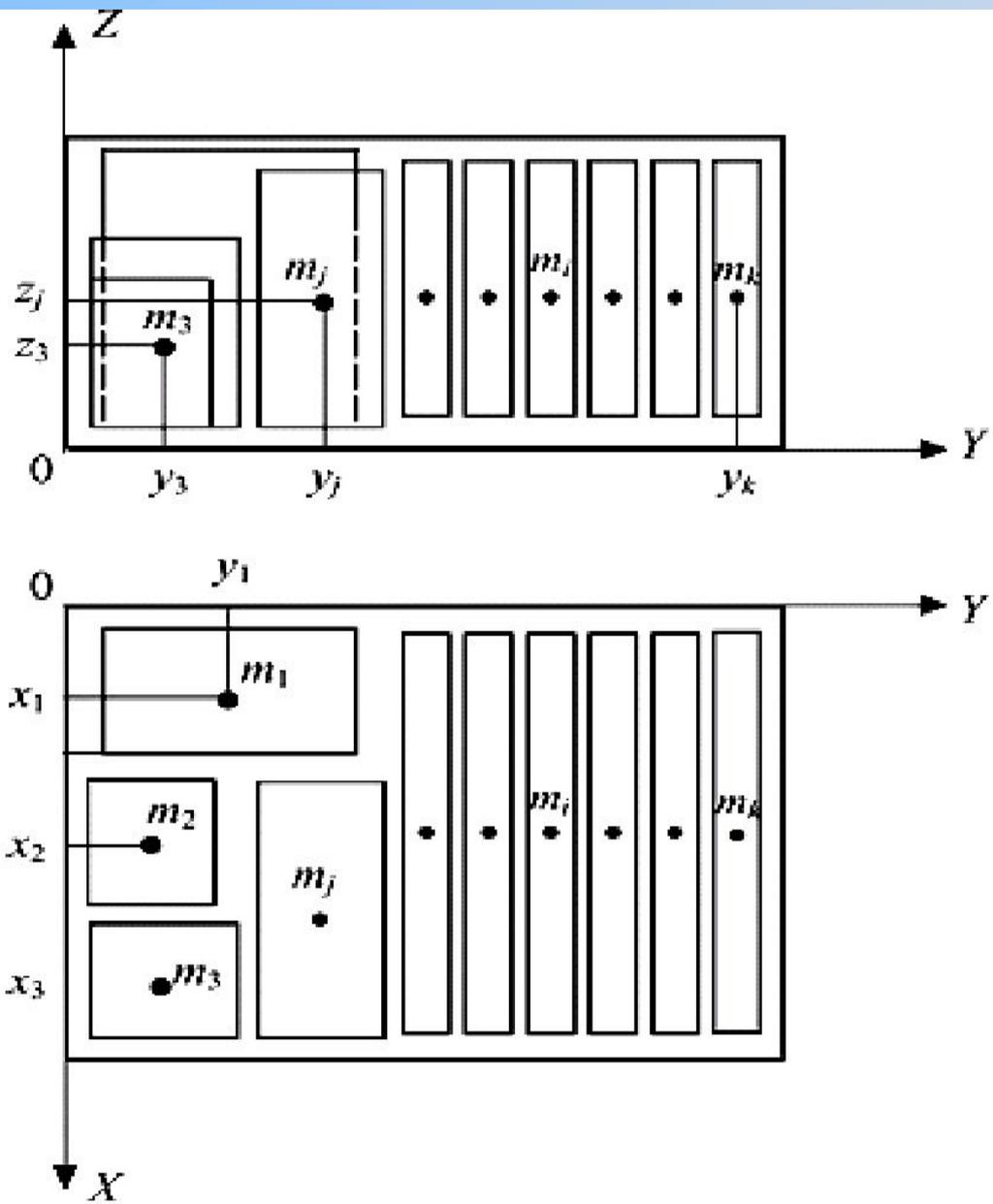


Практическое занятие №2

Тема: исследование реакции конструкций ЭС и их элементов на ударные и вибрационные нагрузки.

- Методические указания к практическому занятию
- **Расчёты механических нагрузок блока**
- ***Статический расчёт амортизаторов***
- Целью расчёта является определение статических нагрузок на амортизаторы и выбор их типоразмеров.
- Расчёт начинают с нахождения положения центра масс блока. Обычно считают, что для таких изделий положение центра масс. Для каждого функционального узла и крупного узла или детали совпадает с центром симметрии (рис.1.).

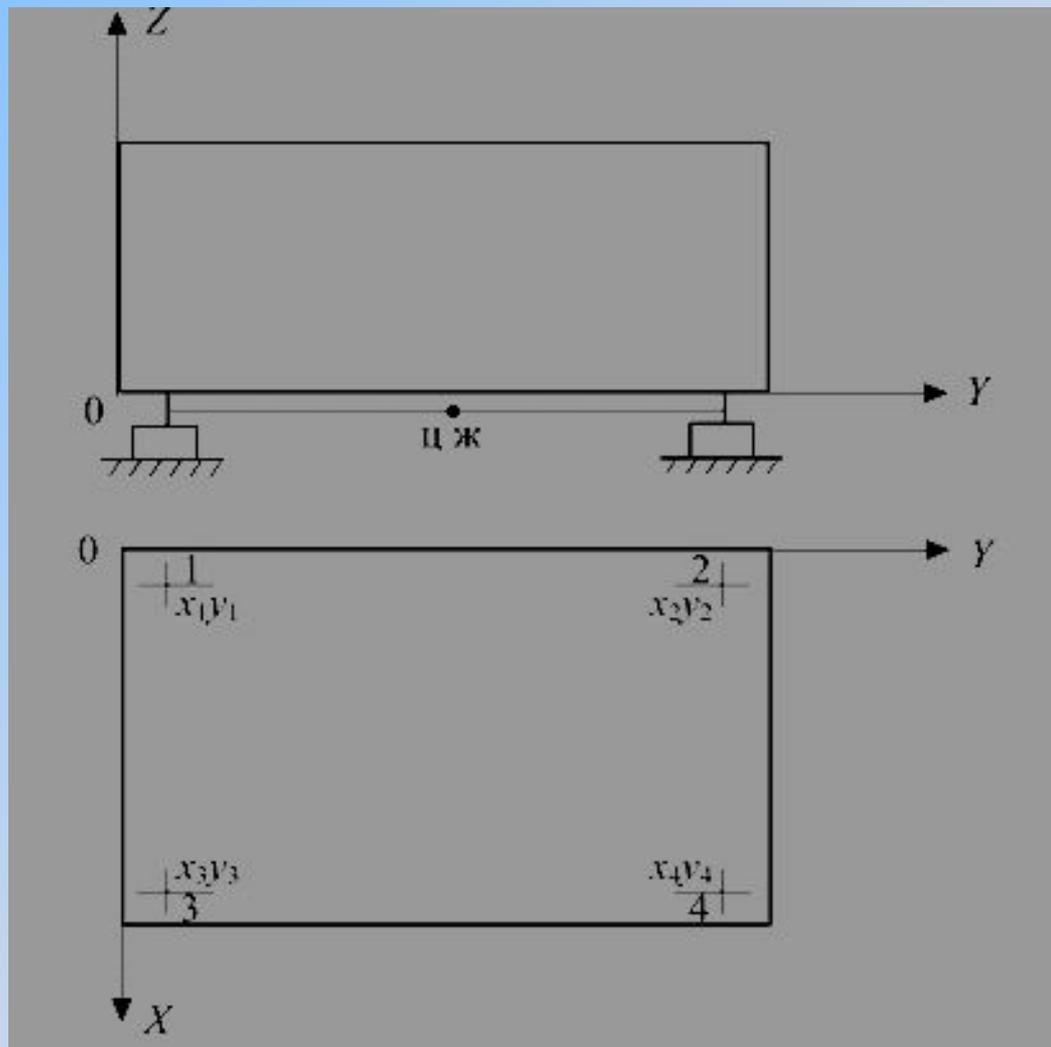


• Рис 1 К определению положения центра масс

- Используя моменты первого рода, находят координаты центра масс блока:

$$X_M = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i}; \quad Y_M = \frac{\sum y_i m_i}{\sum m_i}; \quad Z_M = \frac{\sum z_i m_i}{\sum m_i}$$

- где x_i, y_i, z_i – координаты центров масс функциональных узлов и деталей, входящих в блок; m_i – массы этих изделий.
- Наиболее часто используют вариант симметричного расположения амортизаторов на блоке РЭС (рис. 2). Амортизаторы располагают на блоке таким образом, чтобы проекции амортизаторов на плоскость XU не выходили за контур проекции блока.



- **Рис. 2. Схема расположения амортизаторов на блоке РЭС**

- Определяют координаты центра жёсткости амортизаторов, используя моменты первого рода:

$$X_c = \frac{\sum c_{xi} x_i}{\sum c_{xi}}; \quad Y_c = \frac{\sum c_{yi} y_i}{\sum c_{yi}}; \quad Z_c = \frac{\sum c_{zi} z_i}{\sum c_{zi}},$$

- где x_i, y_i, z_i – координаты размещения амортизаторов; $\sum c_{xi}, \sum c_{yi}, \sum c_{zi}$
- суммарная статическая жёсткость амортизаторов в направлении соответствующих координат;

$$\sum c_{xi} \cdot x_i, \quad \sum c_{yi} \cdot y_i, \quad \sum c_{zi} \cdot z_i$$

- – статические моменты жёсткости амортизаторов относительно координатных плоскостей.
- 3. Условия статического равновесия системы амортизации

$$\sum p_i = G;$$

$$\sum p_i x_i = 0; \quad \sum p_i y_i = 0; \quad \sum p_i z_i = 0;$$

$$\sum p_i x_i y_i = 0; \quad \sum p_i x_i z_i = 0; \quad \sum p_i y_i z_i = 0,$$

- где p_i – весовая нагрузка, приходящаяся на i -й амортизатор; G – вес блока.
- Блок устанавливается на носителе без перекосов (поэтому $Z = 0$), тогда получаем

$$\sum P_i = G; \quad \sum p_i x_i = 0; \quad \sum p_i y_i = 0.$$

- 4. Задаваясь координатами размещения амортизаторов, получают систему из четырёх линейных уравнений :

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \\ y_1 & y_2 & y_3 & y_4 \\ x_1 y_1 & x_2 y_2 & x_3 y_3 & x_4 y_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

- 5. Решая эту систему (например, с помощью программ MathCAD) относительно нагрузок на амортизаторы, находят статические нагрузки на амортизаторы: p_1, p_2, p_3, p_4 .
- 6. По полученным статическим нагрузкам и условиям эксплуатации выбирают типоразмер амортизатора.
- При несовпадении центра масс блока с центром симметрии, статическая нагрузка на амортизаторы будет разной и, следовательно, осадка однотипных амортизаторов будет различна. Для устранения перекоса блока вводят выравнивающие прокладки между амортизатором и корпусом блока.

- 7. Осадка амортизаторов

$$\delta_{z1} = p_1 c_{z1}; \delta_{z2} = p_2 c_{z2}; \delta_{z3} = p_3 c_{z3}; \delta_{z4} = p_4 c_{z4}$$

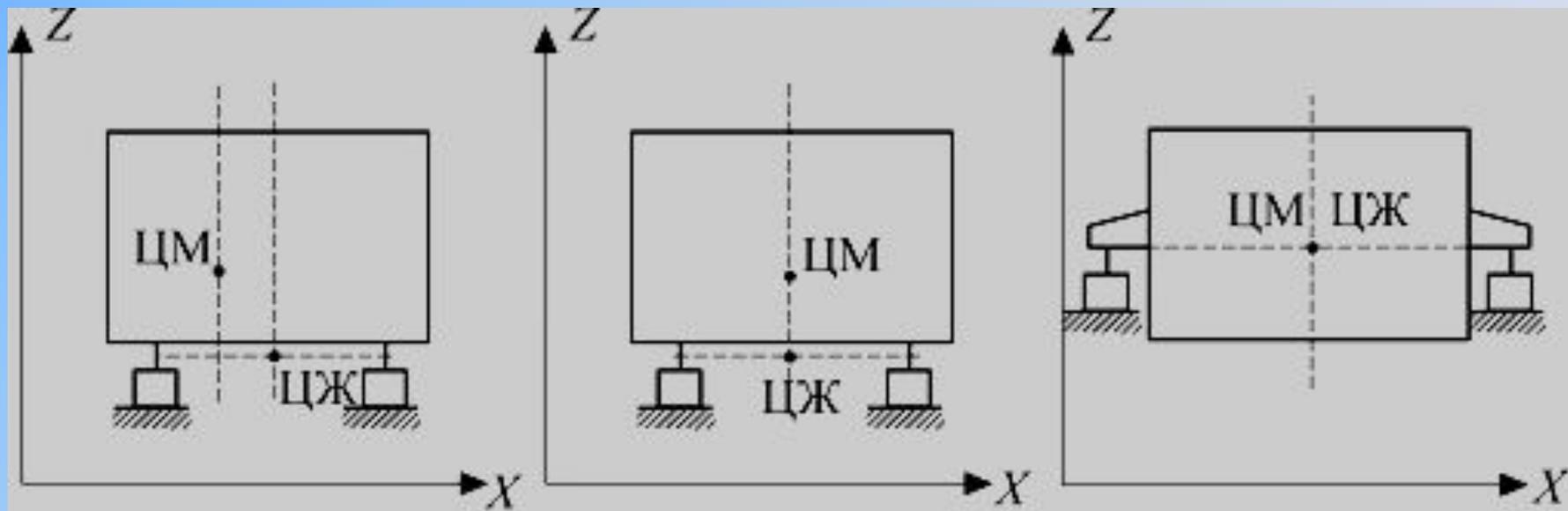
- Из полученных значений δ_{zi} выбирают наименьшее и относительно определяют толщину выравнивающих $\delta_{zi \min}$ прокладок под остальные три амортизатора:

$$\Delta_{\text{пр}} = \delta_{zi} - \delta_{zi \min},$$

- где $\Delta_{\text{пр}}$ – толщина выравнивающей прокладки под соответствующий амортизатор.
- Таким образом, в результате расчёта получают координаты размещения амортизаторов, их типоразмеры и толщину выравнивающих прокладок.

- **Резонансные частоты блока на амортизаторах**
- Расчёт резонансных частот блока может быть произведён только после определения и выбора типоразмеров амортизаторов, т.е. после проведения статического расчёта амортизации. Из проведённого расчёта определяется положение (координаты) центров тяжести и жёсткости блока, при этом могут встретиться три варианта:
 - центр масс и центр жёсткости разнесены;
 - центр масс и центр жёсткости лежат на одной вертикали;
 - центр масс и центр жёсткости совпадают.
- При проведении этого расчёта пренебрегают силами трения, поэтому демпфирующие свойства амортизаторов не учитываются, что приводит к некоторой неточности в определении резонансных частот, но значительно упрощает процесс вычислений.

- 1. Расчёт начинают с определения координат расположения центра масс (нахождение координат центра масс). Исходя из условий эксплуатации и с учётом статической нагрузки на амортизаторы, выбирают типоразмеры амортизаторов.
- 2. Задаются расположением амортизаторов на блоке и находят координаты их расположения, при этом начало координат совмещают с центром масс.
- Первый случай расчётной модели (рис. 3, а) приводит к необходимости решения системы из шести линейных дифференциальных уравнений, из которой находят шесть резонансных частот; при этом частоты оказываются взаимосвязанными .



- **Рис. 3. Взаимное расположение центров масс и жёсткости:**
- *a* – ЦМ и ЦЖ разнесены; *б* – ЦМ и ЦЖ лежат на оси Z ; *в* – ЦМ и ЦЖ совпадают

- Система исходных расчётных выражений первой модели:

$$\dot{m} \ddot{x} + \sum c_x x + \sum c_x \varphi_y - \sum c_x y \varphi_z = 0; \quad (1)$$

$$\dot{m} \ddot{y} + \sum c_y y - \sum c_y z \varphi_x - \sum c_y x \varphi_z = 0; \quad (2)$$

$$\dot{m} \ddot{z} + \sum c_z z + \sum c_z y \varphi_z - \sum c_z x \varphi_y = 0; \quad (3)$$

$$J_{xx} \ddot{\varphi}_x - J_{xy} \ddot{\varphi}_y - J_{xz} \ddot{\varphi}_z - \sum c_y z y + \sum c_z y + \quad (4)$$

$$+ \sum (c_z y^2 + c_y z^2) \varphi_x - \sum c_z x_y \varphi_y - \sum c_y x_z = 0;$$

$$- J_{xy} \ddot{\varphi}_x - J_{yy} \ddot{\varphi}_y - J_{yz} \ddot{\varphi}_z + \sum c_x z x - \sum c_z x + \quad (5)$$

$$+ \sum (c_z z^2) \varphi_y - \sum c_z xy \varphi_x - \sum c_x yz \varphi_z = 0;$$

$$- J_{xz} \ddot{\varphi}_x - J_{yz} \ddot{\varphi}_y - J_{zz} \ddot{\varphi}_z + \sum c_x z x - \sum c_y x + \quad (6)$$

$$+ \sum (c_z y^2 + c_y x^2) \varphi_z - \sum c_y xz \varphi_x - \sum c_x yz \varphi_z = 0,$$

- где $c_{x'}$, $c_{y'}$, $c_{z'}$ – упругая жёсткость амортизаторов в направлении X, Y, Z ; x, y, z – координаты амортизаторов относительно координатных осей (если начало координат совпадает с центром масс, то оси являются главными); $J_{x'}$, $J_{y'}$, $J_{z'}$ – моменты инерции блока относительно координатных осей; $J_{xy'}$, $J_{yz'}$, $J_{zx'}$ – центробежные моменты инерции относительно координатных плоскостей; m – масса блока; $\phi_{x'}$, $\phi_{y'}$, $\phi_{z'}$ – углы поворота относительно координатных осей.

$$J_x = \frac{1}{2} m (L_z^2 + L_y^2)$$

$$J_y = \frac{1}{2} m (L_z^2 + L_x^2)$$

$$J_z = \frac{1}{2} m (L_x^2 + L_y^2)$$

- (L_x, L_y, L_z , размеры блока прямоугольной формы по трем измерениям,)

- Решая эту систему уравнений, находят шесть частот собственных колебаний: три линейных и три вращательных. Данная система допускает решения, отличные от нуля, если её определитель равен нулю.
- Решение системы находят в виде
 - $\delta_1 = A_1 \cos(\omega t + \varphi); \quad \delta_2 = A_2 \cos(\omega t + \varphi);$
 - $\delta_3 = A_3 \cos(\omega t + \varphi);$
 - $\delta_4 = A_4 \cos(\omega t + \varphi); \quad \delta_5 = A_5 \cos(\omega t + \varphi);$
 - $\delta_6 = A_6 \cos(\omega t + \varphi).$
 -

- Подставляя эти выражения в исходные уравнения (1) – (6), записывая коэффициенты при соответствующих координатах в виде определителя и решая его, находят постоянные коэффициенты уравнения шестой степени относительно ω^2 :
- $A\omega^{12} + B\omega^{10} + C\omega^8 + D\omega^6 + E\omega^4 + F\omega^2 + G = 0.$
- Если блок установлен на амортизаторах без перекосов, а центры масс и жёсткости лежат на одной вертикали, кроме того, использованы амортизаторы одного типоразмера, у которых упругая жёсткость по X и Y одинакова, то при выполнении этих условий расчётная модель соответствует варианту 2.

- Система дифференциальных уравнений распадается на два уравнения независимых и четыре попарно связанных:

$$m \ddot{x} + \sum c_z z = 0; \quad \bullet \quad (2.7)$$

$$J_z \ddot{\varphi}_z + \sum (c_x y^2 + c_y x^2) \varphi_z = 0; \quad \bullet \quad (2.8)$$

$$m \ddot{x} + \sum (c_x y^2 + c_y x^2) \varphi_z = 0; \quad \bullet \quad (2.9)$$

$$J_y \ddot{\varphi}_y + \sum c_x z x + \sum (c_x z^2 + c_z x^2) \varphi_y = 0; \quad \bullet \quad (2.10)$$

$$m \ddot{y} + \sum c_y y - \sum c_y z \varphi_x = 0; \quad \bullet \quad (2.11)$$

$$J_x \ddot{\varphi}_x + \sum c_y y + \sum (c_z y^2 + c_y z^2) \varphi_x = 0. \quad (2.12)$$

- Из уравнений (2.7) и (2.8) определяют частоты собственных колебаний вдоль оси Z и вращательных колебаний вокруг этой оси:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\sum c_z}{m}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{\sum (c_x y^2 + c_y x^2)}{J_z}}.$$

- Из уравнений (2.9) и (2.10) находят ещё две частоты ω_3 и ω_4 , решая биквадратное уравнение $\lambda^4 + a_1 \lambda^2 + b_1 = 0$,

- $$a_1 = \frac{\sum (c_x z^2 + c_z x^2)}{J_y} + \frac{\sum c_x}{m} \quad b_1 = \frac{\sum (c_x) \sum (c_x z^2 + c_z x^2) - (\sum c_x z)^2}{m J_y}.$$

- Где

- Из уравнений (2.11) и (2.12) находят частоты ω_5 , ω_6 , решая биквадратное уравнение

$$\omega_{5,6}^4 - \alpha_2 \omega_{5,6}^2 + b_2 = 0,$$

• Где

$$a_1 = \frac{\sum (c_z y^2 + c_y z^2)}{J_x} + \frac{\sum c_y}{m} \quad b_2 = \frac{\sum (c_y) \sum (c_z y^2 + c_y z^2) - (\sum c_y z)^2}{m J_x}.$$

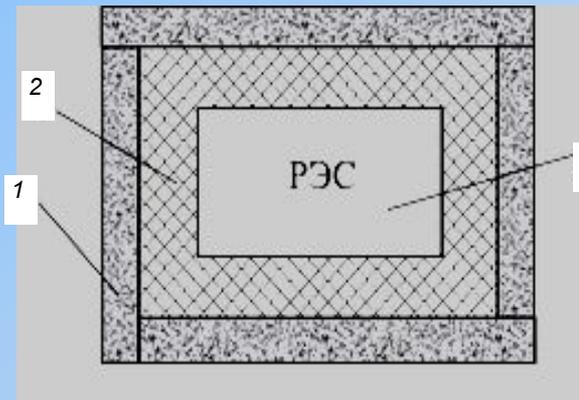
- Если расчётная схема удовлетворяет требованиям третьего варианта, т.е. к перечисленным условиям добавить, что амортизаторы расположены симметрично и центр жёсткости совпадает с центром масс, то система уравнений распадается на шесть независимых частот собственных колебаний:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\sum c_x}{m}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{\sum c_y}{m}}; \quad \omega_3 = \sqrt{\frac{\sum c_z}{m}};$$

$$\omega_4 = \sqrt{\frac{\sum (c_z y^2 + c_y z^2)}{J_x}}; \quad \omega_5 = \sqrt{\frac{\sum (c_z z^2 + c_x x^2)}{J_y}}; \quad \omega_6 = \sqrt{\frac{\sum (c_x y^2 + c_y x^2)}{J_z}}.$$

- Используя полученные выражения, находят собственные частоты колебаний блоков.
- Абсолютно совместить центр жёсткости с центром масс практически невозможно, как и расположить на одной вертикали, поэтому в инженерных задачах всегда возникает вопрос о степени приближения этих точек.
- Для практических задач при размерах блоков в пределах 600 мм можно считать, что центры масс и жёсткости совпадают, если разнос между ними не превышает 10 мм, но при меньших размерах блоков эту величину пропорционально уменьшают.

- **Упаковочная тара для транспортирования**
- Упаковочная тара должна гарантировать сохранность РЭС при её перевозке любыми транспортными средствами. Контейнер для транспортировки изготавливают из недорогих материалов (металл, слоистое стекловолокно и дерево). Между жёсткой оболочкой тары и поверхностью РЭС прокладывают упругие амортизационные прокладки, гасящие вибрационные и ударные нагрузки при транспортировке (рис. 4).
- Механические свойства упаковочных материалов характеризуются соотношением приложенной к поверхности материала нагрузкой и деформацией материала, вызываемой этой нагрузкой, т.е. статической жёсткостью $P = f(z)$.



- **Рис. 4. Схема упаковочной тары:**

- 1 – жёсткая внешняя оболочка тары; 2 – упругая прокладка; 3 – РЭС
- Амортизирующие прокладки могут быть упругие (табл. 3) и неупругие. Первые полностью восстанавливают свою толщину после снятия приложенной нагрузки. В неупругих прокладках наблюдается остаточная деформация, поэтому они являются прокладками разового использования.

- Исходные данные
- m – масса блока;
- S – опорная поверхность блока;
- K – наибольшая перегрузка, допустимая на РЭС.

- Последовательность расчёта

- 1. Восстанавливающая сила после удара, которая вызовет в прокладке механическое напряжение (Н/см²)

$$\sigma = \frac{m g}{S} (1 + K), \quad \bullet \quad (2.13)$$

- где $K = \frac{a}{g}$ – наибольшая перегрузка, допустимая на РЭС.

- 2. Потенциальная энергия поднятого на высоту H блока РЭС, которая приводит к максимально допустимой деформации прокладки
 -
 - $U = m g (H + z)$.
 -
- 3. Потенциальная энергия, полностью переходящая в энергию деформации прокладки:
 - $U = V T_v = S h T_v$,
 -
 - где V – объём прокладки; T_v – энергия, накопленная в единице объёма прокладки при минимальной упругой деформации.

• 3. Типы амортизирующих прокладок

| Материал | Плотность ρ , г/см ³ | Предельное допустимое давление σ_d , Н/см ² | Коэффициент демпфирования γ_m |
|---|---|--|--|
| Пенопласт полиуретановый (поролон) | 0,03...0,07 | 0,8...1,0 | 0,10 |
| Пенопласт полиуретановый с замкнутой структурой | 0,35 | 20 | 0,08 |
| Резина губчатая | 0,127 | 3 | 0,12 |
| Войлок мягкий | 0,3 | 2...3 | 0,18...0,2 |
| Сетка цельнометаллическая | 1 | 20 | 0,3...0,4 |
| из проволоки ЭИ708 | 1,87 | 30 | 0,3...0,4 |
| | 2,68 | 140 | 0,3...0,4 |

- 4. Расчётная толщина прокладки

$$h = \frac{m g (H + z)}{S T_v}$$

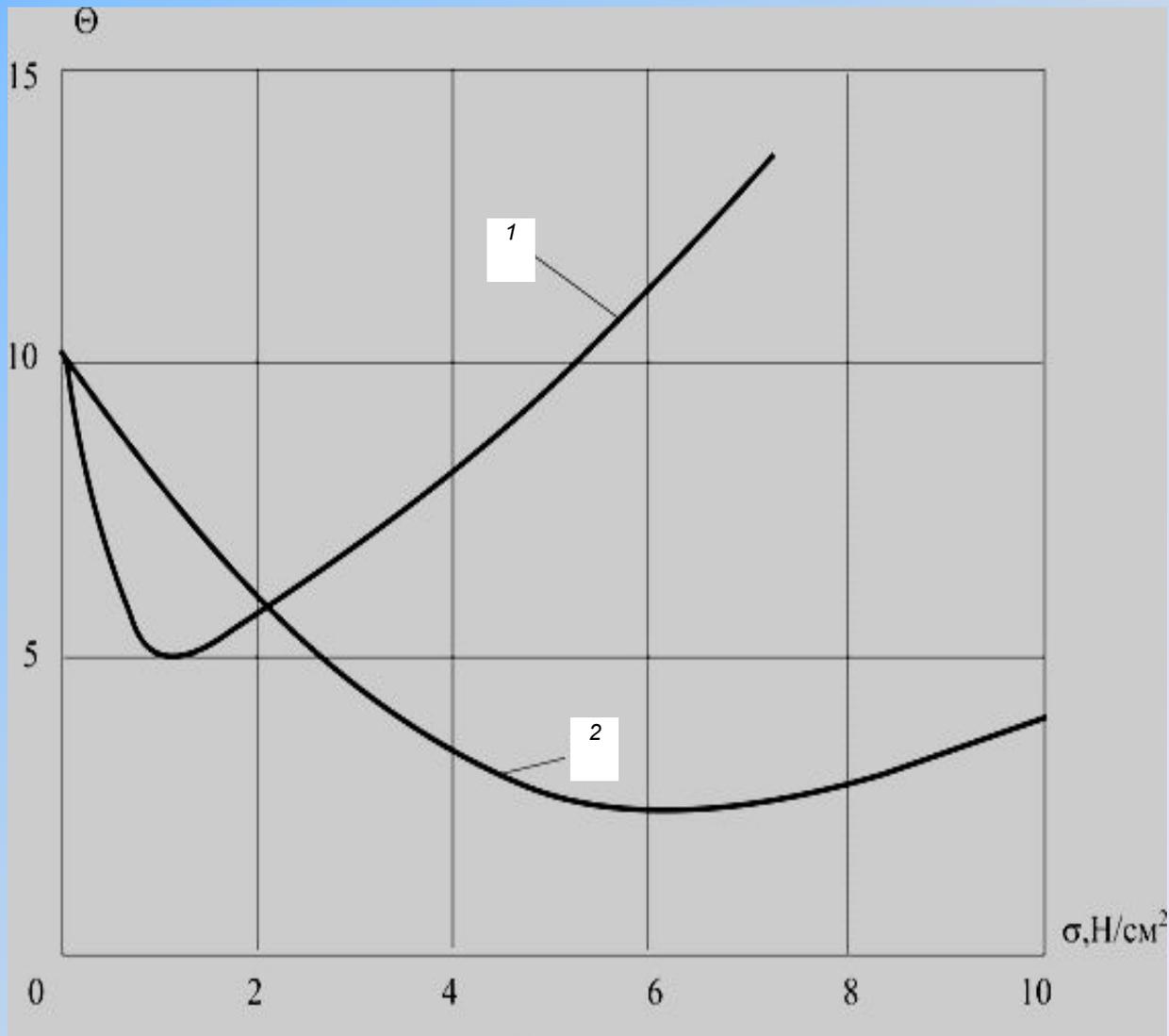
- Обозначая $\sigma/T_v = \Theta$ и с учётом (2.13), получаем толщину прокладки

$$h = \Theta \frac{H + z}{1 + K}$$

- 5. Для приближённых расчётов удобно пользоваться выражением

$$h = \Theta \frac{H}{K}$$

- видно, что чем меньше величина Θ , тем тоньше может быть упругая прокладка тары.
- При выборе материала и размеров упругой прокладки исходят из допустимых напряжений, которые может выдержать материал, и минимальной величины безразмерной величины Θ (рис. 5).



- Рис. 5. Зависимость $\Theta = f(\sigma)$ для
- поролона (1) ($\rho = 0,127 \text{ г}/\text{см}^3$) и губчатой резины (2)

- Вывод: в результате выполнения практического занятия были приобретены навыки по расчету виброизоляционной системы блока, определения резонансных частот блока установленного на амортизаторы, расчет упаковочный тары для транспортирования.

- СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- **Основная литература**

1. Конструирование узлов и устройств электронных средств: учебное пособие/Д.Ю. Муромцев, И.В. Тюрин, О.А. Белоусов, -Ростов н/Д: Феникс, 2013-504с
2. Моделирование конструкций и технологических процессов производства электронных средств: учебное пособие по курсовому проектированию /Д.Ю. Муромцев, О.А. Белоусов.- Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ»,2013. Ч. I.- 80с.
3. Проектирование и технология радиоэлектронных средств: учебное пособие / З. М. Селиванова, [и др.]; - Тамбов: Тамб. гос. техн. ун-т., 2011. - 164 с.
4. Моделирование конструкций и технологических процессов производства электронных средств: учебное пособие по курсовому проектированию /Д.Ю. Муромцев, О.А. Белоусов.- Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ»,2013. Ч. I.- 80с.-100 экз.
5. Кольтюков Н.А. Проектирование несущих конструкций радиоэлектронных средств [Электронный ресурс]: учеб. пособие для студ. обучающихся по направл. 210200, 210300./ Н. А. Кольтюков, О. А. Белоусов. - Тамбов: ТГТУ, 2009.- Режим доступа: http://window.edu.ru/window_catalog/files/r68310/Koltukov-l.pdf. – Заглавие с экрана.
6. Проектирование и технология электронных средств: учебное пособие / З. М. Селиванова, Д. Ю. Муромцев, О. А. Белоусов; Тамб. гос. техн. ун-т. - Тамбов: ФГБОУ ВПО "ТГТУ", 2012. - 140 с.

- **Дополнительная литература**

1. Основы конструирования и технологии радиоэлектронных средств: Учебное пособие / Баканов, Г. Ф. [и др.]. Изд-во: Академия, 2007. -368с.
2. Основы конструирования и технологии РЭС: учеб. пособие для вузов / Ю. Л. Муромцев [и др.]. - Тамбов: ТВВАИУ, 2007. - 267 с.
3. Белоусов О.А. Основные конструкторские расчеты в РЭС [Электронный ресурс]: Учебное пособие/ О.А. Белоусов, Н.А. Кольтюков, А.Н. Грибков - Тамбов: Изд-во Тамб.гос.тех.ун-та,2007. - Режим доступа: http://window.edu.ru/window_catalog/files/r56836/k_Belousov.pdf. – Заглавие с экрана.
4. Кольтюков, Н.А Экранирование в конструкциях РЭС [Электронный ресурс]: Методические указания по выполнению лабораторных работ. (учебно- методическая разработка)/ Н.А. Кольтюков, О.А. Белоусов. - Тамбов: Изд-во Тамб.гос.тех.ун-та, 2007. - Режим http://window.edu.ru/window_catalog/files/r56800/k_Koltukova.pdf. – Заглавие с экрана.
5. Конструирование и микроминиатюризация РЭА: Учебник для вузов/ П.П. Гелль [и др.]. - Л.: Энергоатомиздат. Ленинградское. отд., 1984. - 535с.
6. Несущие конструкции РЭА/ П.И. Овсицер [и др.]. - М.: Радио и связь, 1988. - 232с.
7. Проектирование конструкций РЭА/ Е.М. Парфенов [и др.].- М.: Радио и связь, 1989. - 272с.
8. Надежность радиоэлектронных и микропроцессорных систем / Ю.Л. Муромцев [и др.] - М.: МИХМ, 1989. - 104с.

- **Периодическая литература**

- ЭЛЕКТРОНИКА: науч.- технический журн. /Изд-во. «Техносфера». Издаётся с 1996г. – 8 раз в год.
- РАДИОТЕХНИКА: науч.- технический журн. /Изд-во. «Радиотехника». Издаётся с 1937г. – 12 раз в год.
- МИКРОЭЛЕКТРОНИКА : науч.- технический журн. /Изд-во. «Наука». Издаётся с 1972г. – 6 раз в год.

- **Internet-ресурсы**

- «Лань» [Электронный ресурс]: электронно-библиотечная система «Издательства «Лань».- Режим доступа: <http://e.lanbook.com/>
- «Единое окно доступа к образовательным ресурсам» [Электронный ресурс]: информационная система.- Режим доступа: <http://window.edu.ru/>
- «eLIBRARY.RU» [Электронный ресурс]: научная электронная библиотека.- Режим доступа: <http://elibrary.ru>
- «[Научная библиотека Тамбовского государственного технического университета](http://www.lib.tstu.ru)» [Электронный ресурс]: электронная библиотека. .- Режим доступа: <http://www.lib.tstu.ru>