

УДК 678.4:539.3

DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2020.151.180>

РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЯ И МЕТОДА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УДАРОВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ

¹Лисица Н.И., ²Гребенюк С.Н., ¹Твердохлеб Т.Е., ¹Заболотная Е.Ю., ³Лисица Н.Н.

¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, ²Запорожский национальный университет, ³Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара

РОЗРОБКА КРИТЕРІЮ ТА МЕТОДУ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ УДАРОВІБРОЗАХИСНИХ СИСТЕМ

¹Лисиця М.І., ²Гребенюк С.М., ¹Твердохліб Т.О., ¹Заболотна О.Ю., ³Лисиця Н.М.

¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²Запорізький національний університет, ³Дніпровський національний університет ім. О. Гончара

DEVELOPMENT OF CRITERIA AND METHODS FOR EVALUATING THE EFFICIENCY OF APPLICATION OF SHOCK-RESISTANT SYSTEMS

¹Lysytsia M.I., ²Grebenyuk S.M., ¹Tverdokhlib T.O., ¹Zabolotna O.Yu., ³Lysytsia N.M.

¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine, ²Zaporizhzhia National University, ³Oles Honchar Dnipro National University

Аннотация. В работе рассматриваются вопросы оценки эффективности ударовиброзащитных систем горных машин.

Технический прогресс на производстве связан с возрастанием интенсивности неблагоприятных факторов, вызванных увеличением скорости выполнения операций и, как следствие, – увеличением вибраций, шума и ударных нагрузок. По количеству заболеваний, связанных с вибрацией, добывающие отрасли занимают одно из ведущих мест среди многих видов профессиональных заболеваний.

В общем спектре вибраций горной машины могут иметь место различные по природе возникновения колебания: свободные, вынужденные, параметрические, смешанные и другие, что обусловлено работой исполнительного органа, конструктивными факторами, ударным взаимодействием с обрабатываемой средой и в основном приводит к широкополосным спектрам вибраций. Это создаёт значительные трудности при создании виброзащитных систем, так как возникает необходимость создания таких типовых решений, которые, не являясь строго оптимальными, могли бы обладать приемлемой эффективностью с учётом условий нагружения и работы.

Основными элементами виброизолирующих систем являются опоры, которые изолируют объект или систему от возмущений. В структуре таких опор могут быть реализованы все три принципа виброизоляции: отражение, поглощение, противодействие. В таком случае задачей ударовиброизоляции является выбор жесткостных и диссипативных характеристик упругих связей, которые обеспечат необходимые собственные частоты защищаемого объекта.

В связи с этим актуальна разработка критериев и методов оценки эффективности работы различных типов ударовиброзащитных систем.

В работе для оценки работы ударозащитных систем предложен энергетический критерий, в основу которого положен принцип допустимых повреждений защищаемого объекта. Использование этого критерия позволяет определить предельную жёсткость упругих связей в зависимости от соотношения соударяемых масс и времени соударения, что может быть использовано, например, при расчётах пунктов погрузки ленточных конвейеров. Определена предельная эффективность виброзащитной системы с механизмом преобразования движения (МПД). Показано, что введение в систему такого механизма позволяет повысить эффективность защиты на 18-46 % по сравнению с системой без МПД.

Ключевые слова: ударовиброзащитная система, эффективность, энергетический критерий, механизм преобразования движения

Введение

Процесс добычи полезных ископаемых, их переработка и доставка отличаются многооперационностью и применением различных типов горных машин, технологического оборудования. Все эти механизмы и комплексы, различные по принципу работы, конструкции и материалоемкости, в целом представляют собой сложные колебательные системы, состоящие из отдельных масс, упругих и

диссипативных элементов, связывающих силовую установку, рабочий орган и опорную базу [1-3]. Рабочие процессы, изменяющиеся во времени и пространстве, вызывают вибрационное и ударное нагружение, часто большой интенсивности, что оказывает вредное воздействие, в первую очередь, на обслуживающий персонал, на работоспособность узлов и деталей, стабильность технологического процесса, энергию и материалоёмкость и т.д.

Учитывая, что вибрации, возбуждаемые горной машиной и технологическим оборудованием, представляют сложное сочетание различных типов колебаний и отсутствует общий подход к снижению виброактивности, и на основании выполненного обзора и существующих конструктивных решений можно классифицировать три основных способа, связанных с ударовиброзащитой оборудования, приборов и механизмов:

- 1) снижение вибраций в источнике возникновения;
- 2) снижение вибраций на пути её распространения;
- 3) снижение энергии, воспринимаемой объектом при ударе.

По первому способу снижение вибраций достигается следующими методами:

- 1) изменением технологического процесса;
- 2) повышением точности изготовления изделий;
- 3) конструктивным усовершенствованием;
- 4) применением динамических гасителей.

Из анализа конкретных случаев снижения виброактивности источника можно сделать вывод, что подавляющее большинство рекомендаций связано в основном с повышением качества и точности изготовления. В то же время, один из эффективных методов, связанный с динамическим гашением, практически не используется.

Второй способ, связанный со снижением вибраций на пути её распространения, базируется на трёх основополагающих принципах:

- 1) в отражении вибраций на границе раздела двух тел с помощью упругих элементов. Это наиболее эффективный и распространённый способ решения задачи, суть которой заключается в подборе таких упругодемпфирующих характеристик виброизолирующей системы, чтобы собственная частота объекта виброзащиты была ниже частоты возмущений;

- 2) в необратимом превращении энергии механических колебаний в другие виды энергии, например, в тепло, за счёт неупругого сопротивления. Это достигается, например, за счёт применения прокладок, обладающих большими демпфирующими свойствами;

- 3) в гашении колебаний защищаемого объекта с помощью динамических гасителей, настроенных на частоту возмущения или с привлечением независимого источника энергии.

Третий способ, связанный с защитой объекта при ударе, базируется на отделении защищаемого объекта от основной массы с помощью упругих связей, при этом частота собственных колебаний должна выбираться из условия $\tau = (0,3 - 1,3)T$, где T – период собственных колебаний системы, а τ – длительность ударного импульса [4].

Основные принципы ударозащиты подразделяются на два типа задач:

1) защита объекта, если ударный импульс передаётся через упругое основание. В этом случае задача сводится к снижению и оптимизации величины ускорения и смещений объекта для ограничения напряжений в наиболее ответственных элементах защищаемой конструкции;

2) защита объекта, если ударное нагружение передаётся непосредственно на сам объект. В этом случае задача сводится к разработке средств и способов снижения энергии, воспринимаемой объектом при ударе и ограничения сил, передаваемых на опоры.

Приведённые принципы присущи многим виброизолирующим системам. Основными элементами таких виброизолирующих систем являются опоры, которые изолируют объект или систему от возмущений. В структуре таких опор могут быть реализованы все три принципа виброизоляции: отражение, поглощение и противодействие. В таком случае задачей виброизоляции является выбор жесткостных и диссипативных характеристик упругих связей (опор), которые обеспечивают необходимые собственные частоты объекта. Накопленный опыт конструкторских решений показывает, что, несмотря на значительное их многообразие, единого методологического подхода к выбору их рациональных параметров и оценке эффективности разработано недостаточно.

Цель работы – разработка критериев и методов оценки эффективности различных типов ударовиброзащитных систем.

Основная часть

Разработка энергетического критерия

Существуют два основных направления решения задач противоударной виброизоляции – создание виброизоляторов, обеспечивающих ослабление воздействий, которые возникают при движении фундаментов, например, подвеска автомобилей, крепление электронного оборудования и т.п., и создание противоударных виброизоляторов, обеспечивающих ослабление сил, которые возникают при работе механизмов, например, противоударные цилиндры орудий, виброизоляторы ковочных молотов, станков, поршневых прессов. Во втором случае виброизоляторы применяются для ограничения сил, передаваемых на опору оборудования, в котором возникает удар. Рассматривая систему виброизолятор – оборудование, можно выбрать собственную частоту такой, чтобы удовлетворить любому задаваемому максимальному ускорению на оборудовании.

При соударении свободно падающего с высоты h тела массой m_2 с упруго установленной массой m_3 процесс удара состоит из двух фаз – соударения, рассматриваемого как удар свободных тел, и последующего движения плиты, получившей начальную скорость V_2 , в процессе которого деформируется упругое основание. В момент соударения происходит потеря энергии ΔT , идущей на необратимые деформации объекта защиты и груза, а оставшаяся часть энергии идёт на деформации упругих связей T , причём потеря энергии может увеличиваться, если период колебаний упруго установленной плиты приближается или сравним с временем контакта.

С учётом вышесказанного определяем массу и параметры упругой подвески плиты при заданной величине потери энергии $T_{кр}$ таким образом, чтобы величина

энергии ΔT , воспринимаемая объектом, не превосходила наперёд заданной величины $\Delta T_{кр}$, являющейся допустимой для данного объекта.

Для решения поставленной задачи применяем теорию удара с учётом лишь местных деформаций. Эта теория применима, когда волновыми процессами в соударяющихся телах можно пренебречь, в следующих случаях: для свободно движущихся массивных тел; если одно из соударяющихся тел упруго закреплено; если время контакта соударяющихся тел мало по сравнению с периодом колебаний массы на пружине.

Потерю энергии при соударении определим по формуле [5]

$$\Delta T = T_0 - T = (1 - K^2) \frac{m_3 m_2}{2(m_3 + m_2)} (V_3 - V_2)^2. \quad (1)$$

Учитывая, что начальная скорость $V_2 = 0$, получаем

$$\Delta T = (1 - K^2) \frac{m_3 m_2 g h}{m_3 + m_2}, \quad (2)$$

где K – коэффициент восстановления скорости;
 g – ускорение свободного падения.

Полагая, что в момент взаимодействия груза с плитой возникает некоторая величина потерь энергии $T_{кр}$, превышение которой может привести к разрушению защищаемого объекта (плиты), запишем условие, обеспечивающее безопасность плиты

$$\Delta T \leq T_{кр} \quad \text{или} \quad (1 - K^2) \frac{m_3 m_2 g h}{m_3 + m_2} \leq T_{кр}. \quad (3)$$

Решая полученное неравенство относительно m_3 , получаем

$$m_3 \leq \frac{T_{кр} m_2}{(1 - K^2) m_2 g h - T_{кр}}. \quad (4)$$

Данное соотношение позволяет определить массу защищаемого объекта, при которой он не будет подвергаться разрушению при заданной энергии взаимодействующей с ним массы и известной величине критической энергии защищаемого объекта.

Если уравнение (4) выполняется, переходим к определению параметров упругой подвески защищаемого объекта.

Коэффициент жёсткости упругих связей выбирается из следующих соображений:

а) согласно допущению: период свободных колебаний t защищаемого объекта должен быть, по крайней мере, на порядок больше времени соударения $\tau_{уд}$, следовательно

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{m_3 + m_2}{C}} > 10\tau_{уд}. \quad (5)$$

Отсюда общая жёсткость упругой системы $C_{об}$ должна быть

$$C_{об} \leq \frac{4\pi^2}{\tau_{уд}^2} (m_3 + m_2). \quad (6)$$

б) из условия допустимых напряжений, возникающих в виброизолирующей конструкции;

в) из условий допускаемых перемещений и ускорений защищаемого объекта.

Оценка эффективности системы с преобразованием движения

Эффективность виброизоляторов зависит от условий работы и присущих им свойств. Противоречивый характер требований, предъявляемых к системе виброзащиты, ограничивает область применения виброизоляторов с упруго-демпфирующими элементами. Введение в систему дополнительной связи по ускорению расширяет возможности виброзащиты. Для оценки влияния механизма преобразования движения (МПД) на предельные возможности виброзащиты рассмотрим сопоставимые по параметрам линейные системы с одной степенью свободы, подвергающиеся гармоническому возмущению (рис. 1). Составим дифференциальное уравнение для системы, представленной на позиции а), где поступательное движение преобразуется во вращательное с углом поворота φ . При малых колебаниях связь между смещением и углом поворота имеет вид $\varphi = f(z)$. Защищаемая масса m_2 опирается на подвес, реакция которого $N = Cz + b\dot{z}$ (C и b – коэффициенты жёсткости и демпфирования, z – смещение изолируемого объекта относительно основания). Масса, участвующая в поступательном движении: $m = m_1 + m_2$.

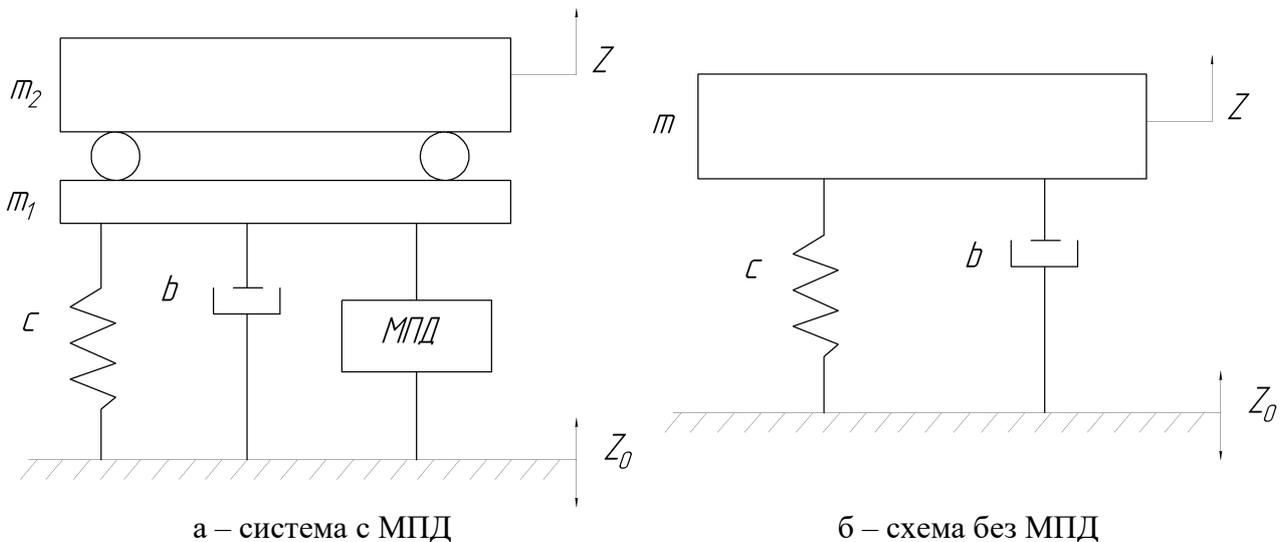


Рисунок 1 – Линейные системы виброзащиты

Выражения для энергий для рассматриваемой системы будут

$$T = 0,5m(\dot{z} + \dot{z}_0)^2 + 0,5I\dot{\varphi}^2; \quad (7)$$

$$П = 0,5Cz; \quad \Phi = 0,5b\dot{z}.$$

Учитывая связь $\varphi = f(z)$, перепишем выражение для кинетической энергии

$$T = 0,5m(\dot{z} + \dot{z}_0)^2 - m\ddot{z}_0.$$

После подстановки выражений для кинетической, потенциальной энергий и функции Рэля в уравнение Лагранжа для неконсервативной системы получим уравнение

$$\ddot{z}(m + L) + b\dot{z} + Cz = -m\ddot{z}_0. \quad (8)$$

Для гармонического возмущения $z_0 = A \sin pt$ запишем функционал Ψ , характеризующий квадрат амплитуды относительного смещения, и функционал J , выражающий квадрат амплитуды абсолютного ускорения массы m

$$J(C, b, L) = m^2 p^4 A / \left\{ [C - (m + L) p^2]^2 + b^2 p^2 \right\}, \quad (9)$$

$$\Psi(C, b, L) = A^2 p^4 \left[(C - L p^2)^2 + b^2 p^2 \right] / \left\{ [C - (m + L) p^2]^2 + b^2 p^2 \right\}. \quad (10)$$

Предельные возможности виброзащитной системы с преобразованием движения найдём в результате решения следующих задач оптимизации. Найдём неотрицательные параметры C, b, L , доставляющие минимум функционалу (9) при ограничении

$\Psi(C, b, L) \leq u_0^2$ и функционалу (10) при ограничении $J(C, b, L) \leq a_0^2$, где u_0 – допустимая перегрузка объекта, a_0 – допустимая деформация виброизолятора.

Рассмотрим первую задачу. Отметим, что допустимый коэффициент передачи $\eta_0 = u_0 / A_p^2 < 1$. В противном случае решение не имеет смысла. Сделав замену $bp = \alpha; C - Lp^2 = \beta$, получим неравенство, описывающее область допустимых параметров Ω , которая представляет собой с учётом $\alpha \geq 0$ половину круга радиуса q (рис. 2)

$$\begin{aligned} (\beta - \beta_c)^2 + \alpha^2 &\leq q^2, \\ \beta_c &= mp^2 \eta_0^2 / (1 - \eta_0^2), \\ q &= mp^2 \eta_0 / (1 - \eta_0). \end{aligned} \quad (11)$$

Минимизация функционала J эквивалентна задаче максимизации знаменателя (9), что в новых обозначениях определяет функцию

$$J_1 = (\beta - mp^2)^2 + \alpha^2.$$

Линии уровня J_1 представляют собой концентрические окружности с центром в точке $O'(mp^2, 0)$, причём окружности большего радиуса соответствует большее значение J_1 . Очевидно, что максимум J_1 достигается в точке $M_0 [0, (-\beta - q)]$ как наиболее удалённой от O' в допустимой области Ω . Решение первой задачи при $L \geq m\eta_0 / (1 - \eta_0)$ приводит к следующему

$$b_0 = 0, C_0 = Lp^2 - mg^2 \eta_0 / (1 - \eta_0), J_m = A^2 (1 - \eta_0)^2. \quad (12)$$

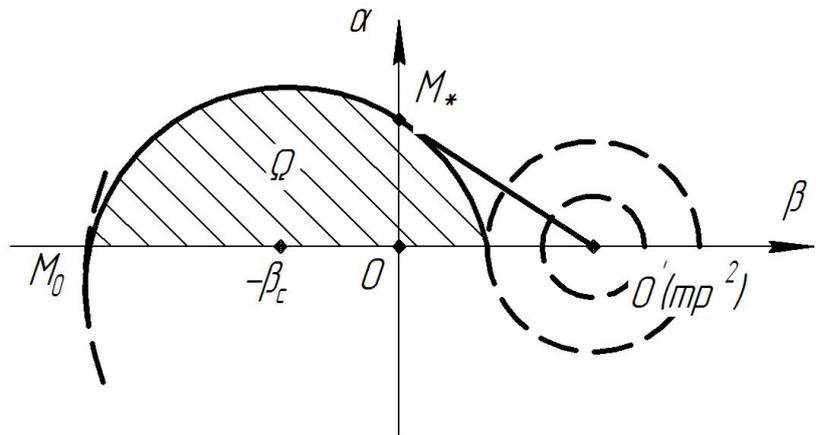


Рисунок 2 – Область допустимых параметров

Если преобразование движения отсутствует, что соответствует схеме на рис. 1, б, то решение имеет вид

$$C_* = 0, b_* = m\pi\eta_\delta / (1 - \eta_\delta), J_m^* = A(1 - \eta_\delta^2). \quad (13)$$

На рис. 2 этому решению соответствует точка M' .

Из сравнения (12) и (13) следует, что введение преобразования движения даст новое оптимальное решение. Для определения количественной оценки найдем соотношение

$$\eta = \frac{J_m}{J_m^*} = \frac{(1 - \eta_\delta)^2}{1 - \eta_\delta^2}, \quad (14)$$

при $0 < \eta_\delta < 1$ оно не превышает единицы, следовательно, $J_m < J_m^*$.

Сравнительную эффективность системы с преобразованием движения оценим по формуле

$$\Xi = (J_m^* - J_m) \cdot 100 / J_m^* = 2\eta_\delta / (1 + \eta_\delta) \cdot 100\%. \quad (15)$$

При допустимых значениях $\eta_\delta = 0,1; 0,2; 0,3$ введение в систему виброзащиты преобразования движения увеличивает её эффективность соответственно на 18%, 28% и 46%.

Для определения непосредственной (предельной) эффективности сравним амплитуды колебаний a оптимально виброизолируемых систем, имеющих в своей структуре механизм преобразования и не имеющих его, с соответствующей величиной минимального смещения.

Из решения первой задачи $a = A(1 - \eta_\delta)$, при $L_1 = 0$, $a_1 = A(1 - \eta_\delta^2)^{0,5}$.

Выражение для минимального смещения от периодического синусоидального возмущения было получено в [6]. При малых η_δ оно имеет вид

$$a_2 = A(1 - \pi^2\eta_\delta/8).$$

Найдем предельные значения коэффициентов передачи. Для системы с упругодемпфирующими элементами

$$\xi_1 = \frac{a_2}{a_1} = \left(1 - \frac{\pi^2}{8\eta_\delta}\right) (1 - \eta_\delta^2)^{0,5}, \quad (16)$$

а для системы, включающей дополнительно и преобразование движения

$$\xi_2 = \frac{a_2}{a} = \left(1 - \frac{\pi^2}{8\eta_\delta}\right) (1 - \eta_\delta). \quad (17)$$

Выбранным значениям $\eta_\delta = 0,1; 0,15; 0,2$ соответствует величина Ξ , равная 88; 62,5; 78,5 и $\xi_2 = 97; 95,9; 94,1$.

Сравнение показывает, что оптимальный виброизолятор с преобразованием движения обеспечивает качество защиты, более близкое к предельно достигаемому, чем виброизолятор, имеющий в структуре только упругодемпфирующие элементы.

Однако следует заметить, что на интервале $2m\eta_\delta^2 / (1 - \eta_\delta^2) < L < m\eta_\delta(1 - \eta_\delta)$ введение преобразования движения ухудшает условия виброизоляции.

Решение второй задачи проводится аналогично и даёт следующие результаты

$$\Psi_m = a_0^2 p^2 \left(1 - \frac{A}{a_0} \right)^2,$$

$$b_0 = 0,$$

$$C_0 = mp^2 \left(1 + \frac{L}{m} - \frac{A}{a_0} \right),$$
(18)

при $\frac{A}{a_0} > 1, 1 + \frac{L}{m} - \frac{A}{a_0} \geq 0$.

Выводы

1. Разработан энергетический критерий применимости ударозащитных систем, в основу которого положен принцип допустимых повреждений защищаемого объекта. Это позволяет определить жёсткость подвески в зависимости от соотношения соударяющихся масс и времени соударения.

2. Определена предельная эффективность виброзащитной системы с механизмом преобразования движения. Показано, что введение в виброизолирующую систему механизма преобразования движения позволяет повысить эффективность защиты на 18-46% по сравнению с системой без МПД. Определено, при каких условиях система с МПД ухудшает эффективность виброизоляции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эластомеры в горном деле / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский и др. К.: Наук. думка, 2016. 315 с.
2. Расчет виброизоляции поддерживающей конструкции с конечным значением податливости при гармоническом возбуждении / Н.И. Лисица, В.Д. Афанасьев, Е.Ю. Заболотная и др. *Геотехническая механика*. 2006. Вып. 63. С. 150-154.
3. Лисица Н.Н. Разработка и расчет резиновых виброизоляторов для низкочастотной виброизоляции машин. *Геотехническая механика*. 2009. Вып. 84. С. 189-200.
4. Определение рациональных параметров виброизолирующей системы прибора / В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Е.Ю. Заболотная, Т.Е. Твердохлеб. *Геотехническая механика*. 2002. Вып. 39. С. 161-165.
5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики: в 2-х т. М.: Высшая школа, 1968. Т. 2. 412 с.
6. Елисеев С.В., Волков Л.Н., Кухаренко В.П. Динамика механических систем с дополнительными связями. Новосибирск: Наука, 1990. 214 с.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zvyagil'skiy, Ye.L. et al. (2016), *Elastomery v gornom dele* [Elastomers in mining], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
2. Lisitsa, N.I., Afanas'yev, V.D., Zabolotnaya, Ye.Yu. et al. (2006), "Calculation of a vibration insulation of a supporting construction with a terminating value of a compliance at harmonic excitation", *Geo-Technical Mechanics*, no. 63, pp. 150-154.
3. Lisitsa, N.N. (2009), "Design and calculation of rubber vibroinsulator for low-frequency vibration insulation of machines", *Geo-Technical Mechanics*, no. 84, pp. 189-200.
4. Dyrda, V.I., Lisitsa, N.I., Zabolotnaya, Ye.Yu. and Tverdokhleby, T.Ye. (2002), "Definition of rational arguments of vibroisolating system of the instrument", *Geo-Technical Mechanics*, no. 39, pp. 161-165.
5. Yablonskiy, A.A. (1968), *Kurs teoreticheskoy mekhaniki. Tom 2* [The course of theoretical mechanics. Vol. 2], Vysshaya shkola, Moscow, USSR.
6. Yeliseyev, S.V., Volkov, L.N. and Kukharenyk, V.P. (1990), *Dynamika mekhanicheskikh sistem s dopolnitel'nyimi svyazyami* [Dynamics of mechanical systems with additional connections], Nauka, Novosibirsk, USSR.

Об авторах

Лисица Николай Иванович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), г. Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

Гребенюк Сергей Николаевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой математического анализа, Запорожский национальный университет (ЗНУ), Запорожье, Украина, gsm1212@ukr.net

Твердохлеб Татьяна Емельяновна, инженер, научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных

машин, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова НАН України (ІГТМ НАНУ), г. Дніпр, Україна, vita.igtm@gmail.com

Заболотная Елена Юрьевна, інженер, інженер I категорії відділу механіки еластомерних конструкцій горних машин, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), г. Дніпр, Україна, vita.igtm@gmail.com

Лисица Наталья Николаевна, інженер, асистент кафедри комп'ютерних технологій, факультет прикладної математики, Дніпровський національний університет ім. О. Гончара, г. Дніпр, Україна, lisitsa_natalya1971@ukr.net

About the authors

Lysytsia Mykola Ivanovych, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in 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, vita.igtm@gmail.com

Grebenuk Serhii Mykolaiovych, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Head of the Department of Mathematical Analysis in Zaporizhzhya National University, Zaporizhzhya, Ukraine, gsm1212@ukr.net

Verdokhlib Tetiana Omelianivna, Master of Science, Researcher in 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, vita.igtm@gmail.com

Zabolotna Olena Yuriivna, Master of Science, First Category Engineer in 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, vita.igtm@gmail.com

Lysytsia Natalia Mykolaivna, Master of Science, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, Ukraine, lisitsa_natalya1971@ukr.net

Анотація. У роботі розглядаються питання оцінки ефективності ударовіброзахисних систем гірничих машин.

Технічний прогрес на виробництві пов'язаний зі зростанням інтенсивності несприятливих чинників, викликаних збільшенням швидкості виконання операцій і, як наслідок, - збільшенням вібрацій, шуму та ударних навантажень. За кількістю захворювань, пов'язаних з вібрацією, добувні галузі посідають одне з перших місць серед багатьох видів професійних захворювань.

У загальному спектрі вібрацій гірничої машини можуть мати місце різні за своєю природою виникнення коливання: вільні, змушені, параметричні, змішані та інші, що обумовлено роботою виконавчого органу, конструктивними факторами, ударною взаємодією з оброблюваним середовищем і в основному призводить до широкосмугових спектрів вібрацій. Це створює значні труднощі при створенні віброзахисних систем, оскільки виникає необхідність створення таких типових рішень, які, не будучи строго оптимальними, могли б мати прийнятну ефективність з урахуванням умов навантаження і роботи.

Основними елементами віброізолюючих систем є опори, які ізолюють об'єкт або систему від збурень. У структурі таких опор можуть бути реалізовані всі три принципи віброізоляції: відображення, поглинання, протидія. В такому випадку завданням ударовіброізоляції є вибір жорсткісних і дисипативних характеристик пружних зв'язків, які забезпечать необхідні власні частоти об'єкту, що захищається.

У зв'язку з цим актуальна розробка критеріїв і методів оцінки ефективності роботи різних типів ударовіброзахисних систем.

В роботі для оцінки роботи ударозахисних систем запропонований енергетичний критерій, в основу якого покладено принцип допустимих пошкоджень об'єкта, що захищається. Використання цього критерію дозволяє визначити граничну жорсткість пружних зв'язків в залежності від співвідношення мас, що зіштовхуються, і часу зіткнення, що може бути використано, наприклад, при розрахунках пунктів вантаження стрічкових конвеєрів. Визначено граничну ефективність віброзахисної системи з механізмом перетворення руху (МПР). Показано, що введення в систему такого механізму дозволяє підвищити ефективність захисту на 18-46% в порівнянні з системою без МПР.

Ключові слова: ударовіброзахисна система, ефективність, енергетичний критерій, механізм перетворення руху

Abstract. The paper considers issues of evaluating the effectiveness of shock and vibration protection systems of mining machines.

Technical progress in production is associated with an increase in the intensity of adverse factors caused by an increase in the speed of operations and, as a result, an increase in vibration, noise and shock loads. In terms of the number of diseases associated with vibration, extractive industries occupy one of the leading places among many types of occupational diseases.

In the general spectrum of vibrations of a mining machine, vibrations of various nature can occur: free, forced, parametric, mixed, and others, which is caused by the operation of the executive body, design factors, impact interaction with the medium being processed, and mainly leads to broadband vibration spectra. This creates significant difficulties in creating vibration-proof systems, since there is a need to create standard solutions that, while not strictly optimal, could have acceptable efficiency taking into account loading and working conditions.

The main elements of vibration-isolating systems are supports that isolate the object or system from disturbances. In the structure of such supports, all three principles of vibration isolation can be implemented: reflection, absorption, counteraction. In this case, the goal of shock-vibration isolation is the choice of stiffness and dissipative characteristics of elastic bonds, which will provide the necessary natural frequencies of the protected object.

In this regard, the development of criteria and methods for assessing the effectiveness of various types of shock and vibration protection systems is relevant.

In the work, to evaluate the performance of shock-proof systems, an energy criterion is proposed, which is based on the principle of permissible damage to the protected object. Using this criterion makes it possible to determine the ultimate stiffness of elastic ties depending on the ratio of the colliding masses and the collision time, which can be used, for example, in calculating loading points of belt conveyors. The ultimate efficiency of the vibration protection system with a motion conversion mechanism (MCM) is determined. It is shown that the introduction of such a mechanism into the system makes it possible to increase the protection efficiency by 18-46 % compared with a system without MCM.

Keywords: shock and vibration protection system, efficiency, energy criterion, motion conversion mechanism

Статья поступила в редакцию 05.02.2020

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.П. Надутым