S$ ) и центр жесткости виброизолятора (т.  $O_k$ ) лежат на одной вертикальной линии.

Если коэффициенты жесткости  $c_z$  всех виброизоляторов выбраны одинаковыми, то третье уравнение в (4) станет независимым от других, т.е.

$$\beta_{11}\ddot{z}_5 + \alpha_{33}z_5 = 0.$$

Следовательно, можно определить одну из собственных частот в направлении оси  $Z$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\alpha_{33}}{\beta_{11}}}.$$

### 2.3 Установка объекта без перекосов на равножестких виброизоляторах, расположенных в одной плоскости

При соблюдении условия (1) и кроме того  $C_x = C_y$ , тогда  $\alpha_{16} = \alpha_{26} = 0$ . Если предположить, что виброизоляторы лежат на одном уровне ( $z = const$ ), то  $\alpha_{46} = \alpha_{56} = 0$ .

Поскольку  $C_x = C_y$  и  $z = const$ , то  $\alpha_{11} = \alpha_{22}$ . Тогда оставшиеся пять уравнений системы (4) имеют вид.

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11}\ddot{x}_s + \alpha_{11}x_s + \alpha_{15}\phi_2 &= 0 \\ \beta_{11}\ddot{y}_s + \alpha_{22}y_s + \alpha_{24}\phi_1 &= 0 \\ \beta_{44}\ddot{\phi}_1 + \beta_{45}\ddot{\phi}_2 + \beta_{46}\ddot{\phi}_3 + \alpha_{24}y_s + \alpha_{44}\phi_1 + \alpha_{45}\phi_2 &= 0 \\ \beta_{45}\ddot{\phi}_1 + \beta_{55}\ddot{\phi}_2 + \beta_{56}\ddot{\phi}_3 + \alpha_{15}x_s + \alpha_{45}\phi_1 + \alpha_{55}\phi_2 &= 0 \\ \beta_{46}\ddot{\phi}_1 + \beta_{56}\ddot{\phi}_2 + \beta_{66}\ddot{\phi}_3 + \alpha_{66}\phi_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (7) позволяет определить пять собственных частот  $(\omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6)$ .

### 2.3 Объект установлен на виброизоляторах, когда центробежные моменты инерции равны 0 и соблюдаются условия 1 и 2

Если соблюдаются условия 1 и 2 и имеет место равенство  $\alpha_{45} = \beta_{45} = \beta_{46} = \beta_{56} = 0$ , означающее, что оси  $x, y, z$  являются главными центральными осями инерции объекта, то система уравнение (7) распадается на три независимые группы и принимает вид

$$\left. \begin{aligned} \text{I)} \quad \beta_{66}\phi_3 + \alpha_{66}\phi_3 &= 0 \\ \text{II)} \quad \beta_{11}\ddot{x}_s + \alpha_{15}\phi_2 &= 0 \\ \beta_{55}\ddot{\phi}_2 + \alpha_{15}x_s + \alpha_{55}\phi_2 &= 0 \\ \text{III)} \quad \beta_{11}y_s + \alpha_{22}y_s + \alpha_{24}\phi_1 &= 0 \\ \beta_{44}\ddot{\phi}_1 + \alpha_{24}y_s - \alpha_{44}\phi_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Первое уравнение системы (8) соответствует колебаниям вокруг оси  $Z$  с частотой собственных колебаний

$$\omega_2 = \sqrt{\alpha_{66} / \beta_{66}}.$$

Второе и третье уравнения описывают сложные колебания объекта в плоскости  $XZ$  (рис. 3).

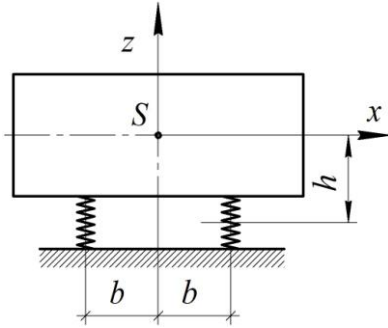


Рис. 3

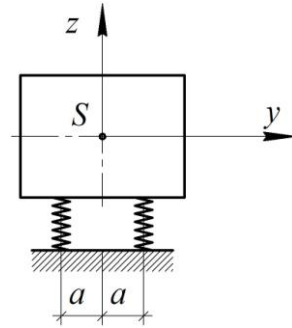


Рис. 4.

Их интегрирование приводит к уравнению

$$\beta_{11}\beta_{22}\omega^4 - (\beta_{11}\alpha_{55} + \beta_{55}\alpha_{11})\omega^2 + (\alpha_{11}\alpha_{55} - \alpha_{55}^2) = 0, \quad (9)$$

из которого определяем собственные частоты  $\omega_3$  и  $\omega_4$ . Четвертое и пятое уравнения системы (8) описывают сложные колебания объекта в плоскости  $YZ$  (рис. 4), интегрирование которых приводит к уравнению частот

$$\beta_{11}\beta_{22}\omega^4 - (\beta_{11}\alpha_{44} + \beta_{44}\alpha_{22})\omega^2 + (\alpha_{22}\alpha_{44} - \alpha_{24}^2) = 0, \quad (10)$$

из которого находятся собственные частоты  $\omega_5$  и  $\omega_6$ . Частота  $\omega_1$  поступательных вертикальных колебаний вдоль оси  $Z$  вычисляется по формуле (6).

### 3 ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОБЪЕКТА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

Возмущающие силы, действующие на объект виброзащиты, приводятся к центру масс  $S$  и их можно представить в виде главного вектора сил  $F(t)$  и главного момента  $M(t)$ . Проекции главного вектора и главного момента на оси координат  $O, x, y, z$  задаются их проекциями:  $F_x(t), F_y(t), F_z(t), M_x(t), M_y(t), M_z(t)$ .

Если в уравнениях системы (4) нули в правых частях заменить соответствующими проекциями главного вектора и главного момента внешних сил, то получим дифференциальные уравнения вынужденных колебаний

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11} \ddot{x}_s + \alpha_{11} \dot{x}_s + \alpha_{15} \phi_2 + \alpha_{16} \phi_3 &= F_x(t) \\ \beta_{11} \ddot{y}_s + \alpha_{22} \dot{y}_s + \alpha_{24} \phi_1 + \alpha_{26} \phi_3 &= F_y(t) \\ \beta_{11} \ddot{z}_s + \alpha_{33} \dot{z}_s + \alpha_{34} \phi_1 + \alpha_{35} \phi_2 &= F_z(t) \\ \beta_{44} \ddot{\phi}_1 + \beta_{45} \ddot{\phi}_2 + \beta_{46} \ddot{\phi}_3 + \alpha_{24} \dot{y}_s + \alpha_{34} \dot{z}_s + \alpha_{44} \phi_1 + \alpha_{45} \phi_2 + \alpha_{46} \phi_3 &= M_{x(t)} \\ \beta_{45} \ddot{\phi}_1 + \beta_{55} \ddot{\phi}_2 + \beta_{56} \ddot{\phi}_3 + \alpha_{15} \dot{x}_s + \alpha_{45} \dot{y}_1 + \alpha_{55} \phi_2 + \alpha_{56} \phi_3 &= M_y(t) \\ \beta_{46} \ddot{\phi}_1 + \beta_{56} \ddot{\phi}_2 + \beta_{66} \ddot{\phi}_3 + \alpha_{16} \dot{x}_s + \alpha_{26} \dot{y}_s + \alpha_{46} \phi_1 + \alpha_{56} \phi_2 + \alpha_{66} \phi_3 &= M_z(t) \end{aligned} \right\} (9)$$

Частное решение (9) представится в виде

$$\begin{aligned} x_{sj} &= A_{xj} \cos(\rho_j t + \psi_j), \quad y_{sj} = A_{yj} \cos(\rho_j t + \psi_j), \quad z_{sj} = A_{zj} \cos(\rho_j t + \psi_j), \\ \varphi_{1j} &= A_{\varphi_{1j}} \cos(\rho_j t + \psi_j), \quad \varphi_{2j} = A_{\varphi_{2j}} \cos(\rho_j t + \psi_j), \quad \varphi_{3j} = A_{\varphi_{3j}} \cos(\rho_j t + \psi_j), \end{aligned}$$

Подставив частные значения координат и их производные в уравнение (9) и решив новую систему уравнений, определим значения шести неизвестных амплитуд  $A_{xj}, A_{yj}, A_{zj}, A_{\varphi_{1j}}, A_{\varphi_{2j}}, A_{\varphi_{3j}}$ .

Периодические функции  $F(t)$  и  $M(t)$  раскладываем в тригонометрический ряд Фурье, каждый из членов которого имеет вид  $F_i = A_k \cos(\rho_i t + \varphi_i)$ ,  $M_i = A_{M_i} \cos(\rho_i t + \varphi_i)$

#### 4 ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРОЗАЩИТЫ. КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Под эффективностью виброзащиты (виброизоляции) понимается степень реализации виброизолирующим устройством целей виброзащиты.

Так при силовом гармоническом воздействии в направлении оси  $Z$

$$F_Z(t) = F_{Z0} \cos \rho t,$$

где  $F_{Z0}$  и  $\rho$  – соответственно амплитуда и частота возмущающего воздействия.

Тогда целью виброизоляции может являться уменьшение амплитуды  $R_{Z0}$  реакции, передаваемой виброизолирующим устройством на неподвижный объект, которая определяется формулой

$$R_{Z0}(t) = \frac{F_{Z0} \sqrt{\omega_z^4 + 4n^2 \rho^2}}{\sqrt{(\omega_z^2 - \rho^2)^2 + 4n^2 \rho^2}}, \quad (10)$$

где  $n = \frac{b}{2m}$  – коэффициент демпфирования;

$\omega_z$  – собственная частота колебаний в направлении оси  $Z$ .

Или в уменьшении амплитуды  $x_{Z0}$  установившихся вынужденных колебаний источника, определяемая как

$$x_{Z0}(t) = \frac{F_{Z0}}{m \sqrt{(\omega_z^2 - \rho^2)^2 + 4n^2 \rho^2}} \quad (11)$$

Количественно степень реализации виброзащитных свойств можно оценить соответственно

а) коэффициентом виброизоляции

$$K_R = \frac{R_{z0}}{F_{z0}} \quad (12)$$

б) коэффициентом динамичности

$$K_x = \frac{c X_{z0}}{F_{z0}} \quad (13)$$

Если подставить значение амплитуд  $R_{z0}$  и  $X_{z0}$  и принять  $\frac{\rho}{\omega_z} = z$  и  $\nu = \frac{n}{\omega_z}$  то получим

$$K_R = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}} \quad (14)$$

$$K_x = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}} \quad (15)$$

Рассмотрим условия эффективности виброзащитной системы по критериям  $K_R$  и  $K_x$ . Из формул (14) и (15) видно, что эффективность определяется неравенством

$$K_R \leq 1, K_x \leq 1 \quad (16)$$

Анализ соотношения (14) приводит к следующим выводам:

1. Эффективность виброзащиты по критерию  $K_R \leq 1$  обеспечивается при любом уровне демпфирования в частном диапазоне  $z \geq \sqrt{2}$ .

При любом  $z \geq \sqrt{2}$  эффективность тем выше, чем слабее демпфирование; наилучшей эффективностью обладает идеально упругий виброизолятор ( $\nu = 0$ ).

2. Эффективность виброзащиты по критерию  $K_x \leq 1$  также обеспечивается в диапазоне  $z \geq \sqrt{2}$  при любых значениях  $\nu$ . При  $\nu \geq \frac{1}{\sqrt{2}}$  виброзащита эффективна во всем частотном диапазоне  $0 < z < \infty$ ; при  $\nu \leq \frac{1}{\sqrt{2}}$  эффективность имеет место в диапазоне  $z > \sqrt{2(1 - 2\nu^2)}$ . При фиксированном значении  $z$  эффективность повышается с ростом демпфирования.

Зависимости  $K_R = K_R(z)$  и  $K_x = K_x(z)$  при фиксированных значениях  $\nu$  представлены на рис. 5 и рис. 6.



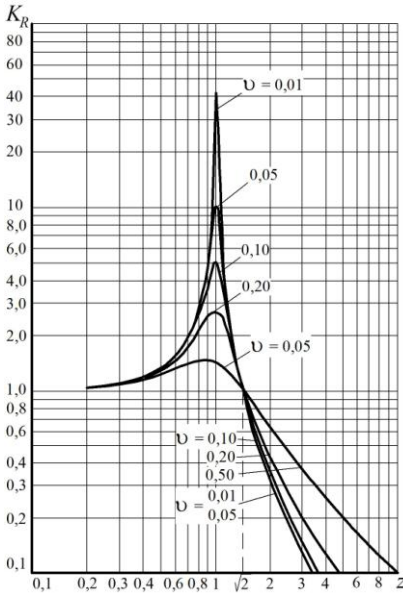


Рис. 5

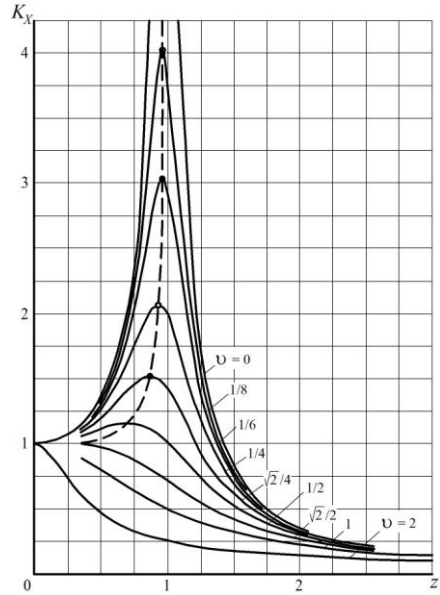


Рис. 6

## 5 ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ С КИНЕМАТИЧЕСКИМ ВИБРОВОЗМУЩЕНИЕМ

При кинематическом вибровозмущении (рис. 1, б) дифференциальное уравнение движения защищаемого объекта 1 с учетом возмущающего движения  $z_2(t)$  источника 2 имеет вид

$$m\ddot{z}_1 + b(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c(z_1 - z_2) = 0. \quad (17)$$

В случае гармонического вибровозмущения источника 2

$$z_2(t) = A_2 \cos(pt), \quad \ddot{z}_2 = -A_2 p^2 \cos(pt - \pi)$$

с известной амплитудой  $A_2$  и угловой частотой  $p$  виброперемещение  $z_1(t)$  объекта 1 будет также гармоническим с той же угловой

частотой, но с другой амплитудой  $A_1$  и угловым сдвигом фазы  $\varphi$  :

$$z_1(t) = A_1 \cos(pt - \varphi), \quad \dot{z}_1 = -A_1 p^2 \cos(pt - \varphi - \pi).$$

После подстановки выражений  $z_2(t), z_1(t)$  и их производных в уравнение (17) определяем амплитуду колебаний объекта 1

$$A_1 = A_2 \sqrt{\frac{c^2 + b^2 p^2}{(c^2 - mp^2)^2 + b^2 p^2}}. \quad (18)$$

При кинематическом гармоническом возмущении цель защиты может заключаться в уменьшении амплитуды абсолютного ускорения (перегрузки) объекта  $W$ , а также в уменьшении амплитуды  $A$  его колебаний относительно основания.

Количественно степень реализации в этом случае оценивается коэффициентом виброизоляции  $K_R = \frac{W}{A_2 p^2}$  и коэффициентом динамичности  $K_X = \frac{A_1}{A_2}$ .

После подстановки значений  $W$  и  $A_1$  получим

$$K_R = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}, \quad K_X = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}. \quad (19)$$

Анализ формул (19) показывает, что эффективность виброзащиты при кинематическом вибровозмущении по критерию  $K_R$  полностью соответствует эффективности при силовом вибровозмущении.

Виброзащита по критерию  $K_X \leq 1$  эффективна во всем частотном диапазоне,  $\nu > \frac{1}{\sqrt{2}}$ , а при  $\nu < \frac{1}{\sqrt{2}}$  – только в диапазоне

$$0 < z < \frac{1}{\sqrt{2(1 - 2\nu^2)}}.$$

При этом эффективность на фиксированной частоте  $z$  повышается с ростом демпфирования в наихудшем случае ( $\gamma = 0$ ) диапазон эффективности соответствует полосе  $0 < z < (1/\sqrt{2})$  (рис. 7).

Возникающие при работе машин кинематические вибровозмущения  $z_2(t)$  обычно бывают не гармонические, а полигармоническими (периодическими). В таком случае периодическую функцию  $z_2(t) = z_2(t + T)$  с периодом  $T$  раскладываем в ряд Фурье, тогда дифференциальное уравнение (17) представим в виде

$$m\ddot{z}_2 + b(\dot{z}_1 - (\sum_{j=1}^s (a_j \sin(\rho_j t) + b_j \cos(\rho_j t)))) + (z_1 - (\sum_{j=1}^s \sin(\rho_j t) + b_j \sin(\rho_j t))) = 0 \quad (18)$$

где  $j$  – номер гармоники ряда Фурье  $j = 1, 2, \dots, s$ ;

$\rho$  – основная частота кинематических возмущений;

$a_j, b_j$  – коэффициенты ряда Фурье от функции  $z_2(t)$ .

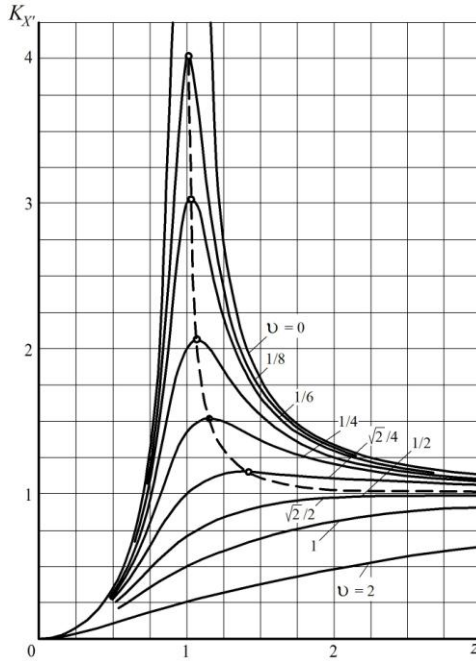


Рис. 7

В соответствии с принципом суперпозиции установившаяся реакция системы на периодическое возмущение  $z_2(t)$  равна сумме реакций, возникающих от каждой гармоники ряда Фурье.

Поэтому решение уравнения (18) представим в виде

$$z_1(t) = z_0 + \sum_{j=1}^S A_{bj} \sin(\rho_j t - \varphi_j),$$

где  $A_{bj}$  – амплитуда вынужденных колебаний объекта  $j$ -й гармоники на частоте  $\rho_j = j \cdot \rho$ :

$$A_{bj} = A_{2j} \sqrt{\frac{c^2 + b_j^2 \cdot p_j^2}{(c^2 - mp_j^2)^2 + b_j^2 p_j^2}}; \quad (19)$$

$\varphi_j$  – угол сдвига фаз  $j$ -й гармоники  $z_1(t)$  к  $j$ -й гармонике  $z_2(t)$  источника вибровозмущения

$$\varphi_j = \text{arctg}\left(\frac{2np_j}{k^2 - p_j^2}\right).$$

Оценка эффективности виброизоляции при полигармоническом возбуждении производится расчетом коэффициентов  $K_R$  и  $K_x$  на каждой частоте  $j$ -й гармоники.

Однако иногда определения эффективности основывается на иных требованиях к выходному сигналу  $z_1(t)$ . Например, одной из важных характеристик полигармонического процесса является его дисперсия. Дисперсия определяется суммой

$$D_{A_2} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^s A_{2j}^2$$

и не зависит от фазовых сдвигов между составляющими. Тогда эффективность виброзащиты можно принять как отношение соответствующих дисперсий

$$K_R = \frac{D_W}{D_{\ddot{A}_2}}, \quad K_x = \frac{D_{A_1}}{D_{A_2}},$$

где  $D_W, D_{\ddot{A}_2}$  – дисперсии абсолютных ускорений объекта и источника, определяемые при кинематическом возмущении;

$D_{A_1}, D_{A_2}$  – дисперсии амплитуд колебаний объекта и источника кинематического возмущения.

В реальных системах виброизоляции отдельные виброизоляторы со своими параметрами  $c_j, b_j$  соединяют последовательно либо па-

раллельно. Тогда в расчетах используют приведенную жесткость  $c_n$  и приведенный коэффициент сопротивления  $b_n$ , которые определяются так:

$$\text{– при параллельном соединении } c_n = \sum_{i=1}^N c_i, b_n = \sum_{i=1}^N b_i;$$

$$\text{– при последовательном соединении } \frac{1}{c_n} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{c_i}, b_n = c_n^2 \sum_{i=1}^N \frac{b_i}{c_i},$$

где  $N$  – число виброизоляторов.

Если все виброизоляторы одного типа, т.е.  $c_i = c, b_i = b$ ,

то при параллельном соединении

$$c_n = N \cdot c, b_n = N \cdot b,$$

а при последовательном соединении

$$c_n = \frac{c}{N}, b_n = \frac{b}{N}.$$

В качестве параметров, характеризующих демпфирование виброизолятора, используют логарифмический коэффициент затухания  $\delta = \ln(A_{n+1} / A_n)$ . С помощью коэффициента  $\delta$  можно определить и другие параметры демпфирования:

$$\text{– коэффициент рассеивания } \psi = 1 - e^{-2\delta};$$

$$\text{– коэффициент сопротивления } b_j = \frac{c\psi}{2\pi\rho_j}, j = 1, 2, \dots, s.$$

## 6 РАСЧЕТ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИНЫ

Применяемые в технике виброизоляторы содержат упругий элемент (резина, пружина, сетка) с деталями крепления к защищаемому объекту и к источнику вибровозмущения. Конструкции некоторых виброизоляторов приведены [3-4].

Промышленный виброизолятор кроме статической жесткости  $C$  и параметров демпфирования  $(\delta, \psi, b)$  характеризуется еще номинальной статической нагрузкой  $[F_H]$ , при которой виброизолятор сохраняет свои жесткостные и диссипативные характеристики, а также параметры динамической жесткости по осям  $x, y, z$ . Конструктивно виброизолятор оценивается габаритными размерами  $a \times b \times h$  и конструкцией крепления.

Для расчета виброизоляции машины необходимо иметь размеры опорной поверхности  $(A \times B)$  (рис. 8), расположения ее центра масс и положение оси возмущающей силы  $F(t)$  или кинематического возмущения  $z_2(t)$ .

С целью упрощения расчетов и исключения угловых колебаний объекта вокруг осей  $x$  и  $y$  нужно стремиться, чтобы линия возмущающего воздействия проходила через центр масс  $S$  и кроме того центр масс и центр жесткости упругой системы совпадали [4]. Так как в машинах используют несколько виброизоляторов ( $N \geq 3$ ), то их расположение следует делать таким, чтобы центр жесткости  $S_c$  системы располагался на линии возмущающего воздействия. При одинаковых виброизоляторах эти условия выполняются при симметричном расположении  $N$  виброизоляторов. При виброизоляции необходимо, чтобы отношение  $z = \frac{P}{K} > \sqrt{2}$  (см. рис. 5), где  $K = \omega$  – собственная частота колебаний.

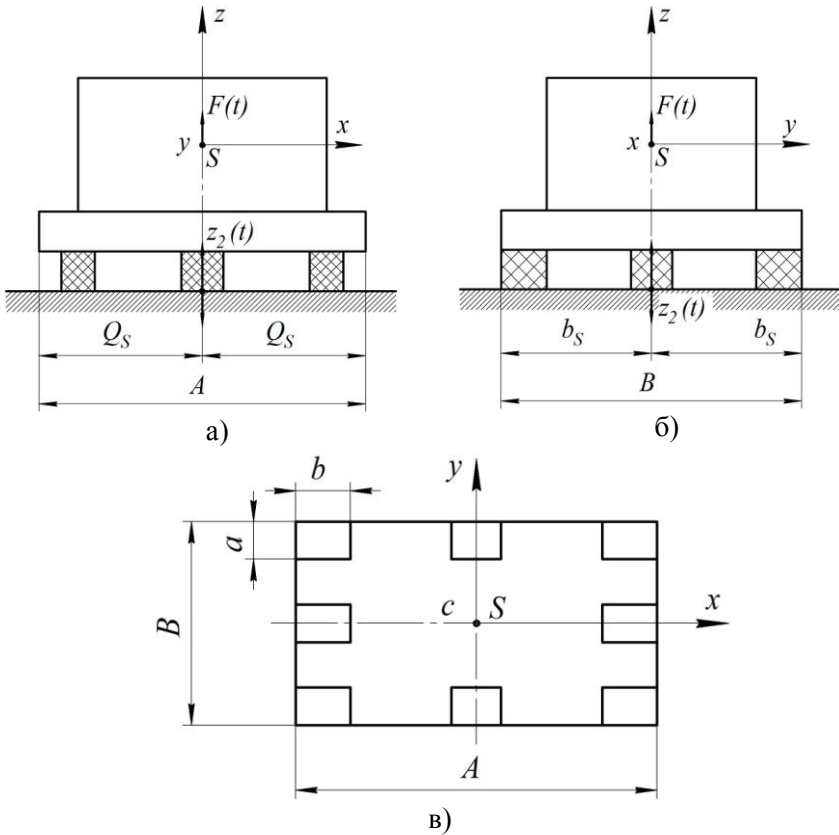


Рис. 8

По принятому значению  $(z)$  определяем предварительное значение собственной частоты колебательной системы

$$K = \frac{P}{z}.$$

Тогда приведенный коэффициент жесткости виброзащитной системы будет равен

$$c_n = K^2 \cdot m.$$



Приняв количество виброизоляторов  $N$ , находим жесткость одного виброизолятора

$$c = \frac{c_n}{N}.$$

Сначала выбирается меньшее число  $N = 4$  и по весу  $G = m \cdot g$  машины определяется статическая нагрузка  $F_H$  на один виброизолятор

$$F_H = \frac{mg}{N}.$$

По величине  $F_H$  и с учетом  $c$  из таблицы параметров, например виброизолятор АКСС, необходимо определить тип виброизолятора. Если же  $F_H > |F_H|$ , то выбираем следующее число  $N$  и т.д.

Для выбранного типа виброизолятора из таблицы выписываются значения основных параметров (приложения 1, 2 и 3):

- тип виброизолятора;
- статическая нагрузка;
- статическая жесткость;
- динамическая жесткость;
- логарифмический коэффициент затухания.

Кроме того, из таблицы габаритных размеров выписываем значения  $a, b, h$ .

Проверяем условие конструктивного размещения выбранного числа  $N$  на опорной поверхности ( $A \times B$ ) машины:  $A > a \cdot N_a, B > b \cdot N_b$ , где  $N_a$  и  $N_b$  число виброизоляторов на линиях  $A$  и  $B$  соответственно.

По значению динамической жесткости выбранного виброизолятора уточняем значение собственной частоты

$$K = \sqrt{\frac{c_z \cdot N}{m}},$$

где  $c_z$  – значение динамической жесткости в направлении оси  $Z$  одного виброизолятора. В данной работе виброзащиты машины рассматриваются два варианта: а) виброизоляция при силовом полигармоническом возмущении (лабораторная работа 4.1К); б) виброизоляция при кинематическом вибровозмущении (лабораторная работа 4.2К). Далее производим расчет амплитуды вынужденных колебаний объекта виброзащиты либо амплитуды передаваемой на объект динамической силы и соответствующих коэффициентов  $K_R, K_x$  или  $K_R, K_x'$ . Рассчитанные значения амплитуд виброперемещений следует сравнить с допустимыми  $[A_j]$  виброперемещениями на соответствующих частотах в соответствии со значениями, установленные ГОСТом.

## 7 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ 4.1К

1. Для заданного варианта зарисовать схему виброизоляции, записать исходные данные машины и вибровозмущения.

2. Из графика зависимости коэффициента виброизоляции  $K_R$  принимаем  $Z$  и определяем значение собственной частоты колебания системы виброзащиты.

3. Определяем приведенный коэффициент жесткости виброзащитной системы  $c_n$ .

4. Определяем необходимое число  $N$  виброизоляторов и показываем схему их размещения на опорной поверхности ( $A \times B$ ) машины; выбираем тип виброизоляторов и выписываем их параметры.

5. По значению динамической жесткости выбранного виброизолятора уточнить значение собственной частоты.

6. Составить расчетную динамическую модель виброизоляции, записать для нее дифференциальное уравнение вынужденных колебаний и рассчитать постоянные параметры.

7. На основной частоте первой гармоники рассчитать коэффициент виброизоляции  $K_R$ .

8. Подготовить исходные данные для ЭВМ (схема виброизоляции,  $m, c_n, b_n, N, F(t)$ ) и произвести расчеты на ЭВМ. Просмотреть на экране дисплея графики виброперемещения объекта  $Z_1(t)$ , а также значения коэффициентов  $K_R$  виброизоляции на заданных трех гармониках.

9. Выписать допустимые виброперемещения  $|A_j|$  на соответствующих частотах и сделать проверку вибробезопасности объекта  $0.707A_j \leq |A_j|$ .

10. По результатам расчетов колебаний виброзащитной системы выполнить анализ эффективности выбранного варианта виброизоляции машины.

## 8 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ 4.1К

1. Цель работы.

2. Материальное обеспечение.

3. Основные теоретические понятия, определения и формулы.

4. Схема динамической модели виброизоляции при силовом вибровозмущении.

5. Исходные данные:  $m$  - масса машины вместе с рамой (кг); габаритные размеры опорной поверхности рамы ( $A=$  мм,  $B=$  мм); значение коэффициента виброизоляции на первой гармонике  $K_R =$  ; допустимое значение амплитуды виброперемещения на первой гармонике  $|A| =$  м; возмущающая сила  $F_i = F_{0i} \cos i \rho t$ , где  $i=1,2,3$  - номер гармоники:

а)  $i=1$   $F_1 = F_{01} \cos i \rho t$ , где  $F_{01} =$  н,  $\rho =$  с<sup>-1</sup>,

б)  $i=2$   $F_2 = F_{02} \cos(\rho_2 t + \psi_2)$ , где  $F_{02} =$  н,  $\rho_2 = 2\rho$  с<sup>-1</sup>,  
 $\psi_2 =$  град

в)  $i=3$   $F_3 = F_{03} \cos(\rho_3 t + \psi_3)$ , где  $F_{03} =$  н,  $\rho_3 = 3\rho$  с<sup>-1</sup>,  
 $\psi_3 =$  град

6. Определить собственную частоту виброизоляционного устройства ( $K = \frac{\rho}{Z}$ , используя график  $K_R(Z)$ ).

7. Определить приведенный коэффициент жесткости ВУ.

8. Выбираем тип виброизолятора и выписать при заданном  $N$ :

статическая нагрузка  $F_H =$

статическая жесткость  $C_z =$

динамическая жесткость  $C_{z0} =$

9. Уточненное значение собственной частоты.

10. Динамическая расчетная модель с записью дифференциального уравнения вынужденных колебаний.

11. На первой гармонике рассчитать коэффициент виброизоляции  
 $K_R =$
12. Исходные данные для ЭВМ. Распечатка результатов расчета на ЭВМ.
13. Анализ результатов расчета:
  - а) амплитуды колебания источника на основной и высоких частотах;
  - б) коэффициенты виброизоляции  $K_R$  на трех гармониках;
  - в) коэффициенты динамичности  $K_x$  на трех гармониках.
14. Проверка условия вибробезопасности:
$$A_j \leq |A_j| \quad j = 1, 2, 3.$$
15. Выводы по результатам работы.

## 9 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ 4.2К

1. Для варианта кинематического вибровозмущения зарисовать схему виброизоляции, выписать исходные данные машины и вибровозмущения.

2. Определить необходимое число  $N$  виброизоляторов, показать схему их размещения на опорной поверхности  $(A \times B)$ , выбрать тип виброизоляторов и выписать их параметры.

3. Рассчитать собственную частоту колебаний  $K$  и проверить  $\frac{\rho_1}{K} > 2$ . В случае, если  $\frac{\rho_1}{K} < 2$ , то необходимо изменить тип виброизолятора с другими параметрами жесткости.

4. Составить расчетную динамическую модель виброизоляции, записать дифференциальное уравнение колебаний.

5. Рассчитать на основной частоте ( $\rho_1$ ) коэффициент виброизоляции  $K_R$ .

6. Подготовить исходные данные для ЭВМ и расчет параметров виброизоляции и колебательной системы, просмотрев на экране дисплея графики  $z_2(t)$  вибровозмущающего воздействия, а также графики виброперемещений  $z_1(t)$  объекта,  $K_{Rj}$ .

7. Произвести проверку вибробезопасности виброизолированного объекта по допустимому значению амплитуды  $[A_j]$  на соответствующей гармонике  $j=1,2,3$ .

8. По результатам расчетов  $K_{Rj}$  на трех гармониках сделать анализ эффективности виброизоляции при кинематическом вибровозмущении.

## 10 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ 4.2К

1. Цель работы.
2. Материальное обеспечение.
3. Основные понятия, формулы, определения.
4. Схема виброизоляции при кинематическом вибровозмущении динамическая модель.
5. Схема размещения виброизоляторов на опорной площадке машины.
6. Выбор числа  $N$  виброизоляторов, типа и параметров виброизолятора.
7. Дифференциальное уравнение виброзащитного объекта при полигармоническом вибровозмущении и его решения.
8. Расчет параметров динамической модели  $(c_n, b_n, n_n, K_j$  и проверка на основной частоте условия  $\frac{\rho_1}{K} < 2$ .
9. Расчет коэффициента виброизоляции  $K_R$  на основной частоте  $(\rho_1)$ .
10. Распечатка результатов расчета на ЭВМ.
11. Анализ значений амплитуд виброперемещений на всех трех гармониках  $\rho_j, j=1,2,3$ .
12. Проверка условия вибробезопасности объекта по допустимому значению  $[A_j]$ .
13. Выводы по результатам работы.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Виброзащита машины, ее основные методы и средства?
2. Что такое виброизоляция?
3. Основные схемы виброизоляции и их особенности?
4. Критерии эффективности виброизоляции?
5. Коэффициент виброизоляции при силовом и кинематическом вибровозмущении?
6. Коэффициент динамичности и его особенности?
7. На каких частотах наиболее эффективно действие виброизоляции?
8. Как влияет демпфирование и жесткость виброизолятора на коэффициент виброизоляции?
9. Как оценивается эффективность виброизоляции при полигармоническом возмущении?
10. Назовите основные типы промышленных виброизоляторов и их параметры?
11. Как проверяется вибробезопасность виброизолированного слоя?

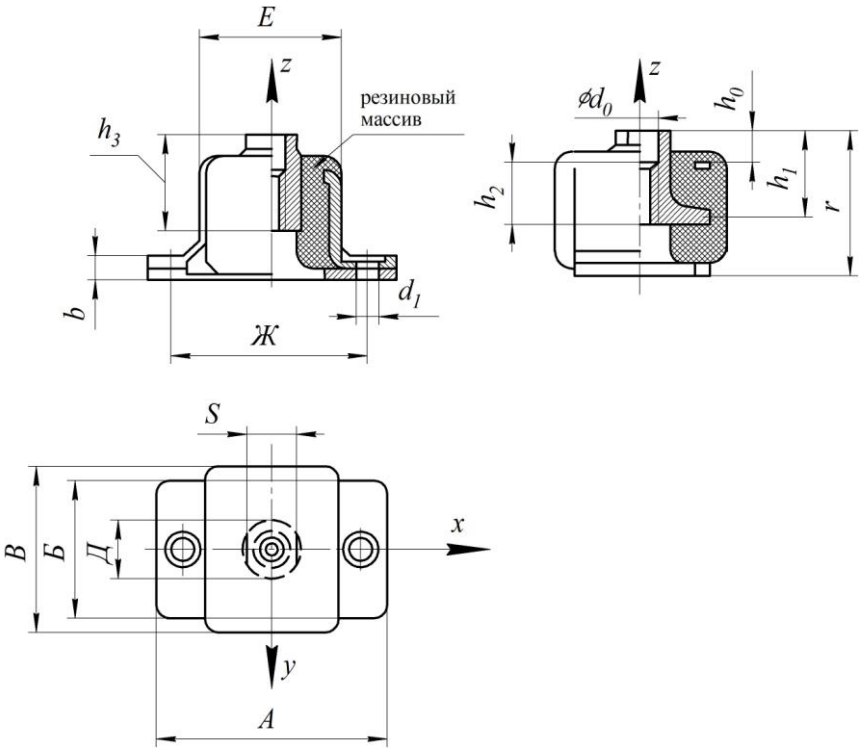


## ЛИТЕРАТУРА

1. Астахов, Э. И. Колебания в машинах и методы их устранения : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей / Э.И. Астахов, В.В. Кудин. – Минск : БГПА, 1997. – 130 с.
2. Вибрации в технике : справочник : в 6 т./ под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. Т. 6 : Защита от вибраций и ударов. – 456 с.
3. Ильинский, В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий/ В.С. Ильинский. – М. : Радио и связь, 1982. – 296 с.
4. Колебания в машинах : лабораторные работы для студентов спец. 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства»/ сост.: Э. И. Астахов, В. В. Кудин, М. В. Кудин. – Минск : БНТУ, 2005. – 95 с.

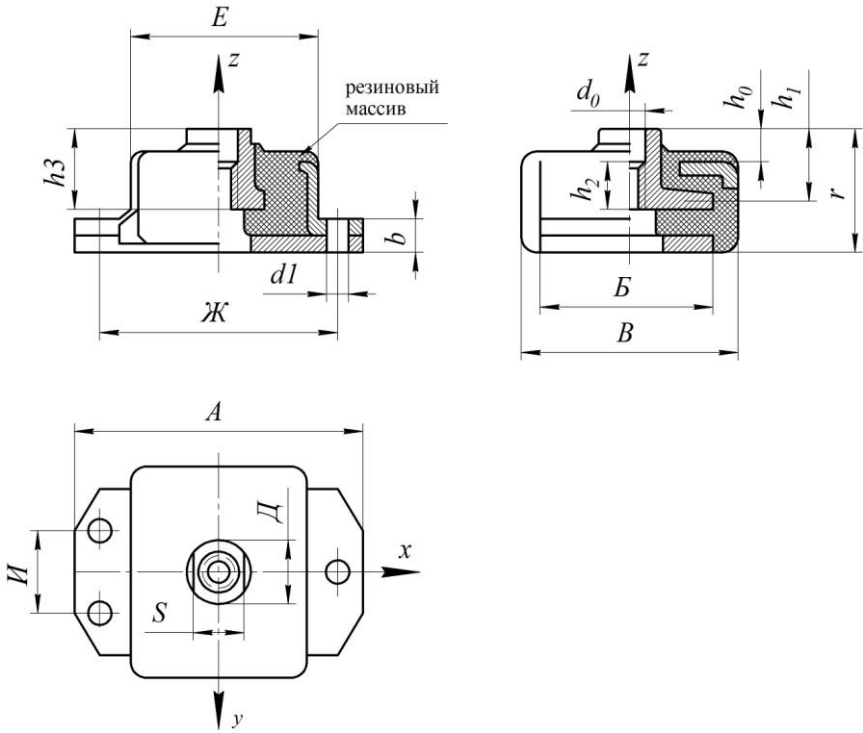
## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

Приложение 1



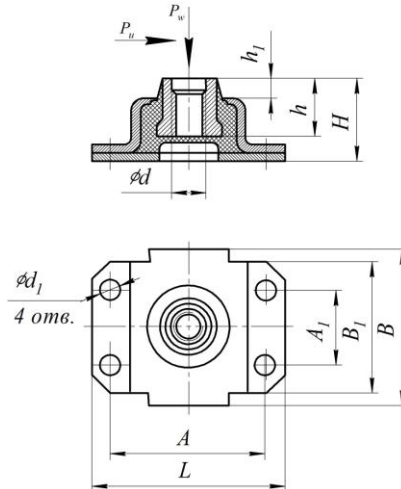
Типоразмер амортизатора	Номинальная статическая нагрузка на сжатие, Н	Размеры, мм														масса, кг	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	b	S	d <sub>0</sub>	d <sub>1</sub>	h <sub>0</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>		h <sub>3</sub>
АКСС-25И	250	70	40	48	40	16	40	54	6	14	M8	7	8	25	27	27	0,24
АКСС-40И	400	85	55	68	46	20	48	68	6	17	M10	9	10	28	17	32	0,44
АКСС-60И	600	100	65	73	50	25	55	80	8	22	M12	9	10	30	20	35	0,75
АКСС-85И	850	120	70	80	60	32	76	100	8	27	M14	11	11	36	27	42	1,2
АКСС-120И	1200	140	85	95	65	35	80	112	8	32	M16	13	12	40	31	41	7,62

Приложение 2



Типоразмер	Номинальная нагрузка на сжатием	Размеры, мм															масса, кг	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	b	S	d <sub>0</sub>	d <sub>1</sub>	h <sub>0</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>		h <sub>3</sub>
АКСС-160И	1Б00	145	90	108	60	35	83	115	-	12	32	M18	13	14	36	27	42	2,02
АКСС-220И	2200	150	100	118	60	40	86	120	-	12	36	M22	15	12	36	27	42	2,45
АКСС-300И	3000	155	105	125	55	45	88	125	50	13	41	M24	15	14	41	32	47	3,00
АКСС-ШИ	4000	175	110	130	65	50	96	140	65	13	44	M27	17	12	40	32	47	15

Приложение 3



Тип виброизолятора	$L$	$A$	$A_1$	$B$	$B_1$	$H$	$h$	$h_1$	$d$	$d_1$
	мм									
АКСС-ЮМ				43	35					
АКСС-15М	70	54				40	27	8	M8	7
АКСС-25М, АКСС-25И				48	40					
АКСС-40М, АКСС-40И	85	68		63	55	46	32	10	M10	9
АКСС-60М, АКСС-60И	100	80		73	65	50	35		M12	
АКСС-85М, АКСС-85И	120	100		80	70	60	42	11	M14	11
АКСС-120М, АКСС-120И	140	112		95	85	65	46	12	M16	13
АКСС-160М, АКСС-160И	145	115		108	90	60	42	14	M18	
АКСС-220М, АКСС-220И	150	120		118	100			12	M22	15
АКСС-300М, АКСС-300И	155	125	60	125	105	65	47	14	M24	
АКСС-400М, АКСС-400И	175	140	65	130	110			12	M27	17

## СОДЕРЖАНИЕ

1 Основные теоретические положения виброизоляции машины.....	3
2 Виброизоляция с динамическим (силовым) вибровозмущением...	4
2.1 Малые колебания в системе с шестью степенями свободы.....	4
2.2 Объект устанавливается без перекоса виброизоляторов, имеющих одинаковые жесткости $c_2$ .....	9
2.3 Установка объекта без перекосов на равножесткостных виброизоляторах, расположенных в одной плоскости.....	10
2.4. Объект установлен на виброизоляторах, когда центробежные моменты инерции равны 0 и соблюдаются условия 1 и 2.....	10
3 Вынужденные колебания объекта виброизоляции.....	12
4 Эффективность виброзащиты. Коэффициент эффективности.....	13
5 Виброизоляция с кинематическим вибровозмущением.....	16
6 Расчет виброизоляции машины.....	22
7 Порядок выполнения работы 4.1К.....	26
8 Содержание отчета по лабораторной работе 4.1К.....	27
9 Порядок выполнения лабораторной работы 4.2К.....	29
10 Содержание отчета по лабораторной работе 4.2К.....	30
Контрольные вопросы.....	31
Литература.....	32
Приложения.....	33

Учебное издание

**КУДИН** Валентин Валентинович  
**АСТАХОВ** Эдуард Иванович  
**КУДИН** Максим Валентинович и др.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ  
КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНАХ.  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ**

Методическое пособие  
к лабораторным работам

Технический редактор *О.В. Песенько*

Подписано в печать 31.03.2015. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,21. Уч.-изд. л. 1,73. Тираж 200. Заказ 837.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.