

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

УХТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**КАФЕДРА ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
И ОХРАНЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ**

РАСЧЕТ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ОТ ВИБРАЦИИ

Методические указания к выполнению практической работы
по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда»
для студентов специальности
280102 «Безопасность технологических процессов и производств»

Ухта 2008

УДК 628.517.4:53.089.5

Н 82

Нор, Е.В.

Расчет средств защиты от вибрации [Текст]: методические указания к выполнению практической работы по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда» для студентов специальности 280102 «Безопасность технологических процессов и производств» / Е.В. Нор, О.А. Колесник. – Ухта: УГТУ, 2008. – 17 с.

В методических указаниях приводятся краткая теория и расчет средств защиты от вибрации и задания для выполнения практической работы. Методические указания предназначены в помощь студентам при изучении раздела «Защита от вибрации» по курсу «Производственная санитария и гигиена труда».

Методические указания рассмотрены и одобрены кафедрой ПБ и ООС протокол № 5 от 19.02.08 г.

Рецензент: Бердник А.Г., доцент кафедры ПБ и ООС, канд.техн.наук

Редактор: Бердникова Е.С., ассистент кафедры ПБ и ООС

В методических указаниях учтены замечания рецензента и редактора.

План 2008 г., позиция 106.

Подписано в печать 01.10.08 г. Компьютерный набор.

Объем 17 с. Тираж 50 экз. Заказ № 224.

© Ухтинский государственный технический университет, 2008

169300, Республика Коми, г. Ухта, ул. Первомайская, д. 13.

Отдел оперативной полиграфии УГТУ.

169300, Республика Коми, г. Ухта, ул. Октябрьская, д. 13.

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	4
1.1 Физические характеристики вибрации	4
1.2 Классификация вибраций	5
1.3 Нормирование вибрации	6
1.4 Влияние вибрации на организм человека	6
1.5 Системы защиты от вибрации.....	7
Задание для выполнения практической работы	15
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	17

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1 Физические характеристики вибрации

Вибрация – это механические колебания, передаваемые по жидким или твердым средам.

Вибрация представляет собой кинетическую энергию, передаваемую машине или человеку. Причинами её возникновения являются неуравновешенные силовые воздействия, источниками которых служат:

- возвратно-поступательные движущиеся системы (кривошипно-шатунные механизмы, вибротрамбовки и др.);
- неуравновешенные вращающиеся массы (ручные электрические шлифовальные машины).

В отдельных случаях вибрации могут создаваться также ударами деталей (зубчатые зацепления, подшипниковые узлы).

Неуравновешенные силы появляются в результате дисбаланса, причиной которого может быть неоднородность материала вращающегося тела, несовпадение центра массы тела и оси вращения и др.

Основными параметрами вибрации являются: виброперемещение, виброскорость и виброускорение.

Виброперемещение (x) – величина отклонения колеблющейся точки от положения равновесия (формула 1).

$$x = x_T \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

где x_T – амплитуда виброперемещения;

φ – начальная фаза колебаний в момент времени $t=0$;

$\omega=2\pi f$ – круговая частота (f – частота колебаний).

Виброскорость (v) и виброускорение (a) являются соответственно первой и второй производной по времени от виброперемещения (формула 2,3):

$$v = \omega x_T \cos(\omega t + \varphi) = v_T \cos(\omega t + \varphi); \quad (2)$$

$$a = -\omega^2 x_T \sin(\omega t + \varphi) = -a_T \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

где v_T, a_T – максимальные значения соответственно виброскорости и виброускорения колеблющейся точки.

Абсолютные значения параметров, характеризующих вибрацию, изменяются в очень широких пределах, поэтому в практике используются уровни параметров виброскорости (L_v) и виброускорения (L_a) (формула 4,5):

$$L_v = 20 \cdot \lg \frac{v}{v_0} \quad (4)$$

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{a}{a_0} \quad (5)$$

где v , a – соответственно средние квадратичные значения виброскорости (м/с) и виброускорения (м/с²); $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ – опорное значение виброскорости, м/с; $a_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ – опорное значение виброускорения, м/с².

1.2 Классификация вибраций

В соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.566–96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий» вибрация, воздействующая на человека, классифицируется следующим образом.

По способу передачи:

- общая вибрация, передающаяся через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека;
- локальная вибрация, передающаяся через руки человека, на ноги сидящего человека и на предплечья, контактирующие с вибрирующими поверхностями рабочих столов.

По источнику возникновения:

- от внешних источников (городского рельсового транспорта и автотранспорта; промышленных предприятий и передвижных промышленных установок);
- от внутренних источников (инженерно-технологического оборудования зданий и приборов и др.);
- общая на производстве (транспортная, транспортно-технологическая, технологическая).

По характеру спектра:

- узкополостная, у которой контролируемые параметры в одной третьоктавной полосе частот более, чем на 15 дБ превышают значения в соседних третьоктавных полосах;
- широкополостная – с непрерывным спектром более одной октавы.

По направлению действия: в соответствии с направлением осей ортогональной системы координат (X, Y, Z).

По частотному составу:

- низкочастотная (1-4 Гц для общих вибраций, 8-16 Гц для локальных вибраций);
- среднечастотная (8-16 Гц для общих вибраций, 31,5-63 Гц для локальных вибраций);
- высокочастотная (31,5-63 Гц для общих вибраций, 125-1000 Гц для локальных вибраций).

По временным характеристикам:

- постоянная вибрация, для которой величина нормируемых параметров изменяется не более чем на 6 дБ за время наблюдения.
- непостоянная – величина нормируемых параметров изменяется не менее, чем на 6 дБ за время наблюдения не менее 10 минут в том числе: колеблющиеся во времени вибрации, прерывистые вибрации, импульсные вибрации.

1.3 Нормирование вибрации

Нормирование производственной вибрации производится на основании СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».

Гигиеническая оценка постоянной и непостоянной вибрации может осуществляться тремя методами:

- частотным (спектральным) анализом нормируемого параметра (нормируемые параметры: средние квадратические значения виброскорости и виброускорения или их логарифмические уровни, измеряемые в октавных или 1/3 октавных полосах частот);
- интегральной оценкой по частоте нормируемого параметра (нормируемые параметры: скорректированное значение виброскорости или виброускорения или их логарифмические уровни);
- интегральной оценкой с учетом времени вибрационного воздействия по эквивалентному (по энергии) уровню нормируемого параметра (нормируемый параметр: эквивалентное скорректированное значение виброскорости или виброускорения или их логарифмические уровни).

Локальная вибрация нормируется в октавных полосах со среднегеометрическими частотами: 8; 16; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000 Гц; общая вибрация – в октавных или 1/3 октавных полосах со среднегеометрическими частотами: 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 31,5; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0 Гц

1.4 Влияние вибрации на организм человека

Особенности воздействия производственной вибрации определяются частотным спектром и распределением в его пределах максимальных уровней энергии колебания.

Местная вибрация малой интенсивности может оказывать благоприятное воздействие на организм человека, восстанавливая трофические изменения, улучшая функциональное состояние центральной нервной системы, ускоряя заживле-

ние ран и т.п. При увеличении интенсивности колебаний и длительности их воздействия возникают изменения, приводящие в ряде случаев к развитию профессиональной патологии — вибрационной болезни. Длительное воздействие вибраций может привести к трудно излечимой вибрационной болезни – стойкому нарушению физиологических функций организма. Особенно опасны общие вибрации с частотой 3-30 Гц. В этом диапазоне частот лежат собственные частоты большинства внутренних органов, головы и конечностей человека. При совпадении их с частотой возмущающей силы колебания происходят в резонансном режиме. Такие частоты называют *резонансными*.

Усугубляющими вредное воздействие вибрации являются факторы производственной среды, такие как чрезмерные мышечные и нервно-эмоциональные нагрузки, неблагоприятные микроклиматические условия, шум высокой интенсивности. Сопутствующие факторы могут увеличить риск болезни в 5...10 раз.

1.5 Системы защиты от вибрации

Классификация средств и методов защиты от вибрации определена ГОСТ 26568-85 «Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация».

Средства защиты от вибрации по организационному признаку делятся на коллективные (рисунок 1) и индивидуальные.



Рисунок 1 – Классификация методов и средств защиты от вибрации

Средства индивидуальной защиты (СИЗ) рук, ног и тела оператора от вибрации используются на производстве в случае необходимости.

В качестве СИЗ рук от вибрации применяются антивибрационные рукавицы. Основными требованиями, предъявляемые к СИЗ являются:

- эффективность;
- максимальная толщина упругодемпфирующего материала 5...10 мм.

В зависимости от области применения средства защиты ног подразделяются на обувь, подметки и наколенники. В них используются специальные вибродемпфирующие материалы, которые ослабляют вибрацию в диапазоне частот 11...90 Гц. Для защиты тела оператора используются нагрудники, пояса и специальные костюмы. Все виды защиты снижают вибрацию максимум на 10 дБ.

Расчет пружинных виброизоляторов

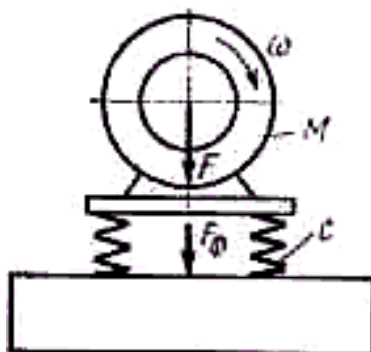


Рисунок 2 – Пружинный виброизолятор

Сначала определяют расчетную частоту вращения n_p и требуемую эффективность виброизоляции ΔL_T (табл. 1)

Таблица 1 – Расчетная частота вращения n_p и требуемая эффективность виброизоляции ΔL_T

Вид оборудования	Значения ΔL_T , дБА
Поршневые компрессоры мощностью, кВт:	
до 15	17
от 20 до 60	20
от 75 до 150	26
Центробежные насосы	26
Автономные кондиционеры	20
Вентиляторы с частотой вращения, мин ⁻¹ :	
Более 800	26
500...800	20...26
350...500	17...20
200...350	11...17

Далее находят расчетную частоту возбуждающей силы, Гц,

$$f_s = n_y / 60, \quad (1)$$

где n_y – частота вращения частей установки, мин⁻¹.

Если в работающей установке существуют части, вращающиеся с различной частотой, то в качестве расчетной принимают наименьшую из них.

Отношение S расчетной частоты возбуждающей силы f_s к предельно допустимой частоте собственных вертикальных колебаний f_{od} виброизолированной установки принимают в зависимости от требуемой эффективности виброизоляции ΔL_T из следующих значений (табл. 2):

Таблица 2 – Требуемая эффективность виброизоляции

ΔL_T , дБ	5	7,5	10	15	20	25	30	35
$C = f_e/f_{od}$	1,65	1,8	2	2,6	3,3	4,2	5,4	7

По выбранному значению параметра C определяют предельно допустимую частоту, Гц,

$$f_{od} = f_e / C \quad (2)$$

Требуемую общую массу, кг, виброизолированной установки рассчитывают по формуле

$$m_T \geq 2,5\varepsilon \cdot m_e / A_\delta, \quad (3)$$

где ε – эксцентриситет вращающихся частей, мм;

m_e – масса вращающихся с частотой n_y частей установки, кг;

A_δ – максимально допустимая амплитуда смещения центра тяжести установки, мм.

Если величины ε и A_δ неизвестны, то, например, для вентиляционной установки можно приближенно принять $\varepsilon_\delta = 0,2 \dots 0,4$ мм при динамической балансировке и $\varepsilon_e = 1 \dots 1,5$ мм при статической балансировке. Максимально допустимую амплитуду смещения A_δ центра тяжести установки принимают из значений указанных в таблице 3.

Таблица 3 – Максимально допустимую амплитуду смещения

Частота вращения n_y , мин ⁻¹	300	400	500	600	700	900	1200	1500	3000
A_δ , мм	0,2	0,18	0,16	0,145	0,13	0,11	0,09	0,07	0,04

Далее вычисляют суммарную массу, кг, установки с рамой

$$m_o = m_y + m_p, \quad (4)$$

где m_y – масса установки, кг;

m_p – масса рамы, кг.

При этом должно соблюдаться условие

$$m_o \geq m_T \quad (5)$$

Определяют статистическую P_c и расчетную максимальную $P_{p\max}$ нагрузки на одну пружину, Н:

$$P_c = \frac{9,81m_o}{n_e x}; \quad (6)$$

$$P_{p\max} = P_c + \frac{\pi^2 f_e^2 A_\delta P_c}{1635} = P_c + 0,006 f_e^2 A_\delta P_c, \quad (7)$$

где n_e – число виброизоляторов;

x – число пружин в одном виброisolляторе.

Требуемую суммарную жесткость, Н/м, виброизоляторов в вертикальном направлении рассчитывают по формуле

$$\sum K_e = 4\pi^2 f_{od}^2 m_o = 39,48 f_{od}^2 m_o. \quad (8)$$

Требуемая жесткость, Н/м, одной пружины в продольном направлении

$$K_{mp} = \frac{\sum K_e}{n_e x}. \quad (9)$$

Марку применяемых в виброизоляторах опорных пружин выбирают с соблюдением условий:

$$P_{T_{max}} \geq P_{p_{max}}; K_T \leq K_{TP}, \quad (10)$$

где $P_{T_{max}}$ – максимальная рабочая нагрузка на пружину, Н (табл. 4);

K_T – жесткость пружин в продольном направлении, Н/м (табл. 4).

Таблица 4 – Параметры типовых значений опорных пружин

Параметр	Марка пружины							
	ДО-38	ДО-39	ДО-40	ДО-41	ДО-42	ДО-43	ДО-44	ДО-45
Максимальная рабочая нагрузка на пружину, Н	120	220	340	550	960	1680	2430	3800
Собственная частота вертикальных колебаний при максимальной рабочей нагрузке, Гц	3	2,7	2,5	2,4	2,1	2,1	1,9	1,8
Жесткость пружины в продольном направлении, Н/м	0,46	0,62	0,83	1,26	1,68	3,0	3,64	4,5
Диаметр проволоки, мм	3	4	5	6	8	10	12	15
Диаметр пружины, мм	30	40	50	54	72	80	96	120
Высота пружины, мм	65	84	100	114	152	171	202	245

жины в ненагруженном состоянии, мм								
Число рабочих витков	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии, мм	68	88	107	123	164	186	220	275
Шаг ненагруженной пружины, мм	10	13	17	18	24	27	32	40

Уровень шума, дБА, после установки вентиляционной установки приблизительно можно определить по следующим эмпирическим формулам:

при массе 1 м² стены менее 200 кг

$$L_{из1} = L - \Delta L - (23 \lg Q + 13) \quad (11)$$

при массе 1 м² стены более 200 кг

$$L_{из1} = L - \Delta L - (23 \lg Q - 9) \quad (12)$$

где L – фактический уровень шума в помещении, дБА;

ΔL – требуемая эффективность виброизоляции, дБА;

Q – масса 1 м² звукоизолирующей стены, кг/м².

Расчет резиновых виброизоляторов

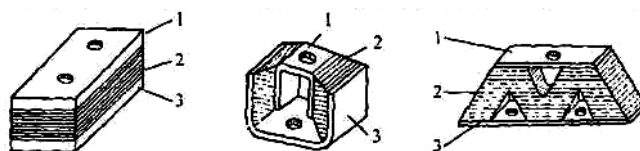


Рисунок 3 – Типовые конструкции резинометаллических виброизоляторов:

1 – верхняя пластина; 2 – резиновый массив; 3 – нижняя пластина

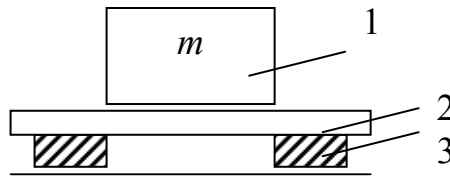


Рисунок 4 – Резиновый виброизолятор:

1 – груз массой m ; 2 – основание; 3 – резиновые виброизоляторы

Начало расчета резиновых виброизоляторов аналогично расчету пружинных виброизоляторов. После определения массы установки вычисляют площадь поперечного сечения всех виброизоляторов, м^2 :

$$F_{\epsilon} = 9,81m_o / \sigma, \quad (13)$$

где m_o – общая масса установки, кг;

σ – расчетное статистическое напряжение в резине: для мягкой резины $(1...3) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, для резины с большей твердостью $(3,1...5) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Рабочую высоту, м, каждого виброизолятора находят по выражению

$$H_p = \frac{EF_{\epsilon}}{\sum K_{\epsilon}}, \quad (14)$$

где E – динамический модуль упругости резины, Па;

$\sum K_{\epsilon}$ – требуемая суммарная жесткость виброизоляторов, Н/м

Модуль упругости резины можно выбрать в зависимости от ее твердости по Шору (табл. 5).

Таблица 5 – Модуль упругости резины

Твердость резины (по Шору)	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Динамический модуль упругости $E \cdot 10^5$, Па	15	20	30	40	50	60	71	85	100

Площадь поперечного сечения одного виброизолятора, м^2 ,

$$F_1 = F_{\epsilon} / n_{\epsilon}, \quad (15)$$

где n_{ϵ} – число виброизоляторов.

Далее для виброизолятора призматической формы находят сторону квадрата, м,

$$B = \sqrt{F_1}, \quad (16)$$

а для виброизолятора цилиндрической формы – диаметр, м,

$$D = \sqrt{4F_1 / \pi} . \quad (17)$$

Для обеспечения устойчивости виброизоляции необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$1,5H_p \leq B \leq 8H_p \quad (18)$$

или

$$1,5H_p \leq D \leq 8H_p . \quad (19)$$

Если это условие не выполняется, необходимо или взять резину другой твердости, или принять другое число изоляторов, или увеличить площадь их поперечного сечения, или выбрать пружинные виброизоляторы.

Полную высоту, м, виброизолятора определяют по формуле

$$H = H_p + 0,125B , \quad (20)$$

или

$$H = H_p + 0,125D . \quad (21)$$

После уточнения размеров виброизоляторов следует проверить обеспечиваемую эффективность виброизоляции, дБА,

$$\Delta L_y = 20 \cdot \lg \left(\frac{f_e^2}{f_o^2} - 1 \right) , \quad (22)$$

где $f_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum K_{e,y}}{m_{o,y}}}$ – уточненная частота собственных вертикальных колебаний,

Гц;

$\sum K_{e,y} = \frac{EF_{e,y}}{H_p}$ – уточненная общая жесткость всех виброизоляторов, м²;

где $m_{o,y}$ – уточненная масса виброизолированной установки, кг.

Если общая масса установки $m_o \geq m_T$, то $m_{o,y} = m_o$.

Полученное значение ΔL_y должно быть близко к выбранному ΔL_T или меньше его.

Задание для выполнения практической работы

1. Установленный за пределами производственного помещения центробежный вентилятор создает некоторый уровень звукового давления L , дБА. Частоты вращения колеса вентилятора и вала электродвигателя одинаковые: 960 мин^{-1} . Масса вентилятора с электродвигателем и рамой m_o , кг. Определить марку пружинных виброизоляторов и оценить превышает ли уровень шума в помещении L_n после установки пружинных виброизоляторов. Допустимый уровень звукового давления $L_{дон} = 60 \text{ дБА}$. Масса 1 м^2 стены толщиной в половину кирпича, за которой находится установка, принять равной $208,5 \text{ кг}$. Число виброизоляторов n_e принять равным 4, а пружин в одном виброisolаторе $x = 2$. Эксцентриситет вращающихся частей $\varepsilon_\partial = 0,2$.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Уровень звукового давления L , дБА	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109
Масса вращающихся частей установки m_e , кг	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88
Масса вентилятора с электродвигателем и рамой m_o , кг	350	355	360	365	370	380	390	400	410	415

2. В отделении мастерской установлен стационарный поршневой компрессор общей массой m_o , кг с приводом от электродвигателя мощностью 4 кВт и частотой вращения 1450 мин^{-1} . Частота вращения коленчатого вала компрессора составляет 1950 мин^{-1} . Рассчитать резиновый виброизолятор и определить уровень шума в помещении после установки виброизоляторов, если создаваемый компрессором уровень звукового давления L_k , дБА, а допустимый уровень звукового давления $L_{дон} = 80 \text{ дБА}$. Динамический модуль упругости резины $E = 25 \cdot 10^5 \text{ Па}$; число виброизоляторов $n_e = 4$

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Уровень звукового давления L_k , дБА	90	92	94	96	98	100	102	104	106	108

Масса вращающихся частей установки m_6 , кг	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48
Масса компрессора с приводом m_o , кг	215	230	245	260	275	290	305	315	330	345
Форма вибро-изолятора	цилиндрическая							призматическая		

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белов, А.С. Средства защиты в машиностроении. Расчёт и проектирование [Текст]: справочник / А.С. Белов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 621 с.: ил.
2. Белов, С.В. Безопасность жизнедеятельности [Текст]: учебник / С.В. Белов, А.В. Ильницкая, А.Ф. Козьяков; под общ. ред. С.В. Белова. – Изд. 3-е, испр. и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 485 с.: ил.
3. Глебова, Е.В. Производственная санитария и гигиена труда [Текст]: учеб. пособие для вузов / Е.В. Глебова. – М.: Высшая школа, 2005. – 383 с.: ил.
4. ГОСТ 26568-85 Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация [Текст]. – Введ. 1985-06-26.
5. Курдюмов, В.И. Проектирование и расчет средств обеспечения безопасности [Текст]: учеб. пособие / В.И. Курдюмов, Б.И. Зотов. – М.: Колос С, 2005. – 216 с.
6. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий [Текст]. – Введ. 1996-10-31.