

# Тема №8. Расчет виброизоляции машин при опирании виброизоляторов на жесткое основание

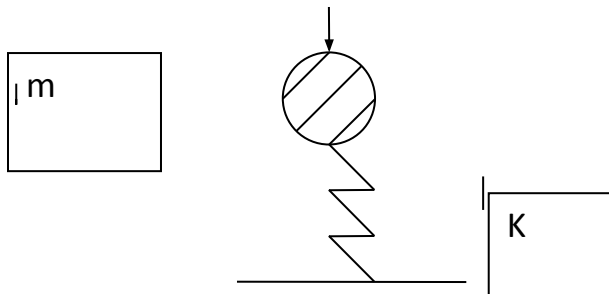
*Расчет основных параметров виброизоляции (круговая частота вынужденных колебаний, амплитуда возмущающей силы, коэффициент передачи силы на основание, необходимые масса постаментов и жесткость проектируемых виброизоляторов).*

*Выбор рационального типа виброизоляторов.  
Определение расчетной нагрузки на один амортизатор.  
Проверочный расчет виброизоляции.*

Условия для расчета (предпосылки или допущения):

- 1) масса фундамента велика
- 2) колебания фундамента отсутствуют

$$P_{\max} \cdot \sin \Omega t$$



# Расчет основных параметров виброизоляции

1. Определяется круговая частота вынужденных колебаний

$$\Omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (\text{рад/с}),$$

2. Определяется амплитудное значение возмущающей силы  $P_{\max}$

- для машин с номинально уравновешенными вращающимися частями:

$$P_{\max} = m_p \cdot \Omega^2 \cdot e, \quad (H)$$

- для одноцилиндровых машин с кривошипно-шатунным механизмом:

$$P_{\max} = m_{np} \cdot \Omega^2 \cdot r, \quad (H)$$

**3. Выбирается коэффициент передачи силы на основе в пределах**

$\beta_0 = 0,002 \div 0,006$  - для быстроходных машин

$\beta_0$  до 0,125 - для тихоходных машин

**4. Выбирается (в первом приближении) критическая частота колебаний при отсутствии демпфирования. При этом  $\omega = \Omega_{кр}$**

$$\omega = \Omega_{кр} = \Omega \cdot \sqrt{\frac{\beta_0}{1 + \beta_0}} \quad (\text{рад/с})$$

**5. Определяется необходимая масса постамент(основание) из условия:**

$$A_B = \beta \cdot \frac{P_{\max}}{m \cdot \omega^2} \leq [A_B]$$

**6. Определяется необходимая суммарная жесткость проектируемых виброизоляторов:**

$$K = m \cdot \omega^2, (\text{н/м}) \rightarrow \omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

# Выбор рационального типа виброизоляторов и их размещение

1. Определяется рациональный тип виброизоляторов
2. Принимается количество амортизаторов и устанавливается схема расположения
3. Определяется жесткость каждого виброизолятора:

$$K_1 = \frac{K}{z_a} \text{ , (Н/м)}$$

# Определение расчетной нагрузки на один амортизатор

1. Определяется в первом приближении ( при  $\gamma=0$ ) динамическая нагрузка, действующая на опорное основание.

$$N_{дин}^{max} = \beta_0 \cdot P_{max} = \frac{\omega^2}{\Omega^2 - \omega^2} \cdot P_{max} (H) \rightarrow \text{при } \gamma = 0 \rightarrow \beta_0 = \frac{1}{\left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2 - 1}$$

2. Определяется полная расчетная нагрузка на все амортизаторы:

$$N_{расч} = mg + 1,5 \cdot N_{дин}^{max}, (H)$$

3. Определяется расчетная нагрузка на один амортизатор:

$$N_1 = \frac{N_{расч}}{z_a}, (H)$$

# Механический расчет амортизаторов

## Расчет стального пружинного амортизатора

1. Определяется расчетная нагрузка на одну пружину:

$$N_{II} = \frac{N_{расч}}{z_a \cdot z_{II}} = \frac{N_1}{z_{II}} \quad ,(\text{H})$$

2. Определяется диаметр проволоки пружины:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot N_{II} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau]_{кр}$$

$$d = 1,63 \sqrt{\frac{N_{II} \cdot D}{[\tau]_{кр}}} = 1,62 \sqrt{\frac{N_{II} \cdot D}{[\tau]_{кр} \cdot d}}, \text{ где } \frac{D}{d} = c$$

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot N_{II} \cdot c}{[\tau]_{кр}}} \quad ,(\text{M})$$

**3. Определяется средний диаметр витков пружины:**

$$D = C \cdot d \quad ,(\text{м})$$

**4. Определяется необходимое число рабочих витков пружины и полное число витков:**

$$n_{\text{в.р.}} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot K_{\text{П}} \cdot C^3}$$

**5. Определяется высота ненагруженной пружины:**

$$n_{\text{в.р.}} < 7 : H_{\text{П}} = n_{\text{в.р.}} \cdot h + 2 \cdot d$$

$$h = (0,25 \div 0,5) \cdot D$$

$$n_{\text{в.р.}} > 7 : H_{\text{П}} = n_{\text{в.р.}} \cdot h + 3 \cdot d$$

**6. Проверяется условие устойчивости пружины при сжатии:**

$$\frac{H_{\text{П}}}{D} \leq 2,6$$



# Расчет резиновых амортизаторов

1. Рассчитывается площадь сечения  $F$  (опорного) всех прокладок, исходя из условия их прочности на сжатие:

$$\sigma_{сж} = \frac{N_{расч}}{F} \leq [\sigma_{сж}] \rightarrow F = \frac{N_{расч}}{[\sigma]_{сж}}$$

2. Определяется общая рабочая высота резиновых прокладок:

$$H'_P = \frac{E_{дин} \cdot F}{K} \quad (\text{м}),$$

**3. Принимаются количество амортизаторов  $z_A$  и подбираются размеры их сечения:**

- для круглых прокладок:  $F = z_A \cdot 0,785 \cdot d^2 \rightarrow d = \sqrt{\frac{F}{z_A \cdot 0,785}}, (м)$

- для квадратных прокладок:  $F = z_A \cdot B^2 \rightarrow B = \sqrt{\frac{F}{z_A}}, (м)$

**4. Определяется полная высота резиновой прокладки:**

$$H_P = H'_P + \frac{A}{8}, (м)$$

# Поверочный расчет виброизоляции

1. Определяется действительная суммарная жесткость «К'» запроектированных виброизоляторов:

- для пружинных амортизаторов: 
$$K' = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n_{\text{в.п.}} \cdot D^3} \cdot z_A \cdot z_{II}, \text{ где } \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n_{\text{в.п.}} \cdot D^3}$$

жесткость одной пружины;

- для резиновых амортизаторов: 
$$K' = \frac{E \cdot F}{H} \cdot z_A$$

где H- высота амортизатора

2. Определяется собственная частота колебаний установки на запроектированных виброизоляторах:

$$\omega' = \sqrt{\frac{K'}{m}}$$

3. Находится коэффициент передачи силы на основании на запроектированных виброизоляторах (с учетом демпфирования):

$$\beta_0' = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2 \cdot \left(\frac{\Omega}{\omega'}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega'}\right)^2\right]^2 + \gamma^2 \cdot \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}}$$

4. Определяется амплитудное значение динамической силы, передаваемой на основание:

$$\left(N_{дин}^{max}\right)' = \beta_0' \cdot P_{max}$$

5. Вычисляется амплитуда вынужденных колебаний изолируемой машины на запроектированных виброизоляторах:

$$A_B' = \frac{\left(N_{дин}^{max}\right)'}{K'}$$