

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН С УЧЕТОМ РИСКА ТЕХНОГЕННЫХ АВАРИЙ

В статті наведені методи підвищення віробезпеки важких машин та споруд на основі використання еластомірних конструкцій для забезпечення механізму зниження та ліквідації техногенних аварій.

SOME PROBLEMS OF SAFETY OF HEAVY MACHINES IN VIEW OF THE RISK OF TECHNOGENIC TROUBLES

In the article methods of vibrosafety increase of heavy machines and buildings on the basis of use of elastomeric constructions for maintenance of the mechanism of decrease and liquidation of technogenic failures are resulted.

Общие сведения. Сложные технические системы (горные, металлургические, аграрные, строительные), к которым относятся тяжелые машины, в большинстве случаев являются главным источником техногенного риска. Решение вопроса их безопасного функционирования подчиняется определенной логической схеме, в которой анализ риска должен стать составной частью работ при проектировании, создании и эксплуатации современных тяжелых машин. Для обеспечения безопасного функционирования сложной системы необходимо выполнить следующие условия:

- спроектировать и создать систему максимально безопасной, т.е. обязательным должно быть отсутствие недопустимого риска, связанного с возможностью нанесения ущерба;
- эксплуатация системы должна быть максимально надежной и безопасной;
- в систему должен быть введен элемент, обеспечивающий механизм снижения или ликвидации аварий.

Таким элементом является введение в схему машин упругих звеньев из эластомеров. Среди эластомерных материалов особое место занимает резина.

Длительная практика эксплуатации различных машин выработала следующую тенденцию: для виброизоляции тяжелых машин в горно-металлургической и строительной промышленности резиновые элементы являются предпочтительными по сравнению со стальными пружинами и другими типами виброизоляторов. Резина благодаря высокой поглощательной способности, долговечности, надежности (резиновые элементы обладают отсутствием внезапности отказа) практически не имеет равных среди других материалов (металлы, дерево, пластики и др.).

К положительным качествам резины следует отнести: способность к большим обратимым деформациям, высокие диссипативные, демпфирующие и звукопоглощающие свойства.

К отрицательным качествам резины как конструкционного материала следует отнести: высокую ползучесть и релаксацию; зависимость механических свойств от режима нагружения – частоты, амплитуды, величины статической деформации; изменение физико-механических свойств во времени эксплуатации (старение) и от действия агрессивной среды (масел, кислот, солнечной радиации, излучений высоких энергий, озона и т.д.).

Специфические особенности резины как конструкционного материала, наиболее полно проявляющиеся при экстремальных условиях нагружения.

Целый ряд вопросов, связанных с вибробезопасностью промышленных объектов, сейчас уже решено. В странах СНГ и за их пределами накоплен позитивный опыт по вибро- и сейсмоизоляции машин и строений путем применения металлических, резинометаллических, гидравлических и комбинированных элементов. Вместе с тем недостаточно разработанной остается проблема виброзащиты тяжелых и сверхтяжелых объектов.

На сегодняшний день традиционными методами защиты сооружений и сложных динамических систем (СДС) от разрушения природного и техногенного происхождения являются [1-3]: повышение прочности конструкций сооружений и СДС в целом; системы защиты, которые полностью или частично отделяют фундамент от наземных частей, в том числе системы с повышенными диссипативными характеристиками; динамические гасители колебаний; системы с односторонне включаемыми (или) выключаемыми связями, обеспечивающими изменение жесткости силовых конструкций во время колебаний фундамента; системы, выполняющие адаптацию сооружений и СДС к экстремальным условиям вибрационного или сейсмического влияния путем регулирования напряженно-деформированного состояния отдельных конструкций и внутренней динамической структуры сооружений и СДС в целом.

Классификация таких методов на сегодня не является единой.

Сейсмические возбуждения являются одним из случаев вибрационных нагрузок, определим поэтому три основных группы методов защиты сооружений и СДС:

- методы, повышающие прочность конструкций и строений в целом;
- методы, которые полностью или частично изолируют фундамент строений от их надземной части (уменьшают кинематическую связь между фундаментом и надземными частями) – пассивная защита;
- методы, дающие возможность сооружениям и СДС адаптироваться с целью выживания во время воздействия вредных вибраций путем активного управления механизмами деформирования – активная защита.

Применение эластомерных элементов (ЭЭ) в системах защиты сооружений и СДС от вредных вибрационных воздействий позволяет [4-6, 7, 8]: снизить вибрационные и сейсмические силы до определенного уровня; обеспечить низкий уровень ускорений горизонтальных колебаний; предотвратить усиления вертикальных колебаний; содействовать общей стойкости; обеспечить надежность долгосрочного функционирования; обеспечить легкую замену основных элементов в системах защиты.

Методы повышения вибробезопасности машин и сооружений. Анализ существующих методов вибро- и сейсмозащиты свидетельствует, что наиболее эффективным есть метод вибро-, сейсмоизоляции на базе эластомерных элементов конструкций. Такой подход принят за основу при разработке методов повышения безопасности тяжелых горных машин и обслуживающего персонала от действия интенсивных вибраций.

Процесс разработки виброизолирующих систем включает два аспекта: системный и элементный. К первому относятся размещение элементов и их крепление, которое не связано с существенными трудностями при наличии достоверной информации относительно эксплуатационных и конструктивных параметров ЭЭ. Второй аспект предусматривает решение ряда задач, связанных с учетом диссипативного разогрева ЭЭ, прочности связи резина-металл, постоянства и других эффектов, обусловленных значительными габаритами ЭЭ и противоречивыми требованиями к их функциональным параметрам.

В дальнейшем разработка методов повышения безопасности машин и сооружений согласно элементному подходу состоит в разработке методов повышения работоспособности и долговечности ЭЭ путем обоснования их рациональных параметров с учетом критериев вибробезопасности.

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

Эффективность виброзащиты определяют с помощью методов теории колебаний [9]. Ее основной принцип заключается в том, что частота собственных колебаний $\omega_{соб}$ в несколько (3-5) раз отличается от частоты ω_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 учетом санитарно-гигиенических норм, предназначения объекта и др.

Второй аспект критерия вибробезопасности связан с надежностью систем вибро- или сейсмозащиты, в частности со сроком эксплуатации систем, несущей способностью и прочностью ЭЭ, их долговечностью.

Таким образом, критерий вибробезопасности, его анализ в разных аспектах позволяет при наличии определенных данных определить частоту собственных колебаний (или коэффициент жесткости), несущую способность, а также параметры ЭЭ и материала.

Критерии отказа эластомерных элементов систем виброзащиты.

Классификация отказов ЭЭ возможная на основе только внешних признаков, или с учетом механизмов разрушения объектов.

Внешний, или феноменологический подход позволяет объединить причины отказов в четыре группы: конструктивные, технологические, или эксплуатационные дефекты, старения (износ). В табл. 1 представлены результаты анализа данных относительно связи причин отказа с причинами разрушения, а также возможными их следствиями. Данные получены на основе литературных источников, а также долгосрочных стендовых и натурных испытаний [10]. В том случае, когда ЭЭ верно спроектировано, изготовлено, эксплуатируются, согласно установленным техническим требованиям, остается одна основная причина отказа: физико-механическое изменение материала, которое проявляется при долгосрочной нагрузке как изменение свойств и параметров ЭЭ, в появлении и развитии магистральных трещин.

На практике время безотказной работы ЭЭ определяется вариациями конструктивного качества, качества изготовления, условий эксплуатации и процессов старения.

Классификацию отказов ЭЭ можно продолжить по другим признакам [11]: стойкий (не может быть самоликвидированным); очевидный (разрыв массива резины, трещины); скрытый (изменение жесткости); полный, неполный, частичный (по степени влияния на работоспособность), зависимый и независимый (в связи с другими отказами); внезапный и постепенный (по характеру процесса выявления) и др.

Наиболее важными являются постепенные отказы, которые связаны с изменением физико-механических свойств материала (нестабильность во времени). Такие отказы (их часто называют износными) отображают естественные, термодинамически обусловленные процессы разрушения (увеличение энтропии) ЭЭ при их нагрузке и взаимодействии со средой.

Многочисленные испытания [10] позволяют сделать вывод, что трещины при утомительном разрушении, которое соответствует процессам старения, появляются преимущественно на поверхности ЭЭ; значительно позже они прорастают вглубь. Эластомерные элементы с трещинами еще долго сохраняют свою работоспособность. Это свойство износных отказов

является ценным для промышленной эксплуатации, так как исключает внезапный отказ, который приводит к авариям и катастрофам.

Таблица 1 – Классификация причин отказов ЭЭ

Признаки разрушения	Причины разрушения	Причины отказов	Последствия отказов
Быстрый разогрев, появление трещин	Диссипативный разогрев	Конструкционные, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Хрупкость резинового массива	Действие внешнего температурного поля, внешней среды	Эксплуатационные, старение	Без последствий; экономический ущерб
Набухание резинового массива	Действие внешней агрессивной среды (масла, щелочи и др.)	Эксплуатационные, старение	Без последствий; экономический ущерб
Разрыв (или вырыв) резинового массива	Перенагрузка, удар	Конструктивные, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Изменение формы, выпучивание, потеря устойчивости	Перенагрузка	Конструктивные, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Обособление резинового массива от металлической арматуры	Перенагрузка, повышенный разогрев, недостаточная прочность связи	Конструктивные, технологические, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Недопустимое изменение жесткости	Пере- и недодувка, действие внешней агрессивной среды, долгосрочное нагружение	Технологические, эксплуатационные	Без последствий; экономический ущерб
Появление и рост магистральных трещин	Долгосрочная нагрузка, действие внешней агрессивной среды	Старение	Без последствий; экономический ущерб

Анализ причин и последствий отказов ЭЭ позволяет сформулировать основные причины отказов эластомерных элементов виброзащиты таким образом:

- 1) нарушение целостности резинового массива;
- 2) изменение формы (нарушение устойчивости ЭЭ);
- 3) отрыв (отслоение) массива ЭЭ от арматур;
- 4) выход за допустимые границы нормированных показателей (жесткости и т.п.).

Названные причины отказов является основой для разработки критериев разрушения эластомерных элементов для систем виброзащиты.

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 нелинейность материала, зависимость свойств последнего от частоты и температуры, конструктивные и эксплуатационные параметры. Довольно

подробно этот критерий изложен в работах [10, 12]. Необходимо добавить, что энергетический критерий диссипативного типа имеет силу на стадии проектирования ЭЭ.

Критериями разрушения при изменении формы (выпучивание резины, потеря устойчивости из-за старения резины) и отрыве резинового 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 Δh – деформация ЭЭ в направлении действия усилий;

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

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 Δh 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 Δh , 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 объеме резины при простом сдвиге с углом θ_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 твердого 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 запасенной 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 объема.

Значение W_1 не зависит от функции B :

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

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 (4.39) имеем

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

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

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

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

$$\sum_{n=0}^{\infty} \frac{a_n(\Delta h)}{2n+1} = 1.$$

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

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

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

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

окончательно имеем

$$a(h, \Delta h) = 3R_0 \Delta h h (H - h) / H^3, \quad (17)$$

а критериальное уравнение принимает вид

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

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

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

С учетом эффектов объемного сжатия, согласно (15) уравнение (20) перепишем таким образом

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

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

Значение σ^* зависит как от типа резины, так и от технологии крепления резины с металлом. Его можно определить путем эксперимента для каждой партии резинометаллических вибро- сейсмоизоляторов. Необходимо отметить, что значения σ^* является довольно чувствительным к наличию различных дефектов, которые возникают как в процессе изготовления, так и в процессе длительной эксплуатации.

Уравнение (20) можно также обобщить

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

где λ – наибольший корень уравнения

$$A^2 \lambda^3 + 2A \lambda^3 + 11\lambda/5 - 11/5 = 0,$$

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

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 учетом условия устойчивости ЭЭ.

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

где H – полная высота ЭЭ;

D – диаметр;

α – коэффициент устойчивости.

Последнее условие необходимо учитывать в общем алгоритме выбора параметров ЭЭ.

Критерии вибробезопасности обслуживающего персонала. Особенно важной стоит проблема защиты человека – оператора, машин, приборов, аппаратуры, зданий и сооружений от действия вибраций и звукового давления для предприятий горно-обогатительной промышленности, где проблема вибрационной болезни и тугоухости стоит очень остро.

Качественные и количественные критерии и показатели неблагоприятного воздействия вибрации на человека-оператора в процессе труда устанавливаются санитарными нормами, правилами и другими нормативными документами [14-17].

В соответствии с ними вводятся следующие критерии оценки неблагоприятного воздействия вибрации:

- критерий «безопасность», обеспечивающий нарушение здоровья оператора, оцениваемого по объективным показателям с учетом риска возникновения предусмотренных медицинской классификацией профессиональной болезни и патологий, а также исключая возможность возникновения травмоопасных или аварийных ситуаций из-за воздействия вибрации;
- критерий «граница снижения производительности труда», обеспечивающий поддержание нормативной производительности труда – оператора, не снижающейся из-за развития усталости под воздействием вибрации;
- критерий «комфорт», обеспечивающий оператору ощущение комфортности условий труда при полном отсутствии мешающего действия вибрации.

Соответствие устанавливаемых критериев категориям вибрации указано в табл. 2 [17].

Вибрационная безопасность обеспечивается следующими системными методами:

- системой технических, технологических и организационных решений и мероприятий по созданию машин и оборудования с низкой вибрационной активностью;
- системой проектных и технологических решений производственных процессов и элементов производственной среды, снижающих вибрационную нагрузку на оператора;
- системой организации труда и профилактических мероприятий на предприятиях, ослабляющих неблагоприятное воздействие вибрации на человека – оператора.

В качестве факторов, влияющих на степень и характер неблагоприятного воздействия вибрации, должны учитываться:

- риски (вероятности) проявления различных патологий вплоть до профессиональной вибрационной болезни;
- показатели физической нагрузки и нервно-эмоционального напряжения;
- влияние сопутствующих факторов, усугубляющих воздействия вибрации (охлаждение, влажность, шум, химические вещества и т.п.);

- длительность и прерывистость воздействия вибрации; длительность рабочей смены.

Таблица 2 – Категории вибрации и соответствующие им критерии оценки

Категории вибрации, критерий оценки	Характеристика условий труда	Пример источников вибрации
1 безопасность	Транспортная вибрация, воздействующая на операторов подвижных самоходных и прицепных машин и транспортных средств при их движении по местности, агрофонам и дорогам, в том числе при их строительстве	Тракторы сельскохозяйственные и промышленные машины для обработки почвы, уборки и посева сельскохозяйственных культур: автомобили, строительно-дорожные машины, в том числе бульдозеры, скреперы, грейдеры, катки, снегоочистители и т.п.; самоходный горно-шахтный транспорт
2 граница снижения производительности труда	Транспортно-технологическая вибрация, воздействующая на операторов машин с ограниченной подвижностью, перемещающихся только по специально подготовленным поверхностям производственных помещений, промышленных площадок и горных выработок	Экскаваторы, краны промышленные и строительные, машины для загрузки мартеновских печей; горные комбайны; шахтные погрузочные машины; самоходные бурильные каретки; путевые машины, бетоноукладчики; напольный производственный транспорт.
3 тип «а» граница снижения производительности труда	Технологическая вибрация, воздействующая на операторов стационарных машин и оборудования или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации	Станки металло- и деревообрабатывающие, кузнечно-прессовое оборудование, литейные машины, электрические машины, насосные агрегаты, вентиляторы, буровые станки, оборудование промышленности строительных материалов (кроме бетоноукладчиков), установки химической и нефтехимической промышленности, стационарное оборудование сельскохозяйственного производства.
3 тип «в» комфорт	Вибрация на рабочих местах работников умственного труда и персонала, не занимающегося физическим трудом	Диспетчерские, заводоуправления, конструкторские бюро, лаборатории, учебные помещения, вычислительные центры, конторские помещения, здравпункты и т.д.

Показатели вибрационной нагрузки на оператора должны формироваться из следующих параметров: виброускорение (виброскорость); диапазон частот; время воздействия вибрации.

Нормируемыми показателями вибрационной нагрузки на оператора на рабочих местах в процессе труда являются одночисловые параметры (корректированное по частоте значение контролируемого параметра, доза вибрации, эквивалентное корректированное значение контролируемого параметра) или спектр вибрации, установленные санитарными нормами.

Качественный риск-анализ вибрационных воздействий. Технические риски, как правило, связаны с вероятностью возникновения произ-

водственного травматизма, профзаболеваний операторов, аварий в результате несовершенностей оборудования, технологий, их вредного воздействия на человека-оператора. Целью риск-анализа является устранение недопустимых рисков, сведение их до уровня приемлемых (до санитарных норм).

Управление рисками представляет собой процесс с четко определенными этапами.

1) Определение и идентификация вида риска.

2) Анализ риска событий, обстоятельств с описанием наиболее существенных рисков.

3) Оценка рисков – количественная оценка выявленных рисков, вероятности их появления и размер возможных последствий.

4) Ранжирование и отбор рисков – определение степени их важности.

5) Способы минимизации и предотвращения риска.

6) Мониторинг рискованных позиций.

Особую роль играет информация в процессе качественного и количественного анализа риска.

Количественный анализ риска может проводиться тремя методами - статистическим, экспертным и аналоговым. Статистические и аналоговые методы можно использовать при наличии определенной выборки аналогичных случаев, которая не всегда имеется. Экспертный метод базируется на опросах специалистов (экспертов), при этом используют бальную шкалу измерений вероятности риска и его последствий.

На практике, как правило, используют приближенные методы оценки потенциальных последствий травмирования, профзаболеваний и вероятности таких событий.

Оценка риска проводится по формуле (Британский стандарт BS-8800) [18]

$$R = P \cdot S,$$

где R – профессиональный риск;

P – вероятность угрозы;

S – тяжесть последствий.

Если принять, A – высокая вероятность, B – средняя вероятность, C – малая вероятность, а тяжесть последствий:

I – авария, гибель потерпевшего;

II – тяжелая травма;

III – легкая травма, то категории риска будут (см. табл. 3): 5 – очень высокий; 4 – высокий; 3 – средний; 2 – малый; 1 – очень малый.

Из табл. 3 видно, что уровень риска увеличивается пропорционально вероятности события и тяжести последствий. На основе этой таблицы можно устанавливать категории риска и при необходимости принимать предупредительные меры (см. табл. 4).

Таблица 3 – Категории риска

Вероятность событий	А	В	С
Тяжесть последствий	Высокая	Средняя	Малая
I Большие	5 Очень высокий риск	4 Высокий риск	3 Средний риск
II Средние	4 Высокий риск	3 Средний риск	2 Малый риск
III Малые	3 Средний риск	2 Малый риск	1 Очень малый риск

Таблица 4 – Уровни профессионального риска

Оценка категории профессионального риска		Допустимость риска	Необходимые мероприятия
5	Очень высокий риск	Не допустимый	Работа не может быть выполнена без уменьшения риска до допустимого
4	Высокий риск	Не допустимый	Работа не может быть выполнена без уменьшения риска до допустимого
3	Средний риск	Допустимый	Необходимо предпринять меры к уменьшению профессионального риска
2	Малый риск	Допустимый	Необходимо предпринять меры к уменьшению профессионального риска. Не допустить его повышение
1	Очень малый риск	Допустимый	Мероприятия не нужны

Определенные таким образом категории риска дают основание для проведения соответствующих мероприятий по уменьшению профессионального риска до допустимого (приемлемого) риска. Таким образом, можно осуществить управление риском профессионального вибротравматизма в цехах горно-обогатительных фабрик, где работают тяжелые вибрационные машины – окомкователи, грохоты, смесители и др. Международный стандарт OHSAS-18001 (система управления безопасностью и охраной здоровья персонала) требует проведения оценки риска на рабочих местах и по видам работ. Карта оценки риска может быть приложением к картам условий труда, которые сейчас используются практически для определения льгот и компенсаций работникам (персоналу). Такая карта оценки риска может стать механизмом повышения безопасности на рабочих местах и при проведении работ на предприятиях с повышенным риском техногенных аварий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казина Г.А. Современные методы сейсмозащиты зданий и сооружений: Обзор / Г.А. Казина, Л.М. Килимник. – М.: ВНИИМС, 1987. – 66 с.
2. Гончаревич И.Ф. Вибрация – нестандартный путь. – М.: Наука, 1990. – 72 с.
3. Кириков Б.А. Древнейшие и новейшие сейсмостойкие конструкции. – М.: Наука, 1990. – 72 с.
4. 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.

5. 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.
6. 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.
7. Dyrda V. Seismic protection system for buildings and structures incorporation laminated rubber-metal isolators / European conference on earthquake engineering, Moscow, 1990.
8. Савинов О.А. Вибро- и сейсмоизоляция сооружений при сильных нестационарных горизонтальных динамических воздействиях // Динамика оснований, фундаментов и подземных сооружений. – Днепропетровск, 1989. – С. 290-291.
9. Пановко А.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
10. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наук. думка, 1988. – 232 с.
11. Костецкий В.И. Надежность и долговечность машин / В.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский. – Киев: Техніка, 1975. – 400 с.
12. Мазнецова А.В. Разработка прикладных методов расчета силовых резиновых деталей горновибрационных транспортно-технологических машин / 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. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введен 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.
15. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чиннай від 01.12.99. – Київ, 2000. – 45 с.
16. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. – Київ, 1993.
17. ГОСТ 30610-98. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Динамические характеристики стационарно-обогащительного оборудования. Методы определения; Введен 01.07.2000. – Киев: Держстандарт України. – 39 с.
18. Гогіташвілі Г. Ризик-менеджмент з охорони праці в умовах трансформаційних перетворень в економіці України: текст / Г. Гогіташвілі, В. Лапін, Р. Івах // Технополіс. – 2004. – Вып. 6. – С. 49-50.