

УДК 678.4.06:621.81

DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2020.151.245>

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОБЕЗОПАСНОСТИ ТЯЖЕЛЫХ ГОРНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ СТРУКТУРНОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ИХ УПРУГИХ ЗВЕНЬЕВ

¹Агальцов Г.Н., ²Слободян С.Б.¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, ²Подольский государственный аграрно-технический университет

ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ ВІБРОБЕЗПЕКИ ВАЖКИХ ГІРНИЧИХ МАШИН З УРАХУВАННЯМ СТРУКТУРНОЇ НЕСТІЙКОСТІ ЇХ ПРУЖНИХ ЛАНОК

¹Агальцов Г.М., ²Слободян С.Б.¹Институт геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²Подільський державний аграрно-технічний університет

SOME PROBLEMS OF VIBRATION SAFETY OF HEAVY MINING MACHINES, TAKING INTO ACCOUNT THE STRUCTURAL INSTABILITY OF THEIR ELASTIC LINKS

¹Ahaltsov H.M., ²Slobodian S.B.¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine, ²State Agrarian and Engineering University in Podilia

Аннотация. Тяжёлые горные машины в большинстве случаев являются главным источником техногенного риска. Решение вопроса их безопасного функционирования подчиняется определённой логической схеме, в которой анализ риска должен стать составной частью работ при проектировании, создании и эксплуатации современных тяжёлых горных машин.

Горно-металлургическая промышленность Украины, которая насыщена сложными системами устаревших типов, изнашивание которых составляет до 80 % и потому имеют высокую степень риска. К таким машинам относятся: рудоразмольные мельницы разного технологического назначения, дробилки, виброгрохоты, вибропитатели, окомкователи-смесители, вихревые смесители, дымососы, вентиляторы и др. Машины такого типа имеют большую массу (10-300 т), большой объем крупнокускового материала, имеют неуравновешенные подвижные элементы, устанавливаются на перекрытиях, конструктивно сами являются источником вибрации. Все эти машины вместе с инфраструктурой других технических средств, управляемых человеком, представляют сложные человеко-машинные системы. Эти системы вследствие объективных причин имеют низкий уровень надёжности, а расположение их в зонах большой концентрации населения резко повышает опасность технических и природнотехногенных аварий и катастроф. Отказ одной такой машины можно рассматривать как техногенную аварию, которая приводит к остановке технологической цепи и экономическим потерям. Но уже отказ группы таких машин может привести к техногенной катастрофе.

Для обеспечения безопасного функционирования такой сложной технической 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 надёжной и безопасной; в систему должен быть введён элемент, обеспечивающий механизм снижения или ликвидации аварий.

Таким элементом является введение в схему машин упругих эластомерных элементов в виде виброизоляторов различного типа и создание на их основе эффективных виброзащитных систем.

Эластомеры, благодаря своим уникальным свойствам, стали недостающим звеном в машинах нового технического уровня, которые отвечают необходимым требованиям: соответствие технологии, надёжность и долговечность, высокая степень безопасного функционирования, возможность работы продолжительное время в сложных и особенно сложных, а временами и в экстремальных условиях технологических процессов добычи, переработки и обогащения минерального сырья.

Ключевые слова: авария, вибробезопасность, надёжность, структурная неустойчивость, тяжёлые горные машины

1 Критерии вибробезопасности машин и сооружений

Длительная практика эксплуатации различных машин выработала следующую тенденцию: для виброизоляции тяжёлых 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, надёжности (резиновые элементы обладают отсутствием внезапности отказа) практически не имеет равных среди других материалов (металлы, дерево, пластики и др.).

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. Её основной принцип заключается в том, что частота собственных колебаний $\omega_{\text{соб}}$ в несколько (3-5) раз отличается от частоты 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

$$\omega_{\text{соб}} \leq \omega_{\text{кр}}, \quad \omega_{\text{кр}} = \omega_n / k,$$

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

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

Таким образом, критерий вибробезопасности, его анализ в разных аспектах позволяет при наличии определённых данных определить частоту собственных колебаний (или коэффициент жёсткости), 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 учётом 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.

Они, как правило, являются основой для разработки критерия вибробезопасности машин с учётом структурной неустойчивости элементов их защитных систем.

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.

Таблица 1 – Классификация причин отказов резиновых и резинометаллических элементов

Признаки разрушения	Причины разрушения	Причины отказов	Последствия отказов
Быстрый разогрев	Диссипативный разогрев	Конструкционные, эксплуатационные	Аварийные; экономический ущерб
Охрупчивание резинового массива	Действие внешнего температурного поля, внешней среды	Эксплуатационные, старение, утомление	Без последствий; экономический ущерб
Набухание резинового массива	Действие внешней агрессивной среды (масло, щёлочь и т.д.)	Эксплуатационные, старение, утомление	Без последствий; экономический ущерб
Разрыв резинового массива; вырыв резинового массива	Перенапряжение; ударные нагрузки	Конструкционные, эксплуатационные	Аварийные; экономический ущерб
Выпучивание, потеря устойчивости	Перенапряжение	Конструкционные, эксплуатационные	Аварийные; экономический ущерб
Отслаивание резинового массива от металлической арматуры	Перенапряжение; повышенный разогрев; недостаточная прочность связей	Конструкционные; технологические; эксплуатационные	Аварийные; экономический ущерб
Изменение жёсткости резины, физикомеханических свойств резины	Перевулканизация; недо-вулканизация; воздействие внешней агрессивной среды, внешнего поля температур, длительные циклические нагрузки	Технологические, эксплуатационные	Без последствий; экономический ущерб
Коррозия металлической арматуры, появление на поверхности резинового массива сетки мелких трещин	Воздействие внешней агрессивной среды	Технологические, эксплуатационные	Без последствий; экономический ущерб
Появление и рост магистральных трещи	Длительные циклические нагрузки, воздействие внешней агрессивной среды	Старение, утомление, износ	Без последствий; экономический ущерб

Многочисленные исследования [1] 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 ещё долго сохраняют свою работоспособность. Это свойство износных отказов является ценным для промышленной эксплуатации, так как исключает внезапный отказ, который приводит к авариям и катастрофам.

Резиновые виброизоляторы вибрационных машин (грохоты, питатели, конвейеры, вибромельницы и т.д.), а также машины, которые в силу специфики кинематической схемы и технологии режима в той или иной мере испытывают постоянные циклические нагрузки (мельницы, дробилки, окомкователи, смесители, вентиляторы и т.д.) испытывают действие самых разнообразных факторов, характеризующихся практически всеми видами энергии: механической, тепловой, химической, электромагнитной. При этом возникает ряд процессов, отрицательно сказывающихся на их работоспособности, ухудшающих их начальные параметры.

В табл. 2 резиновые и резинометаллические элементы машин классифицированы согласно своему функциональному назначению и выделены их основные параметры, характеризующие способность выполнять требуемые функции.

Таблица 2 – Эластомерные элементы и их эксплуатационные параметры

Назначение элемента		Примеры выполнения	Эксплуатационные показатели
Наименование	Основные признаки		
Основные	Определяют режим работы вибрационных машин и характеризуют их структурно-динамическую схему	Резинометаллические блоки	Усталостная прочность; жёсткость; диссипативный разогрев
Опорные (поддерживающие)	Соединяют рабочий орган с основанием	Резинометаллические шарниры	Диссипативный разогрев; усталостная прочность; жёсткость; несущая способность
Приводные	Облегчают запуск вибрационных машин, снижают пусковые нагрузки на элементы конструкций, регулируют настройку машин	Резинометаллические блоки, цилиндры, шарниры	Жёсткость; диссипативный разогрев
Виброизолирующие	Снижают динамические нагрузки на фундамент, уменьшают вибрацию и шум	Резинометаллические блоки, цилиндры, элементы сложной формы типа ВР, слоистые типа ВРМС	Жёсткость; устойчивость; несущая способность; структурная устойчивость

Данные табл. 2 и результаты исследований, полученные ранее [1], свидетельствуют о том, что основными выходными параметрами таких элементов следует считать: прочность, жёсткость, температуру диссипативного разогрева и несущую способность.

Качественные и количественные критерии и показатели неблагоприятного воздействия вибрации на человека-оператора в процессе труда устанавливаются санитарными нормами, правилами и другими нормативными документами [2-5].

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

- критерий «безопасность», обеспечивающий нарушение здоровья оператора, оцениваемого по объективным показателям с учётом 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. 3.

Таблица 3 – 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 стройматериалов (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.

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 [6]:

- 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.

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.

Проведённый анализ причин и последствий отказов ЭЭ [1] позволяет сформулировать основные причины отказов эластомерных элементов виброзащиты таким образом:

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

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

Критерии разрушения эластомерных элементов систем виброзащиты. Согласно основным типам установленных выше отказов будут.

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 [1]. 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 массива ЭЭ от арматур можно считать критические деформации. Общий вид этого критерия в математической форме имеет вид

$$\Delta h / H_0 \leq \Delta h_{кр}, \quad (1)$$

где Δh – 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 этого критерия проводилось 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

$$R(h, \Delta h) = R_0 + a(h, \Delta h), \quad (2)$$

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

$$\begin{cases} a(H - h, \Delta h) = a(h, \Delta h), & 0 \leq h \leq H; \\ a(H, \Delta h) = a(0, \Delta h) - a. \end{cases} \quad (3)$$

Известно, что напряжения сдвига, которые возникают в единичном объёме резины при простом сдвиге с углом θ_0 , определяются линейной зависимостью

$$\sigma = G \operatorname{tg} \theta_0, \quad (4)$$

где G – модуль сдвига резины.

Максимум деформаций сдвига находится на внешней поверхности резинового массива, где

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} = \frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h}. \quad (5)$$

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 (4) и (5), то можно записать такое критериальное уравнение

$$\frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h} \geq \frac{\sigma_{кр}}{G}. \quad (6)$$

Условие (6) можно конкретизировать с использованием основных принципов механики деформированного твёрдого тела (см. подробно [1]).

Окончательно критериальное уравнение (1) принимает вид

$$\frac{\sigma R_0 \Delta h}{H^3} \left| \frac{H}{2} - h \right| \geq \frac{\sigma^*}{G}. \quad (7)$$

Относительно допустимых деформаций критерий разрушения имеет вид

$$\frac{\Delta h}{H_0} \leq 1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 \sigma}}} = \frac{3R_0 G}{4\sigma^* H_0} \left(\sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right). \quad (8)$$

Относительно допустимых нагрузок критерий разрушения есть

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

С учётом эффектов объёмного сжатия уравнение (9) перепишем таким образом

$$F < F^* \equiv \frac{9 \left[1 + 0,5 \left(R_0 H^{-1} \right)^2 \right]}{\left[1 + 3 \left[1 + 0,5 \left(R_0 H^{-1} \right)^2 (1 - 2\nu) \right] \right]} \cdot \frac{G^2 \pi R_0^3}{4\sigma^* H_0} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right)^2, \quad (10)$$

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 путём эксперимента для каждой партии резинометаллических виброисоляторов. 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 (9) можно также обобщить

$$P < P^* \equiv 3 \left[1 + 0,5 \left(\frac{R_0}{H_0} \right)^2 \right] G \pi R_0^2 (1 - \lambda), \quad (11)$$

где λ – 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 (7)-(11) дают условия поперечной или горизонтальной устойчивости ЭЭ (отсутствует отслоение резины от металла).

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

$$H \leq \alpha D, \quad (12)$$

где H – полная высота ЭЭ;

D – диаметр;

α – коэффициент устойчивости.

Последнее условие необходимо учитывать в общем алгоритме выбора параметров элементов виброзащиты с добавлением условия (критерия) устойчивости материала как элемента конструкции.

2 Влияние старения на структурную устойчивость эластомерных деталей машин

Вопрос о старении эластомеров непосредственно связан с определением безопасности, долговечности машин и сооружений. Актуальность этого вопроса

стала совершенно очевидной в конце прошлого столетия, когда требования к машинам и их ответственным деталям, выполненным из резины, существенно возросли: от них наряду с выполнением непосредственных функциональных свойств (уменьшение вибраций и шума, устранение перекосов и т.д.) стали предъявлять также требования обеспечения стабильности во времени основных механических параметров. При этом прогнозированию этих изменений уделялось пристальное внимание. Считалось, что даже умеренные длительные нагрузки, сопровождающиеся диссипативным саморазогревом резиновых деталей (виброизоляторов, демпферов, упругих звеньев и т.д.), вызывают большие изменения физико-механических характеристик резиновых деталей, чем тепловое старение этих же деталей, при аналогичной фиксированной температуре.

Длительные экспериментальные исследования диссипации энергии в резинах при циклическом нагружении позволили определить ряд особенностей механизма взаимодействия диссипации энергии и старения резины, основной из которых является возникновение новых структурных образований в резине, что приводит к торможению усталостных микротрещин, ведущих к уменьшению скорости изменения структуры материала, т.е. к уменьшению его старения. Полученные в [1] принципиально новые представления о старении резины при совместном действии циклических нагрузок и теплового поля от диссипативного разогрева, дают основу для построения адекватных физических и математических моделей и прогнозирования срока службы резиновых элементов с учётом старения.

При непрерывном изменении параметров разрушения установившаяся кинетика может потерять свою устойчивость, и тогда произойдёт скачкообразное изменение закономерности разрушения. Точки в фазовом пространстве внешних параметров разрушения, при которых происходит скачкообразное изменение кинетики, являются точками бифуркаций решений нелинейных уравнений разрушения. Физически прохождение через точки бифуркаций означает качественное изменение в согласованном поведении отдельных макроскопических систем. Усиление внешнего нагружения означает усиление скорректированности в поведении подсистем и ускорение процесса разрушения.

Таким образом, кинетика разрушения эластомера во времени может проходить через ряд последовательных бифуркаций.

Практическим проявлением такого скачкообразного изменения кинетики является переход от постепенно-кинетического, т.е. метастабильного, характера разрушения эластомера к лабильному. Согласно Пригожину [7], для любой системы, претерпевающей бифуркации, обнаруживается единство детерминистического и случайного элементов. Между точками бифуркаций поведение системы носит детерминистический характер. В самих же точках бифуркаций существенно возрастает роль флуктуаций, причём выбор дальнейшего пути развития происходит флуктуационным, случайным образом.

Примером такого скачкообразного изменения характера разрушения является изначально линейная резина 51-1562: изменение линейных свойств основных информативных параметров P_{∞} , G_{∞} и ψ на нелинейные служит показателем изменений самого механизма разрушения – переход от постепенно кинетического

характера (метастабильного) к лабильному. При таком переходе от локального разрушения к глобальному параметры динамической системы G и ψ претерпевают существенные изменения. На упрощённой схеме (рис. 1) точкам A и M и времени t_1 соответствует появление магистральных трещин в резиновом массиве элемента; точкам B и N и времени t_2 соответствует переход метастабильной системы в лабильное; затемнённая область соответствует некоторому переходному периоду, когда появляются и растут магистральные трещины, а диссипация энергии резко возрастает. В этом переходном периоде система становится сильнонеравновесной и её устойчивость поддерживается в основном ростом диссипации энергии. В дальнейшем при испытании на разрушение модельных образцов, вырезанных из БРМ102 процесс повторяется: в локальных областях материала происходит накопление и слияние микрповреждённостей, возле которых диссипируется большое количество энергии, и коэффициент диссипации резко возрастает. Точкам L , K и C и времени t^* на рис. 1 соответствует начало глобального разрушения модельного образца, т.е. появление и рост магистральных трещин. Модельный образец как динамическая система становится сильнонеравновесным, и её устойчивость также будет поддерживаться ростом диссипации энергии вплоть до разрушения системы (см. линия KC на рис. 1, кривая 3) вследствие роста магистральных трещин.

Именно на такой стадии повреждённости системы (в данном конкретном случае резины 51-1562) и происходит фазовый переход, т.е. скачкообразный переход от метастабильного состояния системы к лабильному. В механическом смысле это выражается в переходе от структуры с линейными характеристиками к структуре с сугубо нелинейными характеристиками, а в материале появляется неустойчивость структуры.

Если из разрушенного модельного образца вырезать ещё меньшей по размеру модельный образец и доразрушить его, то основные механизмы процесса будут повторяться; структура будет становиться всё более нелинейной, а сам процесс разрушения всё более будет соответствовать механизму разрушения не конструкции, а материала.

Известно, что в нелинейной системе ничтожные причины при известных обстоятельствах могут произвести значительное действие. По терминологии Томпсона [30], такое поведение называется катастрофой, или ветвлением решения (бифуркацией). Согласно Шлеглю [30], в таких точках время затухания флуктуаций бесконечно велико. Переход от режима, где имеется одно устойчивое стационарное состояние, к режиму, где нет устойчивых стационарных состояний, в терминологии Томпсона называется катастрофой типа складки.

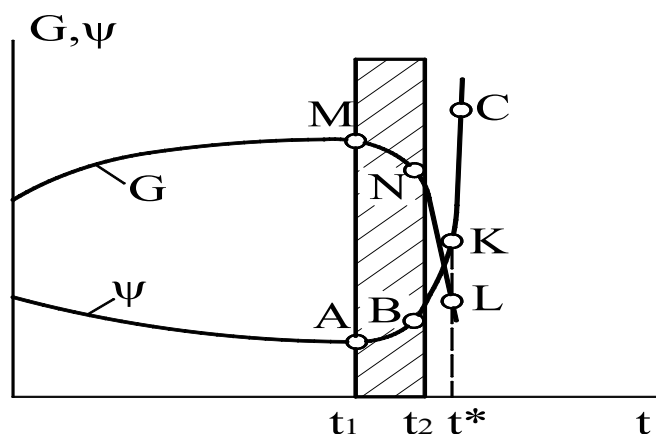


Рисунок 1 – Изменение физико-механических характеристик эластомера при разрушении

Временные изменения информативных параметров резины 51-1562 $G(t)$ и $\psi(t)$ носят скачкообразный характер и формально являются катастрофой. Однако следует учитывать, что время фазового перехода от метастабильного состояния системы к лабильному может измеряться десятками и сотнями часов. Разрушение хрупких материалов (горные породы, некоторые металлы, лёд и др.) происходит в течение короткого промежутка времени; эластомеры, благодаря вязкоупругим свойствам и, прежде всего, большой диссипации энергии, не обладают внезапностью отказа. Это ценное свойство таких материалов широко используется в инженерной практике.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Прикладная механика упруго-наследственных сред: в 4 т. / А.Ф. Булат и др. Киев: Наук. думка, 2011-2015. Механика деформирования и разрушения эластомеров. 568 с.
2. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введён 01.01.92. М.: Госстандарт, 1990. 46 с.
3. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чинна від 01.12.99. Київ, 2000. 45 с.
4. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. Київ, 1993. 62 с.
5. ГОСТ 30610-98. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Динамические характеристики стационарно-обогащительного оборудования. Методы определения; Введён 01.07.2000. Киев: Держстандарт України. 39 с.
6. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие / Под ред. В.В. Панасюка. К.: Наук. думка, 1988. Т. 1-4.
7. Пригожин, И. Биологический порядок, структура и неустойчивость / И. Пригожин, Г. Николис // Успехи физ. наук. 1973. Вып. 3. С. 517-543.
8. Разрушение: В 7 т. / Под ред. Г. Либовица. М.: Мир, 1973-1976. Т. 1-7.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zvyagilskiy, Ye.L. and Kobets, A.S. (2011-2014), *Prikladnaya mekhanika uprugogo-nasledstvennykh sred: V 4 tomakh* [Applied mechanics of elastic-hereditary media: In 4 volumes], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
2. Gosstandart (1990), *GOST 12.1.012-90. Vibratsionnaya bezopasnost. Obshchiye trebovaniya* [GOST 12.1.012-90. Vibration safety. General requirements], Gosstandart, Moskva.
3. Derzhstandart Ukrayiny (1999), *DSN 3.3.6.039-99. Derzhavni sanitarni normy vyrobnychoyi zahalnoi ta lokalnoi vibratsii* [SSN 3.3.6.039-99. State sanitary norms of general and local vibration of production], Kyiv, Ukraine.
4. Derzhstandart Ukrayiny (1993), *DSTU 2300-93. Vibratsiya. Terminy ta vyznachennya* [DSTU 2300-93. Vibration. Terms and definitions], Derzhstandart Ukrayiny, Kyiv, Ukraine.
5. Derzhstandart Ukrayiny (2000), *GOST 30610-98. Mezghosudarstvennyy standart. Vibratsiya. Dinamicheskiye kharakteristiki statsionarno-obogatitel'nogo oborudovaniya. Metody opredeleniya* [GOST 30610-98. Interstate standard. Vibration. Dynamic characteristics of stationary processing equipment. Methods of determination], Derzhstandart Ukrayiny, Kyiv, Ukraine.
6. Panasuk, V.V. (ed.) (1988), *Mekhanika razrusheniya i prochnost materialov. Spravochnoye posobiye. Tom 1-4* [Fracture mechanics and strength of materials. Reference manual. Volume 1-4], Naukova dumka, Kyiv.
7. Prigozhin, I. and Nikolis, G. (1973), "Biological order, structure and instability", *Uspekhi fizicheskikh nauk*, no. 3, pp. 517-543.
8. Libovits, G (ed.) (1973-1976), *Razrusheniye: V 7 tomakh* [Destruction: In 7 Volumes], Mir, Moskva.

Об авторах

Агальцов Геннадий Николаевич, инженер, младший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), г. Днепр, Украина, ag.gena@gmail.com

Слободян Сергей Борисович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры физики, охраны труда и инженерии среды, Подольский государственный аграрно-технический университет, г. Каменец-Подольск, Украина, sergessb75@gmail.com

About the authors

Ahaltsov Hennadii Mykolaiovych, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine, Dnipro, Ukraine, ag.gena@gmail.com

Slobodian Sergii Borysovych, Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Associate Professor of the Department of Physics, Labor Protection and Environmental Engineering, State Agrarian and Engineering University in Podilia, Kamianets-Podilskyi, Ukraine, sergessb75@gmail.com

Анотація. Важкі гірничі машини в більшості випадків є головним джерелом техногенного ризику. Вирішення питання їх безпечного функціонування підпорядковується певної логічної схеми, в якій аналіз ризику повинен стати складовою частиною робіт при проектуванні, створенні та експлуатації сучасних важких гірських машин.

Гірничо-металургійна промисловість України насичена складними системами застарілих типів, зношування яких становить до 80 % і тому мають високий ступінь ризику. До таких машин відносяться: рудорозмельні млини різного технологічного призначення, дробарки, віброгрохоти, віброживильники, окомкователі-змішувачі, вихрові змішувачі, димососи, вентилятори та ін. Машини такого типу мають велику масу (10-300 т), великий обсяг крупнокускового матеріалу, мають невідновлювані рухливі елементи, встановлюються на перекриттях, конструктивно самі є джерелом вібрації. Всі ці машини разом з інфраструктурою інших технічних засобів, керованих людиною, представляють складні людино-машинні системи. Ці системи внаслідок об'єктивних причин мають низький рівень надійності, а розташування їх в зонах великої концентрації населення різко підвищує небезпеку технічних і природно-техногенних аварій і катастроф. Відмова однієї такої машини можна розглядати як техногенну аварію, яка призводить до зупинки технологічного ланцюга і економічних втрат. Але вже відмова групи таких машин може призвести до техногенної катастрофи.

Для забезпечення безпечного функціонування такої складної технічної системи необхідно виконати наступні умови: спроектувати і створити систему максимально безпечною, тобто обов'язковим має бути відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з можливістю нанесення збитку; експлуатація системи повинна бути максимально надійною і безпечною; в систему повинен бути введений елемент, що забезпечує механізм зниження або ліквідації аварій.

Таким елементом є введення в схему машин пружних еластомерних елементів у вигляді виброізоляторів різного типу і створення на їх основі ефективних віброзахисних систем.

Еластомери, завдяки своїм унікальним властивостям, стали відсутньою ланкою в машинах нового технічного рівня, які відповідають необхідним вимогам: відповідність технології, надійність і довговічність, високий ступінь безпечного функціонування, можливість роботи тривалий час в складних і особливо складних, а часом і в екстремальних умовах технологічних процесів видобутку, переробки і збагачення мінеральної сировини.

Ключові слова: аварія, віробезпека, надійність, структурна нестійкість, важкі гірничі машини

Abstract. Heavy mining vehicles are in most cases the main source of man-made risk. The solution to the issue of their safe functioning obeys a certain logical scheme, in which risk analysis should become an integral part of the work in the design, creation and operation of modern heavy mining machines.

The mining and metallurgical industry of Ukraine is saturated with complex systems of outdated types, the wear of which is up to 80 % and therefore has a high degree of risk. These machines include: ore grinding mills for various technological purposes, crushers, vibrating screens, vibrating feeders, pelletizing mixers, vortex mixers, smoke exhausters, fans, etc. Machines of this type have a large mass (10-300 tons), a large volume of lumpy material, have unbalanced movable elements, installed on floors, are structurally themselves a source of vibration. All these machines, together with the infrastructure of other human-controlled technical means, represent complex human-machine systems. Due to objective reasons, these systems have a low level of reliability, and their location in areas of high concentration of the population sharply increases the danger of technical and natural-technological accidents and disasters. The failure of one such machine can be considered as a man-made accident, which leads to a stoppage of the technological chain and economic losses. But the failure of a group of such machines can lead to a man-made disaster.

To ensure the safe functioning of such a complex technical system, it is necessary to fulfill the following conditions: design and create the system as safe as possible, i.e. must be the absence of unacceptable risk associated with the possibility of damage; the operation of the system should be as reliable and safe as possible; an element must be introduced into the system, providing a mechanism for reducing or eliminating accidents.

Such an element is the introduction of elastic elastomeric elements into the circuit of machines in the form of vibration isolators of various types and the creation on their basis of effective vibration protection systems.

Elastomers, due to their unique properties, have become the missing link in machines of a new technical level that meet the necessary requirements: technology compliance, reliability and durability, a high degree of safe functioning, the ability to work for a long time in difficult and especially difficult, and sometimes in extreme technological conditions. processes of extraction, processing and enrichment of mineral raw materials.

Keywords: accident, vibration safety, reliability, structural instability, heavy mining machines

Стаття поступила в редакцію 17.02.2020

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.И. Дырдой