

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Охраны труда и окружающей среды»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ**

по дисциплине
«БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ»

Уровень профессионального образования: (высшее образование – бакалавриат)

Направление (специальность) подготовки: все направления

Профиль (направленность) подготовки: все профили

Форма обучения: заочная

Тула 2021 г.

Практическая работа №1 Виброизоляция рабочих мест

Цель работы: оценка виброизоляции рабочих мест, освоение методики выбора и расчета упругих элементов виброизоляторов.

1. Основные теоретические сведения

Под вибрацией понимается движение точки или механической системы, при котором происходит поочередное возрастание и убывание во времени значений, по крайней мере, одной координаты. Применительно к воздействию на организм человека можно сказать, что вибрация – это механические колебания, воспринимаемые человеком как сотрясение. Можно указать некоторые признаки, выделяющие вибрацию в классе механических колебаний: относительно малые амплитуды колебаний; относительно большая их частота; широкий, хаотичный спектр колебаний.

Одним из наиболее распространенных методов снижения вибраций рабочих мест является виброизоляция. Этот способ защиты заключается в уменьшении передачи колебаний от источника возбуждения защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними. Виброизоляция осуществляется введением в колебательную систему дополнительной упругой связи, препятствующей передаче вибраций от машины – источника колебаний к основанию или смежным элементам конструкции. Эта упругая связь может также использоваться для ослабления передачи вибраций от основания на человека либо на защищаемый агрегат.

Таким образом, виброизоляция достигается установкой установкой упругих элементов – виброизоляторов между источником вибрации и защищаемым объектом.

Эффективность виброизоляции определяется коэффициентом передачи μ , который имеет физический смысл отношения амплитуды перемещения – X_0 (\mathcal{M}), виброскорости V_0 (\mathcal{M}/\mathcal{C}) или виброускорения A_0 ($\mathcal{M}/\mathcal{C}^2$) защищаемого объекта к амплитуде (X), виброскорости (V) или ускорению (A) источника возбуждения, т.е.

$$\mu = \frac{X_0}{X} = \frac{V_0}{V} = \frac{A_0}{A}.$$

В системах, где можно пренебречь трением, коэффициент передачи может быть рассчитан по формуле

$$\mu = 1 / \left[(f / f_0)^2 - 1 \right],$$

где f и f_0 - частота вынужденных и собственных колебаний системы соответственно, $\Gamma\mathcal{ц}$.

Из данной формулы видно, что чем ниже собственная частота по сравнению с частотой вынуждающей силы, тем выше эффективность

виброизоляции. При $f \ll f_0$ вынуждающая сила действует как статическая и целиком передается основанию. При $f = f_0$ наступает резонанс, сопровождающийся резким возрастанием уровня вибраций. При $f > \sqrt{2}f_0$ режим резонанса не осуществляется, значение μ равно единице, а при дальнейшем увеличении оно становится меньше единицы, так как система оказывает вынуждающей силе все большее инерционное сопротивление. Вследствии этого передача вибраций через виброизоляцию уменьшается.

Обычно эффективность виброизоляции определяют:

$$\Delta L = 20 \lg 1 / \mu, \text{ дБ}$$

Вынужденную частоту колебаний легко рассчитать, если имеется один источник возбуждения вибраций. Так для электродвигателя частота вынужденных колебаний f , Гц, будет равна

$$f = n / 60,$$

где n - число оборотов вала электродвигателя, об/мин.

Выражение для собственной частоты колебаний с учетом, что $\lambda_{cm} = mg / q$, можно представить в виде

$$f_0 = 1 / 2\pi \sqrt{q / m} = 1 / 2\pi \sqrt{qg / mg} = 1 / 2\pi \sqrt{g / \lambda_{cm}},$$

где λ_{cm} - статическая деформация (осадка) системы на виброизоляторах под давлением собственной массы, M .

Чем больше статическая деформация, тем ниже собственная частота и тем эффективнее виброизоляция. Однако это обстоятельство противоречит экономическим и в ряде случаев техническим требованиям, так как приводит к сложным и дорогостоящим конструкциям виброизоляторов с большими габаритами, а система на таких виброизоляторах нередко приобретает слишком большую подвижность по отдельным степеням свободы. Поэтому в ряде случаев необходимо искать разумный компромисс между гигиеническими, техническими и экономическими требованиями. Таким образом, чем выше частота вибрации, тем легче осуществить виброизоляцию. Отсюда следует, что существует оптимальное соотношение между частотой возбуждения и собственной частоты колебаний системы.

Исходя из вышеизложенного, можно сказать, что эффективность виброизоляции зависит от соотношения частоты возбуждения и собственной частоты колебаний системы. Оптимальное соотношение между ними $f / f_0 = 3 \div 4$, что соответствует $\mu = 1 / 8 \div 1 / 15$.

В качестве упругих элементов в конструкции виброизоляторов используют стальные пружины, буфера из резины, пластмасс и других материалов. Применяются также комбинированные, резинометаллические, пружино-пластмассовые, резинопластиковые и другие конструкции.

В практической работе студентам предлагается провести расчет виброизоляции рабочего места оператора технологического оборудования с

помощью пружин и резиновых прокладок, исходя из допустимых значений параметров вибрации на рабочих местах (ГОСТ 12.1.012-92. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования.).

2. Нормирование вибраций

В соответствии с ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ «Вибрационная безопасность. Общие требования» нормируемыми параметрами вибраций на рабочих местах являются среднеквадратичные значения виброскорости V (м/с), виброускорения A (м/с^2) и их логарифмические уровни.

Для расчетов в данной практической работе используются допустимые по нормам значения виброскорости на среднегеометрических частотах, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1

Допустимые значения виброскорости $V_{\text{дон}}, \text{м/с}$

Частота $f, \text{Гц}$	Виброскорость $V_{\text{дон}}, \text{м/с} \cdot 10^{-2}$	Частота $f, \text{Гц}$	Виброскорость $V_{\text{дон}}, \text{м/с} \cdot 10^{-2}$
1,6	1,3	12,5	0,20
2,0	1,3	16,0	0,20
2,5	1,3	20,0	0,20
3,15	0,45	25,0	0,20
4,0	0,45	31,5	0,20
5,0	0,45	40,0	0,20
6,3	0,22	50,0	0,20
8,0	0,22	63,0	0,20
10,0	0,22	80,0	0,20

3. Методика расчета виброизоляции рабочих мест

Цель расчета виброизоляции – определение числа виброизоляторов и их геометрических характеристик, обеспечивающих снижение вибрации до допустимой величины. Виброизолированное рабочее место, как правило, представляет собой массивную железобетонную плиту, установленную на виброизоляторы, которые опираются на колеблющееся основание, рис. 1.

Исходными данными для расчета виброизоляции рабочего места являются виброскорость $V, \text{м/с}$ на частоте колебаний $f, \text{Гц}$, масса опорной поверхности $m_n, \text{кг}$, масса человека $m_ч, \text{кг}$.

В начале расчета, независимо от выбранного типа виброизоляторов, следует определить:

1. По ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ «Вибрационная безопасность. Общие требования» (табл. 1) для заданной частоты вынужденных колебаний $f, \text{Гц}$, допустимую виброскорость рабочего места – $V_{\text{дон}}, \text{м/с}$.

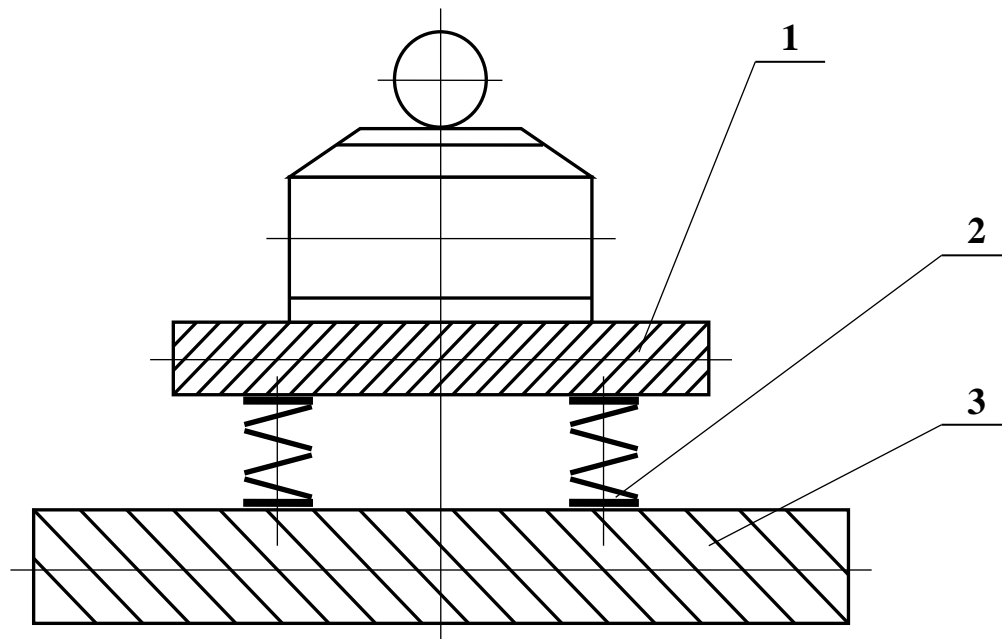


Рис. 1. Принципиальная схема виброизоляции рабочего места
1 – виброизолированная плита (рабочее место); 2 – виброизоляторы;
3 – колеблющееся основание.

2. Необходимый для данной системы виброизоляции коэффициент передачи μ

$$\mu = V_{\text{дон}} / V.$$

3. Частоту собственных колебаний виброизолированного рабочего места f_0 , Гц

$$f_0 = f / (\sqrt{1/\mu + 1}).$$

Далее расчет пружинных и резиновых виброизоляторов осуществляется по отдельным методикам.

3.1. Расчет пружинных виброизоляторов

Порядок расчета виброизоляции с использованием пружин следующий. Последовательно определяются:

1. Статическая деформация пружинных виброизоляторов $\lambda_{\text{ст}}$, м

$$\lambda_{\text{ст}} = \frac{g}{(2\pi \cdot f_0)^2},$$

где f_0 , Гц – частота собственных колебаний рабочего места; $g = 9,8$ м/с² – ускорение свободного падения.

2. Требуемая суммарная жесткость пружинных виброизоляторов $K_{\text{сумм}}$, Н/м

$$K_{\text{сумм}} = \frac{(m_n + m_u) \cdot g}{\lambda_{\text{ст}}}$$

3. Выбираем количество устанавливаемых пружин – $N_{\text{пр}}$,

$$N_{\text{пр}} = 1, 2, 3, \dots, n.$$

4. Жесткость одного виброизолятора K , $H/м$

$$K = K_{\text{сумм}} / N_{\text{пр}}.$$

5. Расчетная нагрузка на одну пружину P , H

$$P = \frac{(m_n + m_u) \cdot g}{N_{\text{пр}}}.$$

6. Диаметр проволоки для изготовления пружины d , $м$

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

где N – эмпирический коэффициент, определяемый по графику, рис. 2;
 $C = D/d$ – отношение диаметра пружины D к диаметру проволоки d ,
 принимается в пределах $4 \div 10$; $[\tau]$ – допускаемое напряжение материала
 пружины на кручение (для пружинной стали марки **60С2** при
 $d = 0,05 \dots 0,42 м$ $[\tau] = 590 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, стали марки **65Г** при
 $d = 0,01 \dots 0,08 м$ $[\tau] = 400 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$).

7. Число рабочих витков пружины i_1 :

$$i_1 = \frac{G \cdot d}{8 \cdot K \cdot C^3},$$

где G – модуль упругости на сдвиг (для стали
 $G = 7,85 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$).

8. Число нерабочих витков пружины i_2

$$i_2 = 1,5 \text{ при } i_1 < 7 \text{ (на оба торца пружины), } i_2 = 2,5 \text{ при } i_1 > 7.$$

9. Полное число витков пружины i : $i = i_1 + i_2$.

10. Высота ненагруженной пружины H_0 , $м$

$$H_0 = i_1 \cdot h_m + (i_2 + 0,5) \cdot d,$$

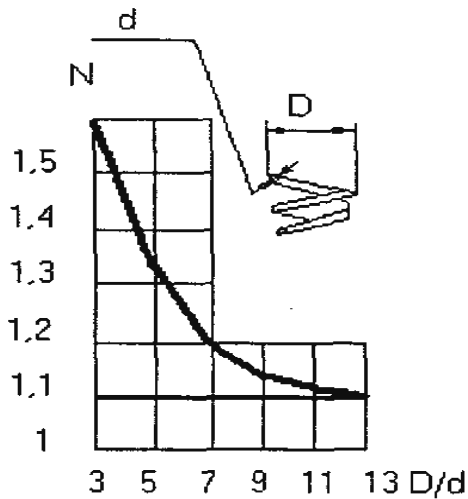


Рис. 2. График для определения коэффициента N

где $h_{\text{ш}}$ – шаг пружины, m , принимается

$$h_{\text{ш}} = (0,25 \div 0,5) \cdot D; \quad D - \text{диаметр пружины, } m, \quad D = C \cdot d.$$

11. Для обеспечения устойчивости пружин, работающих на сжатие, необходимо проверить

условие устойчивости рассчитанной пружины.

Проверка условия устойчивости:

при наличии опорных поверхностей над и под пружиной $H_0/D \leq 5,1$;

в других случаях $H_0/D \leq 2,55$.

В противном случае пружины будут неустойчивыми, и необходим их перерасчет.

3.2. Расчет резиновых виброизоляторов

Для изготовления виброизоляторов выбираем марку резины и ее характеристики в соответствии с таблицей 2.

Характеристики резин, используемых для виброизоляторов Таблица

2

Марка резины	Динамический модуль упругости $1 \cdot 10^5$, $H/м^2$	Марка резины	Динамический модуль упругости $1 \cdot 10^5$, $H/м^2$
2566	38	122	206
8508	126	9831	166
4326	226	3826	236
4068	166	2542	314
199	196	3311	250
56	72	2959	63

Порядок расчета резиновых виброизоляторов следующий.

1. Статическая деформация резиновых виброизоляторов $\lambda_{ст}$, м

$$\lambda_{ст} = \frac{g}{(2\pi \cdot f_0)^2},$$

2. Требуемая суммарная жесткость резиновых виброизоляторов $K_{сумм}$, $H/м$

$$K_{сумм} = \frac{(m_n + m_u) \cdot g}{\lambda_{ст}}.$$

3. Определяем площадь поперечного сечения всех виброизоляторов $S_{сумм}$, $м^2$

$$S_{сумм} = \frac{(m_n + m_u) \cdot g}{\sigma},$$

где σ – расчетное статическое напряжение в упругом материале виброизолятора ($\sigma = (2 \div 4) \cdot 10^5 H/м^2$).

4. Принимаем число виброизоляторов – N_p ,
 $N_p = 1, 2, 3, \dots, n$.

5. Площадь сечения одного виброизолятора S , $м^2$

$$S = \frac{S_{сумм}}{N_p}$$

6. Расчетная высота виброизоляторов $H_p, м$
$$H_p = \frac{E_\delta \cdot S_{\text{сумм}}}{K_{\text{сумм}}},$$

где E_δ – динамический модуль упругости, $H/м^2$, табл. 2.

7. Выбираем сечение виброизолятора – квадрат или окружность, исходя из его площади S . Тогда сторона квадрата сечения виброизолятора $a, м$ или его диаметр $d, м$ определяются как:

для квадратного сечения $a = \sqrt{S}$;

для круглого сечения $d = 2\sqrt{\frac{S}{\pi}}$.

8. Полная высота виброизолятора $H, м$
с квадратным сечением $H = H_p + a/8$;

с круглым сечением $H = H_p + d/8$.

9. Резиновые виброизоляторы сохраняют устойчивость от опрокидывания в процессе эксплуатации при условии

$$H < a(d) < 1,5 \div 2,5H.$$

Если это условие не выполняется, необходимо провести перерасчет виброизоляторов.

4. Порядок выполнения работы

1. Рассчитать пружинные виброизоляторы в соответствии с п. 3.1 настоящих указаний.

Таблица 3

Исходные данные для расчетов

Вариант	Виброскорость $V, м/с$	Масса человека $m_ч,$ $кг$	Масса плиты $m_n, кг$	Частота $f, Гц$	Марка резины
1	0,160	50	200	1,6	2566
2	0,180	60	180	2,0	8508
3	0,120	70	300	2,5	122
4	0,070	80	260	3,15	4068
5	0,080	90	340	4,0	199
6	0,085	55	120	5,0	3311
7	0,040	65	240	6,3	4326
8	0,045	75	150	8,0	3826
9	0,050	85	320	10,0	2542
10	0,030	95	270	12,5	3311
11	0,035	50	140	16,0	2959
12	0,040	60	350	20,0	9831
13	0,030	70	220	25,0	2566

14	0,035	80	280	31,5	8508
15	0,040	90	200	40,0	4326
16	0,025	55	100	50,0	4068
17	0,028	65	210	63,0	199
18	0,030	75	170	80,0	56
19	0,032	85	330	10,0	122
20	0,035	95	250	16,0	9831
21	0,038	50	310	20,0	3826
22	0,040	60	110	25,0	2542
23	0,042	70	290	31,5	3311
24	0,045	80	230	50,0	2959
25	0,047	90	160	63,0	2566

2. Рассчитать резиновые виброизоляторы в соответствии с п. 3.2 настоящих указаний.

3. Сделать вывод исходя из полученных результатов расчета.

Расчеты проводятся по вариантам, которые выдаются преподавателем. Исходные данные для расчетов в соответствии с вариантом приведены в таблице 3.

5. Оформление отчета

Отчет должен содержать название, цель работы, исходные данные для расчетов, последовательный расчет, выводы по расчетам.

6. Список литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. М.: Машиностроение, 1982, Т. 1 729 с. Т. 2. 584 с. Т. 3. 576 с.

2. Безопасность жизнедеятельности: Учебник для вузов/С.В. Белов, А.В. Ильницкая, А.Ф. Козьяков и др.; Под общ. ред. С.В. Белова. 4-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 2004. – 606 с.: ил.

3. Безопасность производственных процессов: Справочник/С.В. Белов, В.Н. Бринза, Б.С. Векшин и др.; Под общ. ред. С.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1985. – 448 с.

4. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования.

5. Инженерные решения по охране труда в строительстве / Г.Г. Орлов, В.И. Булыгин, Д.В. Виноградов и др.; Под ред. Г.Г. Орлова. – М.: Стройиздат, 1985. – 278 с., ил. – (Справочник строителя).

6. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов/Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др.; Под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983, 432 с., ил.