

ристик упругих элементов машин вследствие эффектов старения; особенно это касается машин, установленных на перекрытиях сооружений. В этом случае параметры вибросистемы (например, амплитуда колебаний) могут выйти за пределы допустимых значений, и это может привести к повышенной вибронегативности перекрытий, к повышенному влиянию вибраций на операторов, а в ряде случаев и к авариям [9-11].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
2. Механика деформирования и разрушения упруго-наследственных сред / Дырда В.И., Кобец А.С., Демидов А.А. – Днепропетровск: Герда, 2009. – 584 с.
3. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наук. думка, 1988. – 239 с.
4. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введён 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.
5. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чинна від 01.12.99. – Київ, 2000. – 45 с.
6. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. – Київ, 1993.
7. ГОСТ 30610-98. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Динамические характеристики стационарно-обогатительного оборудования. Методы определения; Введён 01.07.2000. – Киев: Держстандарт України. – 39 с.
8. Гогіташвілі Г. Ризик-менеджмент з охорони праці в умовах трансформаційних перетворень в економіці України: текст / Г. Гогіташвілі, В. Лапін, Р. Івах // Технополіс. – 2004. – Вип. 6. – С. 49-50.
9. Дырда В.И. Виброизоляция вихревых смесителей аглофабрик / В.И. Дырда, Н.И. Лисица, М.К. Шолин, В.Д. Афанасьев, С.А. Калашников // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Дніпропетровськ, 2003. – Вип. 43. – С. 149-164.
10. Афанасьев В.Д. О методах повышения эффективности виброизоляции при безфундаментной установке источников интенсивных вибраций / В.Д. Афанасьев, А.Р. Арутюнян, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Н.Н. Лисица // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2006. – Вып. 63. – С. 178-185.
11. Афанасьев В.Д. О некоторых особенностях виброизоляции вихревых смесителей аглофабрик / В.Д. Афанасьев, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, А.Р. Арутюнян // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2005. – Вып. 60. – С. 162-168.
12. Прочность и разрушение резиновых деталей технологических машин / Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.А., Маркелов А.Е. – Киев: Наук. думка, 2009. – 380 с.
13. Вакуленко А.А. О связях между напряжениями и деформациями в неупругих средах // Исследования по упругости и пластичности. – Л.: 1961. – № 1. – С. 3-35.
14. Чудновский А.И. О разрушении макротел // Исследования по упругости и пластичности. – ЛГУ, 1973. – № 3. – С. 3-41.
15. Дырда В.И. К построению феноменологической модели разрушения эластомеров при циклическом деформировании // Механика эластомеров. – Краснодар, 1978. – № 268. – С. 22-26.
16. Акивис М.А., Гольдберг В.В. Тензорное исчисление. – М.: Наука, 1969. – 352 с.

УДК 678.4.06

Дырда В.И., Агальцов Г.Н., Козуб Ю.Г., Рощупкин С.В.,  
Заболотная Е.Ю., Новикова А.В.

## ОХРАНА ТРУДА В КОНТЕКСТЕ ЗАЩИТЫ МАШИН И ОПЕРАТОРОВ ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ

Розглядається охорона праці на підприємствах з великим впливом шуму і вібрації на машини та операторів.

### OCCUPATIONAL SAFETY IN THE CONTEXT OF PROTECTION OF CARS AND OPERATORS FROM NOISE AND VIBRATION

Labour protection at the enterprises with the big influence of noise and vibration on machines and operators is considered.

#### 1. Вибрация и шумовое загрязнение

Вибрация является одной из основных причин разрушения машин и конструкций, зданий и сооружений, она уменьшает надёжность машин, нарушает режим их работы. Вибрация и шум оказывают вредное воздействие на человека-

оператора, вибрационная патология стоит на втором месте (после пылевых) среди профессиональных заболеваний [1].

**Шумовое загрязнение.** Шум оказывает воздействие на физическое и психологическое состояние человека. При повышении уровня шума у человека возникают: временное или постоянное ухудшение слуха, возбуждение нервной системы, развитие сердечно-сосудистых заболеваний, гипертония и т.п. В качестве единицы измерения используется уровень шума в децибелах (дБ) с коррекцией по шкале «А» стандартного шумомера при логарифмическом осреднении за годовое (ночное) время. Различают две категории шума и источников шума: 1 – проникающие в помещение звуки, источники которых находятся вне рассматриваемого объекта недвижимости; к числу таких источников шума относятся транспорт, шумящие агрегаты и установки производственных предприятий; 2 – звуки, проникающие в отдельные помещения рассматриваемого объекта недвижимости от источников, находящихся в том же здании (шум лифтов и другого инженерного оборудования).

Шум с уровнем звукового давления до (30...35) дБ привычен для человека и не беспокоит его. Повышение этого уровня до (40...70) дБ в условиях среды обитания создаёт значительную нагрузку на нервную систему, вызывая ухудшение самочувствия и при длительном действии, может быть причиной неврозов. Воздействие шума уровнем свыше 75 дБ может привести к потере слуха – профессиональной тугоухости. При действии шума высоких уровней (более 140 дБ) возможен разрыв барабанных перепонки, контузия, а при ещё более высоких (более 160 дБ) и смерть.

## 2. Влияние вибрации, шума и ударов на организм человека

**Вибрация.** Установлено, что незначительные амплитуды колебаний увеличивают мускульную силу, а шумы естественной природы успокаивают человека, в то же время инфразвуковые колебания и звуки высокой интенсивности, равно как и вибрации, так называемых критических частот могут ухудшать его самочувствие, приводить к снижению качества функционирования людей и техники.

Исследованиями установлено [2], что механические колебания определённой частоты и амплитуды крайне нежелательны для организма человека. Существенное значение имеет и направление распространения вибрации. Следует отметить, что вертикальные колебания в первую очередь наиболее ощущаются человеком, который стоит, а горизонтальные – теми, кто лежит. При этом колебания с частотой  $\nu = 1-10$  Гц могут совсем не ощущаться при ускорении  $a = 10$  мм/с<sup>2</sup>, могут ощущаться без неприятностей или могут создавать дискомфорт при  $a = 400$  мм/с<sup>2</sup> и становятся опасными для здоровья при  $a \geq 1000$  мм/с<sup>2</sup>. По данным некоторых исследователей [2, 3] главная роль в восприятии человеком колебаний принадлежит амплитуде скорости при частотах  $\nu > 15$  Гц и малых амплитудах (до 0,02 мм), а также амплитуде ускорений при малых частотах ( $\nu < 15$  Гц) и больших амплитудах.

**Шум.** К факторам производственной среды, усугубляющим вредное воздействие вибраций на организм, относятся чрезмерные мышечные нагрузки, неблагоприятные микроклиматические условия, особенно пониженная температура, шум высокой интенсивности, психоэмоциональный стресс. Охлаждение и смачивание рук значительно повышают риск развития вибрационной болезни за счёт усиления сосудистых реакций. При совместном действии шума и вибрации наблюдается взаимное усиление эффекта.



Для общей и локальной вибрации зависимость допустимого значения виброскорости  $V_t$  (м/с) от времени фактического воздействия вибрации, не превышающего 480 мин, определяется по формуле:

$$V_t = V_{480} \sqrt{480/T},$$

где  $V_{480}$  – допустимое значение виброскорости для длительности воздействия 480 мин, м/с.

Максимальное значение  $V_t$  для локальной вибрации не должно превышать значений, определяемых для  $T = 30$  мин, а для общей вибрации при  $T = 10$  мин.

### **3. Защита машин, оборудования и обслуживающего персонала от вредного воздействия производственной вибрации**

Одним из направлений решения проблемы защиты обслуживающего персонала, машин, оборудование, фундаментов и строительных конструкций от действия вибрационных нагрузок большой интенсивности, в том числе при низкочастотных спектрах их действия есть разработка принципов выбора параметров виброзащитных систем с использованием резиновых и резинометаллических элементов.

#### **3.1. Методы оценки безопасности горных машин с учётом риска техногенных аварий**

**Методы повышения вибробезопасности машин и сооружений.** Анализ существующих методов виброзащиты свидетельствует, что наиболее эффективным есть метод виброизоляции на базе эластомерных элементов (ЭЭ) конструкций. Такой подход принят за основу при разработке методов повышения безопасности тяжёлых горных машин и обслуживающего персонала от действия интенсивных вибраций.

**Критерии вибробезопасности машин и сооружений.** Критерии вибробезопасности машин и сооружений должны включать два аспекта: во-первых, обеспечивать эффективность виброзащиты; во-вторых, соответствовать долговечности конкретного объекта.

Эффективность виброзащиты определяют с помощью методов теории колебаний [10]. Её основной принцип заключается в том, что частота собственных колебаний  $\omega_{соб}$  в несколько (3-5) раз отличается от частоты  $\omega_n$  нижнего порога спектра частот возбуждающих сил. Это условие есть необходимым и достаточным условием предотвращения резонансных явлений, которые обуславливают аварийные ситуации, разрушение машин и сооружений. Математическим выражением этого условия есть

$$\omega_{соб} \leq \omega_{кр}, \quad \omega_{кр} = \omega_n / k, \quad (1)$$

где  $k$  – коэффициент, который определяет эффективность виброизоляции с учётом санитарно-гигиенических норм, предназначения объекта и др.

Второй аспект критерия вибробезопасности связан с надёжностью систем виброзащиты, в частности со сроком эксплуатации систем, несущей способностью и прочностью ЭЭ, их долговечностью.

**Критерии разрушения эластомерных элементов систем виброзащиты.** Рассмотрим критерии разрушения ЭЭ согласно основным типам установленных выше отказов.

Критериями нарушения целостности резинового массива может быть энергетический критерий диссипативного типа. Он учитывает физическую нелиней-

ность материала, зависимость свойств последнего от частоты и температуры, конструктивные и эксплуатационные параметры. Довольно подробно этот критерий изложен в работах [11, 12].

Критериями разрушения при изменении формы (выпучивание резины, потеря устойчивости из-за старения резины) и отрыве массива ЭЭ от арматур можно считать критические деформации. Общий вид этого критерия в математической форме есть

$$\Delta h / H_0 \leq \Delta h_{кр}, \quad (2)$$

где  $\Delta h$  – деформация ЭЭ в направлении действия усилий;

$\Delta h_{кр}$  – критическое значение деформации ЭЭ, превышение которого ведёт к снижению функциональных параметров ЭЭ;

$H_0$  – высота ЭЭ в недеформированном состоянии.

Построение критерия проводится на примере цилиндрического элемента ( $H_0, R_0$  – высота и радиус в недеформированном состоянии), параллельные торцы которого прочно, без проскальзывания, соединены с металлическими пластинами. При сжатии цилиндра внешней силой  $F$  имеет место изменение высоты его на величину  $\Delta h$  и выпучивание боковой поверхности. Выпучивание обусловлено тем, что для резины модуль сдвига  $G = 1$  МПа, а модуль одностороннего сжатия  $B \approx 3000$  МПа. Если первая величина обусловлена энтропийной природой эластичного деформирования каучуковой сетки, то вторая – силами Ван-Дер-Ваальса между молекулами разных высокомолекулярных соединений. Под нагрузкой высота резинового массива равняется  $H = H_0 - \Delta h$ , при этом радиус цилиндра приобретает значение в зависимости от высоты

$$R(h, \Delta h) = R_0 + a(h, \Delta h), \quad (3)$$

где  $h, a$  – координаты изменения высоты и радиуса.

Выражение  $a(h, \Delta h)$  описывает закон деформирования внешнего предельного слоя резины при сжатии цилиндра на величину  $\Delta h$ , которая отвечает очевидным условиям

$$\begin{cases} a(H-h, \Delta h) = a(h, \Delta h), & 0 \leq h \leq H; \\ a(H, \Delta h) = a(0, \Delta h) - a. \end{cases} \quad (4)$$

Известно, что напряжения сдвига, которые возникают в единичном объёме резины при простом сдвиге с углом  $\theta_0$ , определяются линейной зависимостью [13]

$$\sigma = G \operatorname{tg} \theta_0, \quad (5)$$

где  $G$  – модуль сдвига резины.

Максимум деформаций сдвига находится на внешней поверхности резинового массива, где

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} = \frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h}. \quad (6)$$

Отслоение резины от металла, или разрыв граничного слоя резины имеет место, когда нагрузка  $\sigma(h, \Delta h)$  превышает известную характеристику прочности  $\sigma_{кр}^*$ , т.е.  $\sigma(h, \Delta h) > \sigma_{кр}^*$ . Если принять во внимание выражения (5) и (6), то можно записать такое критериальное уравнение

$$\frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h} \geq \frac{\sigma_{кр}}{G}. \quad (7)$$

Условие (7) можно конкретизировать с использованием основных принципов механики деформированного твёрдого тела.

При условии несжимаемости (коэффициент Пуассона  $\nu = \text{const}$ ) имеем

$$R_0^2 H_0 = \int_0^H R^2(h) dh. \quad (8)$$

Согласно (7), принимая во внимание условие  $a(h, \Delta h) \ll R_0$ , получаем

$$\begin{cases} \int_0^H B(h, \Delta h) dh = 1, \\ a(h, \Delta h) = 0,5 R_0 \Delta h B(h, \Delta h). \end{cases} \quad (9)$$

Теперь задача свелась к определению вида функции  $B = B(h, \Delta h)$ . С этой целью воспользуемся физическим принципом минимума запасённой упругой энергии. Т.е., необходимо рассчитать упругую энергию цилиндра при деформировании и, воспользовавшись вариационным принципом, установить конкретный вид зависимости  $B = B(h, \Delta h)$  при котором величина упругой энергии будет минимальной.

Полная упругая энергия цилиндра состоит из двух основных частей:  $W = W_1 + W_2$ . Энергия  $W_1$  обусловлена одноосным сжатием, энергия  $W_2$  – деформированием сдвига элементов объёма.

Значение  $W_1$  не зависит от функции  $B$ :

$$W_1 = 0,5 E \frac{\pi R_0}{H_0} \Delta h^2, \quad E = 3G. \quad (10)$$

Энергия  $W_2$  существенно зависит от  $B$ .

Согласно [13] можно получить для  $W_2$  такое математическое приближение

$$dW_2 = \frac{\pi G}{4} \left[ R(h, \Delta h) \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} \right]^2 dh. \quad (11)$$

Отбрасывая величины второго порядка, переходя к функции  $\varepsilon(x, \Delta h) = 2Hb(h, \Delta h)$  при  $x = h/H$ ,  $0 < x < 1$ , окончательно для (9) имеем

$$\begin{cases} dW_2 = \frac{\pi G}{64} R_0^4 \frac{\Delta h}{H} \left[ \frac{\partial \varepsilon(h, \Delta h)}{\partial x} \right]^2 dh, \\ \int_0^{0,5} \varepsilon(x, \Delta h) dx = 1, \quad \varepsilon(0,5+x, \Delta h) = \varepsilon(0,5-x, \Delta h), \\ \varepsilon(0, \Delta h) = \varepsilon(1, \Delta h) = 0, \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right|_{x=0,5} = 0, \quad 0 \leq x \leq 1. \end{cases} \quad (12)$$

Для функции  $\varepsilon(x, \Delta h)$  воспользуемся преобразованием Фурье, которое учитывает граничные условия и симметрию

$$\varepsilon(x, \Delta h) = \pi \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\Delta h) \sin[(2n+1)\pi x]. \quad (13)$$

Согласно (11) и (13) имеем

$$W_2(\Delta h) = \frac{\pi^5 G R_0^4 \Delta h^2}{32 H^3} \times \int_0^{0,5} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\Delta h) (2n+1) \cos[(2n+1)\pi x] \right\}^2 dx. \quad (14)$$

Задача поиска минимума упругой энергии сводится, таким образом, к отысканию минимума функции  $\sum_{n=0}^{\infty} a_n^2(\Delta h) (2n+1)^2$  при учёте условия  $\sum_{n=0}^{\infty} \frac{a_n(\Delta h)}{2n+1} = 1$ .

Используя метод неопределённых множителей Лагранжа для функции  $a(h, \Delta h)$ , имеем выражение

$$a(h, \Delta h) = \frac{24 R_0 \Delta h}{\pi h} f(y), \quad (15)$$

где 
$$f(y) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin[(2n+1)y]}{(2n+1)^3}, \quad 0 \leq y \leq \pi, \quad y = \pi x.$$

Определяя функцию  $f(x, y)$  уравнением

$$f(y) = \frac{\pi}{8} (\pi - y) y \quad \text{или} \quad f(x) = \frac{\pi}{8} x(1-x), \quad (16)$$

окончательно имеем

$$a(h, \Delta h) = \frac{3 R_0 \Delta h h (H-h)}{H^3}. \quad (17)$$

а критериальное уравнение принимает вид

$$\frac{\sigma R_0 \Delta h H}{H^3} \left| \frac{H}{2} - h \right| \geq \frac{\sigma^*}{G}. \quad (18)$$

Относительно допустимых деформаций критерий разрушения имеет вид

$$\frac{\Delta h}{H_0} \leq 1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 \sigma}}} = \frac{3R_0 G}{4\sigma^* H_0} \left( \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right). \quad (19)$$

Относительно допустимых нагрузок критерий разрушения есть

$$F < F^* \equiv 3 \left[ 1 + 0,5 \left( \frac{R_0}{H_0} \right)^2 \right] G \pi R_0^2 \left( 1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}}} \right). \quad (20)$$

С учётом эффектов объёмного сжатия, согласно (15) уравнение (20) перепишем таким образом

$$F < F^* \equiv \frac{9 \left[ 1 + 0,5 (R_0 H^{-1})^2 \right]}{\left[ 1 + 3 \left[ 1 + 0,5 (R_0 H^{-1})^2 (1 - 2\nu) \right] \right]} \cdot \frac{G^2 \pi R_0^3}{4\sigma^* H_0} \times \left( \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right)^2, \quad (21)$$

где  $\nu = 0,4998$  – коэффициент Пуассона резины.

Значение  $\sigma^*$  зависит как от типа резины, так и от технологии крепления резины с металлом. Его можно определить путём эксперимента для каждой партии резиноталлических виброизоляторов. Необходимо отметить, что значения  $\sigma^*$  является довольно чувствительным к наличию различных дефектов, которые возникают как в процессе изготовления, так и в процессе длительной эксплуатации.

Уравнение (20) можно также обобщить

$$P < P^* \equiv 3 \left[ 1 + 0,5 \left( \frac{R_0}{H_0} \right)^2 \right] G \pi R_0^2 (1 - \lambda), \quad (22)$$

где  $\lambda$  – наибольший корень уравнения

$$A^2 \lambda^3 + 2A \lambda^3 + \frac{11}{5} \lambda - \frac{11}{5} = 0,$$

$$A = \sigma^* H_0 / 5GR_0.$$

Таким образом, критериальные уравнения (19)-(22) дают условия поперечной или горизонтальной устойчивости ЭЭ (отсутствует отслоение резины от металла).

Вертикальная устойчивость обеспечивается согласно критерию Эйлера (16), что связывает действующие силы с конструктивными параметрами резины, или с учётом условия устойчивости ЭЭ.

$$H \leq \alpha D, \quad (23)$$

где  $H$  – полная высота ЭЭ;

$D$  – диаметр;

$\alpha$  – коэффициент устойчивости.

Последнее условие необходимо учитывать в общем алгоритме выбора параметров ЭЭ.

#### **4 Применение виброизолирующих систем для защиты зданий, сооружений и человека-оператора от вибраций и шума**

##### **4.1 Виброизоляция вихревых смесителей и молотковых дробилок**

Институтом геотехнической механики совместно с Украинским государственным НИИ безопасности труда и экологии в горнорудной и металлургической промышленности выполнена разработка способов защиты обслуживающего персонала тяжёлых машин и оборудования от действия вибрационных и ударных нагрузений с использованием эластомерных конструкций.

Выполнена разработка и исследование резиновых виброизоляторов типов ОП-180, УП-230 и систем виброизоляции для вихревых смесителей ВС-360 и молотковых дробилок ДРМЕ 14,5×13 [14].

Выполненные измерения вибраций показали, что величины вибраций существенно зависят от величин динамического нагружения на опорные конструкции, материала опорных площадок (железобетонные или стальные), их связью с машиной (жёсткой связью или через эластомерные конструкции).

Измерения величин виброускорения на площадках обслуживания вихревых смесителей выполнены по осям ОХ, ОУ и ОZ в точках, которые находятся в зоне обслуживания. Данные про результаты измерений виброускорений вихревых смесителей ВС-360 при жёсткой установке на перекрытии приведены в табл. 3.

Данные про результаты измерений виброускорений вихревого смесителя с системой виброизоляции СВВЗ приведены в табл. 4.

Результаты измерений показывают, что гранично-допустимые значения виброускорения обеспечиваются во всех точках, кроме точки 4 (рис. 1). В точке 4 гранично допустимые значения виброускорения на частотах 16 Гц обеспечиваются для  $t = 60$  мин. По данным хронометражных исследований максимальное время обслуживания вихревых смесителей машинистами конвейеров в т. 4 (на площадках разгрузочных устройств) не превышает 60 мин.

Таблица 3 – Величины вибраций на площадке вихревого смесителя для среднегеометрической частоты 16 Гц при жёсткой установке

Точки измерений	Оси измерений	Виброускорения
По данным института ИГТМ НАН Украины		
т. 2'	OZ	1,08
	OY	0,98
т. 3	OZ	1,78
	OY	1,48
т. 3'	OZ	1,5
	OY	0,5
т. 4	OZ	2,3
	OY	1,8
т. 5	OZ	1,6
По данным КП «Харьковский ПромстройНИИпроект»		
т. 2	OZ	0,71
т. 3	OZ	2,03
т. 4	OZ	2,34
	OY	1,02
Гранично-допустимые: – для обслуживающего персонала при $t = 60$ мин – для перекрытия	OX, OY, OZ OZ	0,56 0,60

Таблица 4 – Величины вибраций на площадке вихревого смесителя с системой виброизоляции

Точки измерений	Оси измерений	Виброускорения, $m/s^2$					
		Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц					
		2	4	8	16	31,5	63
т. 1	OX	0,002	0,04	0,04	0,015	0,02	0,02
	OY	0,002	0,005	0,02	0,07	0,02	0,03
	OZ	0,015	0,0	0,02	0,07	0,08	0,05
т. 2	OX	0,006	0,007	0,008	0,03	0,006	0,005
	OY	0,007	0,007	0,006	0,016	0,008	0,008
	OZ	0,001	0,007	0,7	0,33	0,3	0,1
т. 3	OX	0,001	0,007	0,08	0,08	0,02	0,01
	OY	0,002	0,007	0,03	0,06	0,03	0,02
	OZ	0,002	0,008	0,008	0,33	0,3	0,2
т. 4	OX	0,01	0,009	0,008	0,04	0,05	0,03
	OY	0,011	0,01	0,02	0,08	0,03	0,028
	OZ	0,002	0,01	0,11	0,5	0,25	0,20
т. 5	OX	0,003	0,003	0,005	0,05	0,03	0,05
	OY	0,001	0,0025	0,02	0,03	0,03	0,03
	OZ	0,005	0,006	0,025	0,2	0,16	0,2
т. 6	OX	0,003	0,008	0,006	0,03	0,03	0,01
	OY	0,008	0,007	0,006	0,02	0,03	0,04
	OZ	0,005	0,007	0,035	0,25	0,31	0,08
Гранично-допустимые: – для обслуживающего персонала: при $t = 120$ мин при $t = 60$ мин – для перекрытия	OX, OY, OZ	0,28	0,2	0,2	0,4	0,78	1,57
		0,40	0,28	0,28	0,56	1,1	2,2
	OZ	–	–	–	0,6	–	–

Таблица 5 – Величины вибраций на площадке молотковой дробилки при её жёстком креплении

Точки измерений	Оси измерений	Виброускорения, $m/s^2$
т. 1	OZ	0,75
т. 2	OZ	5,5
т. 3	OZ	2,15
т. 4	OZ	2,62
т. 5	OZ	3,43
т. 6	OZ	0,98

Таблица 6 – Величины вибраций на площадке молотковой дробилки с системой виброизоляции

Точки измерений	Оси измерений	Виброускорения, м/с <sup>2</sup>					
		Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц					
		2	4	8	16	31,5	63
т. 1	OX	0,004	0,003	0,005	0,014	0,006	0,006
	OY	0,005	0,002	0,003	0,006	0,004	0,025
	OZ	0,002	0,002	0,004	0,04	0,04	0,05
т. 2	OX	0,005	0,003	0,002	0,003	0,005	0,015
	OY	0,02	0,015	0,01	0,01	0,003	0,0015
	OZ	0,003	0,002	0,004	0,04	0,03	0,04
т. 3	OX	0,004	0,002	0,0025	0,001	0,007	0,025
	OY	0,002	0,025	0,0022	0,025	0,004	0,01
	OZ	0,003	0,002	0,0025	0,02	0,025	0,04
т. 4	OX	0,004	0,003	0,004	0,018	0,01	0,03
	OY	0,004	0,003	0,0025	0,004	0,006	0,001
	OZ	0,002	0,002	0,003	0,04	0,02	0,03
т. 5	OX	0,003	0,002	0,002	0,009	0,007	0,03
	OY	0,006	0,003	0,003	0,008	0,003	0,01
	OZ	0,003	0,002	0,004	0,05	0,02	0,05
т. 6	OX	0,004	0,003	0,005	0,004	0,006	0,02
	OY	0,005	0,002	0,003	0,006	0,004	0,025
	OZ	0,002	0,0015	0,0025	0,04	0,02	0,06
Гранично-допустимые: – для обслуживающего персонала – для перекрытия	OX, OY, OZ	0,14	0,01	0,1	0,2	0,4	0,8
		–	–	–	0,6	–	–

Аналогичные исследования были проведены для молотковой дробилки ДРМЕ 14,5×13. Измерения величин виброускорения на площадках обслуживания молотковых дробилок выполнены по осям OX, OY, OZ (рис. 2).

Данные о результатах измерений виброускорений в точках 1-6 (рис. 2) при жёстком креплении и с системой виброизоляции приведены в табл. 5 и табл. 6 соответственно.

Результаты измерений показали, что величины виброускорений на площадках обслуживания дробилки значительно ниже гранично-допустимых, согласно ДСН 3.3.6.039-99 [7].

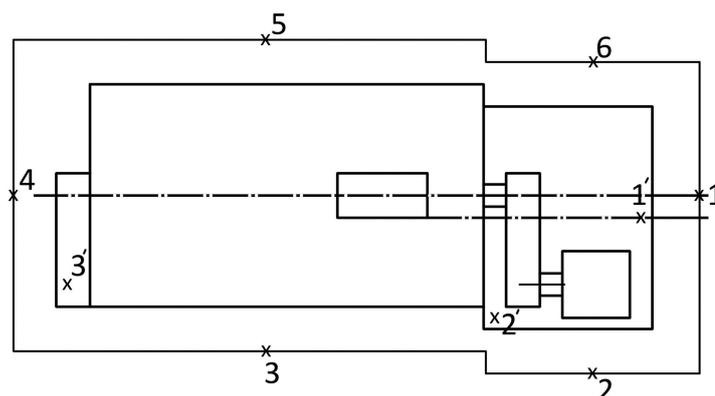


Рис. 1 – Схема расположения точек измерений вибраций на площадке вихревого смесителя ВС-360 с системой виброизоляции СВВЗ

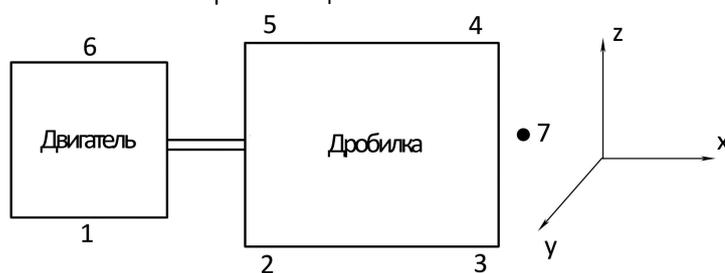


Рис. 2 – Схема расположения точек измерения вибрации дробилки

#### 4.2 Виброизоляции фундаментов под кузнечные молоты

Устройство виброизоляции фундаментов под молоты обязательно для молотов с массой падающих частей 10 т и более, а также для молотов с массой падающих частей более 1 т, если основание сложено мелкими и пылеватыми водонасыщенными песками [15].

Конструкция виброизолированного фундамента представлена на рис. 3.

Исходные данные на проектирование виброизолированного фундамента взяты из технической характеристики молота ковочного пневматического МД-4131:

1. Масса шабота – 3000 кг, масса молота – 4900 кг, масса падающих частей –  $250 \pm 20$  % кг;
2. Число ударов молота в 1 мин –  $162 \pm$
3. Энергия удара – 6,45 кДж.

Фундамент под молот выполняется в виде железобетонного блока. Толщина фундаментного блока под шаботом должна быть не менее указанной в табл. 7.

Допускаемая амплитуда колебаний  $a_1$  фундаментного блока молотов с массой падающих частей до 5 т принимается равной  $3 \cdot 10^{-3}$  м.

Во избежание отрыва фундаментной конструкции от виброизоляторов статическая осадка виброизоляторов от веса молота и фундаментной конструкции должна не менее чем на 20 % превышать амплитуду колебаний фундаментной конструкции.

Таблица 7

Номинальная масса падающих частей, т	До 1	2	3	4	Более 5
Минимальная толщина фундаментного блока под шаботом, м	1	1,25	1,5	2,15	3,2

Собственная частота вертикальных колебаний фундаментной конструкции ковочных и штамповочных молотов  $f_z$  должна быть не более 6 Гц при номинальной массе падающих частей до 10 т, и не более 4 Гц при номинальной массе падающих частей свыше 10 т. Для молотов, у которых число ударов в минуту  $N$  постоянно и более 100, собственная частота колебаний фундаментной конструкции  $f_z$  должна, кроме того, удовлетворять условию

$$f_z = \frac{N}{60}(j+0,5) \text{ Гц}, \quad (24)$$

где  $j$  выбирается последовательно из ряда чисел: 0, 1, 2, 3, 4, 5.

$$f_z = \frac{167}{60}(j+0,5) = 1,39; 4,17; 6,96; 9,74; 15,3.$$

Принимаем  $f_z = 4,17$  Гц.

Общая жёсткость виброизоляторов определяется по формуле

$$K_z = m\omega_z^2, \quad (25)$$

где  $\omega_z = 2\pi f_z$ ;

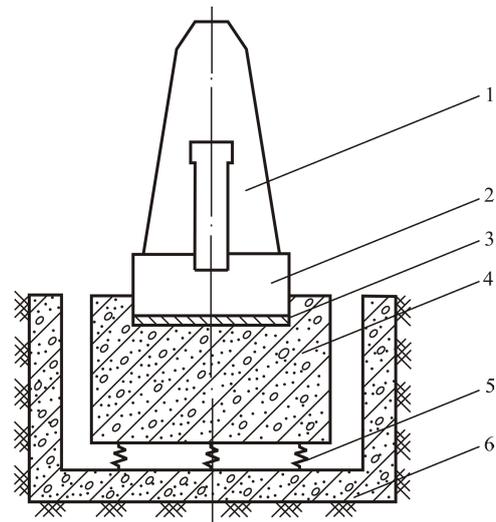
$m$  – масса виброизолированной установки;  $m = m_f + m_{an} + m_b$ ,

$m_f$  – масса фундаментного блока;

$m_{an}$  – масса шабота;

$m_b$  – масса молота.

Масса фундамента  $m_f$  определяется по формуле



1 – станина молота; 2 – шабот; 3 – подшаботная прокладка; 4 – фундаментный блок; 5 – виброизоляторы; 6 – поддерживающая конструкция (подфундаментный короб)

Рис. 3 – Схема виброизолированного фундамента под штамповочный молот с фундаментным блоком

$$m_f = \frac{S}{a_f \omega_z} \beta - m_{an} - m_b, \quad (26)$$

где  $S$  – величина импульса, кг·м/с;

$$S = (1 + \nu) m_0 V_0, \quad (27)$$

$\nu$  – коэффициент восстановления скорости при ударе, для ковочных молотов принимается равным 0,25;

$V_0$  – скорость падающих частей молота в момент удара;

$$V_0 = \sqrt{\frac{2E_{sh}}{m_0}}, \quad (28)$$

$E_{sh}$  – энергия удара, Дж.

По табл. 8 определяем коэффициент  $b$ , значение которого для резиновых виброизоляторов для молотов с постоянной частотой ударов находим по графе  $n_k \geq 8$ ,  $n_k$  – наименьшее целое число, большее, чем  $60f_z/N_{max}$ ;  $N_{max}$  – максимально возможное число ударов молота в 1 мин.

Виброизоляторы изготовлены из резины марки 2959, для неё коэффициент потерь  $\gamma_b = 0,14$ .

Из табл. 8  $b = 0,89$ .

Таблица 8

$\gamma_b$	$n_k$							$n_k \geq 8$
	1	2	3	4	5	6	7	
0,1	3,42	1,97	1,51	1,29	1,16	1,09	1,03	0,92
0,14	2,5	1,52	1,21	1,07	1,00	0,96	0,93	0,89
0,18	1,99	1,27	1,05	0,96	0,91	0,89	0,87	0,86
0,22	1,66	1,10	0,95	0,88	0,85	0,84	0,83	0,83
0,26	1,42	0,99	0,87	0,83	0,81	0,80	0,79	0,79
0,3	1,25	0,90	0,81	0,78	0,77	0,77	0,76	0,76
0,34	1,12	0,83	0,76	0,74	0,74	0,73	0,73	0,73
0,38	1,01	0,77	0,72	0,71	0,71	0,70	0,70	

По формулам (3)-(5):

$$V_0 = \sqrt{(2 \cdot 6,45 \cdot 10^3) / 250} = 7,18 \text{ м/с};$$

$$S = (1 + 0,25) \cdot 250 \cdot 7,18 = 2243,75 \text{ кг·м/с};$$

$$m_f = \frac{2243,75}{3 \cdot 10^{-3} (4,17 \cdot 2\pi)} \cdot 0,89 - 3000 - 4900 = 20659,9 \text{ кг};$$

$$m = 20659,9 + 3000 + 4900 = 28560 \text{ кг}.$$

Жёсткость виброизолирующей системы определяется по формуле (2):

$$K_z = 28560 (4,17 \cdot 2\pi)^2 = 19,59 \text{ МН/м}.$$

Из конструктивных условий выбираем виброизолятор ВР-903М (рис. 4) с жёсткостью  $K_{z1} = (1,2 \div 1,5) \text{ МН/м}$  с диаметром  $D = 180 \text{ мм}$ , высотой  $H = 113 \text{ мм}$  [16].

Количество виброизоляторов  $n = K_z / K_{z1} = 14$  шт.

Статическая осадка виброизоляторов:

$$\Delta = \frac{mg}{K_z} = \frac{28560 \cdot 10}{19,59 \cdot 10^6} = 0,0146 \text{ м} \approx 15 \text{ мм}.$$

Относительная деформация сжатия виброизолятора

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{H} = \frac{15}{113} = 0,13.$$

Амплитуду колебаний  $a_d$  подфундаментного короба определяем по формуле

$$a_d = (\omega_z \cdot S) / (\varepsilon \cdot A_d \cdot C_z), \quad (29)$$

где  $C_z$  – коэффициент упругого равномерного сжатия грунта в основании,  $\text{кН/м}^3$ , для суглинка  $C_z = 48 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^3$ ; коэффициент  $\varepsilon$  для  $3 \text{ Гц} \leq f_z \leq 6 \text{ Гц}$  определяется по формуле

$$\varepsilon = 0,5 + 0,2 f_z = 0,5 + 0,2 \cdot 4,17 = 1,334;$$

$A_d$  – площадь днища подфундаментного короба,  $A_d = 2,6 \cdot 4,7 = 12,22 \text{ м}^2$ .

По формуле (6):

$$a_d = \frac{2\pi \cdot 4,17 \cdot 2243,75}{1,334 \cdot 12,22 \cdot 48 \cdot 10^6} \cdot 0,89 = 0,067 \cdot 10^{-3} \text{ м} < (0,15 - 0,4) \text{ мм}.$$

Система виброизоляции молота МД-4131 выполнена в соответствии с технической документацией, разработанной НПК «Автоматика и машиностроение» и оснащена в соответствии с расчётом ИГТМ НАН Украины экспериментальными образцами виброизоляторов типа ВР-903М в количестве 14 штук.

Произведены замеры параметров вибрации в четырёх точках пола (по углам фундаментного короба) и амплитуда колебаний фундаментного блока. Измерения выполнены ручным вибрографом типа ВР-1 и измерителем шума и вибрации типа ВШВ003 №2435 с вибропреобразователем ДНЗ №390.

Результаты измерений сведены в табл. 9.

Таблица 9

Холостой ход						
№ точки измерения	Ось измерения	Виброперемещение, мм	Виброускорение, $\text{м/с}^2$			
			Общий уровень	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц		
				16	31,5	63
1	Oz	0	0,062	0,050	0,0025	0,001
2	Oz	0	0,031	0,012	0,0025	0,002
3	Oz	0	0,043	0,012	0,004	0,001
4	Oz	0	0,082	0,012	0,007	0,006
5	Oz	–	–	–	–	–
При ковке						
1	Oz	0	0,068	0,045	0,05	0,035
2	Oz	0	0,055	0,048	0,042	0,038
3	Oz	0	0,056	0,046	0,04	0,036
4	Oz	0	0,06	0,05	0,045	0,03
5	Oz	$\frac{0,625}{1,2 \div 1,25}$	–	–	–	–

\*В числителе – виброперемещения фундаментного блока при последовательных (4 удара в сек.) ударах молота; в знаменателе – при одиночных ударах

Гранично-допустимые нормы для обслуживающего персонала: виброперемещения –  $0,0282 \text{ мм}$ ; виброускорения –  $0,14 \text{ м/с}^2$  (2 Гц);  $0,1 \text{ м/с}^2$  (4 Гц);  $0,11 \text{ м/с}^2$  (8 Гц);  $0,2 \text{ м/с}^2$  (16 Гц);  $0,4 \text{ м/с}^2$  (31,5 Гц);  $0,8 \text{ м/с}^2$  (63 Гц). Заданное расчётом допустимое виброперемещение фундаментного блока –  $3 \text{ мм}$ .

В результате испытаний установлено:

- виброизолирующая система молота выполнена в соответствии с технической документацией;
- уровень амплитуд виброперемещений и виброускорений на опорных конструкциях ниже нормативных значений для обслуживающего персонала и строи-

тельных конструкций согласно ДСН 3.3.6.039-99, ГОСТ 12.1.012-90 и СНиП 2.02.05-87.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дырда В.И. Шум и вибрация в человеко-машинных системах в контексте охраны труда / В.И. Дырда, Г.Н. Агальцов, Е.А. Булат, С.В. Рощупкин // Геотехническая механика. Межвед. сб. научн. трудов. – Днепропетровск: Авантаж. – 2010. – Вып. 86. – С. 195-231.
2. Повороженко В.В. Транспорт и охрана окружающей среды / В.В. Повороженко, С.М. Резер, Ю.К. Казаров. – М.: ВИНТИ, 1980. – 119 с.
3. Диментберг Ф.М. Вибрация в технике и человек / Ф.М. Диментберг, К.В. Фролов. – М.: Знание, 1987. – 160 с.
4. Легасов В.А. Проблемы безопасного развития техносферы // Коммунист. – 1987. – № 6.
5. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности; Введён 01.07.84. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 10 с.
6. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введён 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.
7. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чинна від 01.12.99. – Київ, 2000. – 45 с.
8. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. – Київ, 1993.
9. ГОСТ 30610-98. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Динамические характеристики стационарно-обогащительного оборудования. Методы определения; Введён 01.07.2000. – Киев: Держстандарт України. – 39 с.
10. Пановко А.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
11. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наукова думка, 1988. – 232 с.
12. Мазнецова А.В. Разработка прикладных методов расчёта силовых резиновых деталей вибрационных транспортно-технологических машин. / Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.06 / НАН Украины, Ин-т геотехн. механики. – Днепропетровск, 1990. – 17 с.
13. Трелоар Л. Физика упругости каучука. – М.: ИЛ, 1953. – 240 с.
14. Афанасьев В.Д. О некоторых особенностях виброизоляции вихревых смесителей аглофабрик / В.Д. Афанасьев, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, А.Р. Арутюнян // Геотехническая механика. Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск. – 2005. – Вып. 60. – С. 162-168.
15. Рекомендации по виброзащите несущих конструкций производственных зданий / ЦНИИ и ПЭИ комплексных проблем строительных конструкций и сооружений им. В.А. Кучеренко Госстроя СССР. – М.: Стройиздат, 1988. – 217 с.
16. Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Кобец А.С. Прикладная механика упруго-наследственных сред. В 3-х томах. – Киев; Наукова думка, 2011. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров. – 2011. – 463 с.

УДК 691.841

Дырда В.И., Лисица Н.И., Заболотная Е.Ю., Лисица Н.Н.,  
Твердохлеб Т.Е.

## АНАЛИЗ СПОСОБОВ ВИБРОСЕЙСМОИЗОЛЯЦИИ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

У статті розглянуто різні системи сейсмоізоляції будинків і споруд. Виконано аналіз існуючих систем і наведені конструкції антисейсмічних опор, що розроблені в ІГТМ НАН України, на основі багатопшарових гумометалевих віброізоляторів. Показано їх перевагу.

### THE ANALYSIS OF WAYS OF VIBROSEISMOISOLATION OF BUILDINGS AND BUILDINGS

In a paper various systems of seismoisolation of houses and buildings are considered. The analysis of existing systems is made and constructions of antiseismic legs which are developed in the Polyakov institute of geotechnical mechanics of the National Academy of sciences of Ukraine, on the basis of multilayer rubber-metal of vibroinsulators are reduced. Their advantage is displayed.

Известно большое количество нетрадиционных систем сейсмоизоляции.

Наибольшее распространение получили системы сейсмоизоляции, при которых осуществляется полное или частичное снижение кинематической связи между фундаментом и надземными конструкциями.