УДК 622.002.5-752.2

Логинова А.А., аспирант
(ГВУЗ «НГУ»),
Дырда В.И., д-р техн. наук, профессор,
Шевченко В.Г., д-р техн. наук, ст. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

РАСЧЁТ СИСТЕМ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ГОРНЫХ МАШИН С УЧЁТОМ ЭФФЕКТА СТАРЕНИЯ

Логінова А.О., аспірант
(ДВНЗ «НГУ»)
Дирда В.І., д-р техн. наук, професор,
Шевченко В.Г., д-р техн. наук, ст. наук. співроб.
(ІГТМ НАН України)

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ГІРНИЧИХ МАШИН З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТУ СТАРІННЯ

Loginova A.A., Doctoral Student
(SHEI «NMU»)
Dyrda V.I., D. Sc. (Tech.), Professor,
Shevchenko V.G., D.Sc. (Tech.), Senior Researcher
(IGTM NAS of Ukraine)

CALCULATION VIBROISOLATION SYSTEM OF MINING MACHINES WITH THE AGING EFFECT

Аннотация. Проанализированы алгоритмы расчёта колебаний упругих систем на основе теории вязкого трения Кельвина-Фохта и теории наследственности Больцмана-Вольтерра применительно к расчёту систем виброизоляции горных машин. В результате, сделан вывод о том, что математическая модель с использованием интегральных соотношений Больцмана-Вольтерра основана на более строгих предпосылках и наиболее точно учитывает вязкоупругие свойства резины.

Комплексно рассмотрены вопросы, связанные с изменением физико-механических свойств и структуры резины при длительной эксплуатации или хранении, т. е. эффект старения. Рассмотрены причины и получены функциональные зависимости, определяющие изменение жесткостных характеристик и диссипации резины во времени. Указанными зависимостями дополнены рассмотренные ранее алгоритмы расчёта систем виброизоляции горных машин. С помощью полученного алгоритма рассчитаны основные динамические характеристики, а также оценена эффективность системы виброизоляции горной машины с известной массой и амплитудно-частотной характеристикой. В результате чего полученное значение области отказа системы виброизоляции составило около 60 000 часов (≈ 7 лет).

Ключевые слова: горные машины, виброизоляция, упругие элементы, временные характеристики, механические свойства резины.

Введение.

Проблема расчёта систем виброизоляции горных машин с учётом эффектов старения возникла в связи с необходимостью создания виброизоляции с длительным сроком службы (примерно 15-20 лет) и высокой степенью надёжности.

Проблема заключается в учёте в математической модели эффектов старения резины, т.е. нестабильности жесткостных и диссипативных характеристик во времени эксплуатации системы виброизоляции. Временные характеристики механических свойств резины (в основном модуль упругости Е и коэффициент диссипации ψ могут быть получены либо при длительных экспериментальных исследованиях, либо при тепловом старении по [1]. Полученные функции старения E(t) и ψ(t) могут быть введены непосредственно в уравнения динамики.

Для математического описания резины, как вязко-упругого материала с наследственностью, наиболее подходящими являются следующие теории: теория вязкого трения Кельвина-Фохта; теория вязкого трения Максвелла и теория наследственности Больцмана-Вольтерра.

Первые две теории используют гипотезу о пропорциональности внутреннего трения скорости нагружения и приводят к общеизвестным уравнениям колебательных систем. Для случая стационарных колебаний уравнение колебаний одномассной системы с учётом внутреннего трения будет иметь вид [2]:

$$\ddot{y} + \omega_0^2 y + \varepsilon f(y) = \frac{P}{m}\sin\omega t, \tag{1}$$

где *f(y)* – нелинейная функция трения гистерезисного типа; ω0 – собственная частота системы; ω – частота возбуждающей силы; *m* – масса системы; *P* – возмущающая сила; ε – малый параметр.

Уравнение (1) решается методами, изложенными Боголюбовым, Н.Н. (М.:1958). Наследственная теория Больцмана-Вольтерра учитывает весь спектр релаксации системы и приводит к интегро-дифференциальным уравнениям типа:

$$\begin{gathered} \ddot{y} + C_t\, y = q_1 \sin\omega t; \\ C_t = C_0\left[1 - \chi Э_\alpha^*(-\beta)\right]; \\ Э_\alpha^*(-\beta)\varepsilon(t) = \int_0^t Э_\alpha^*(-\beta, t-\tau)\varepsilon(\tau)d\tau, \end{gathered} \tag{2}$$

где C_t – оператор жёсткости упругой подвески системы; C_0 – мгновенное значение жёсткости подвески; $Э_\alpha(-\beta, t-\tau)$ – экспоненциальная функция Ю.Работнова; q_1 – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы.

Более подробно эта теория рассматривается ниже.

Изложение основного материала.

Уравнения (1) и (2) или их упрощённые варианты получили наиболее широкое распространение в инженерной практике при расчёте систем виброизоляции машин и сооружений.

Рассмотрим применяемые в горном деле машины, которые в процессе эксплуатации испытывают стационарные динамические нагрузки. К ним относятся смесители, дробилки, вибрационные питатели, грохоты и т.д. Во всех этих машинах вибрация приводит к увеличению динамических напряжений в деталях и узлах, к повышенному звуковому давлению, к ухудшению технологии переработки материала и интенсивному износу деталей.

Кинематическую схему таких машин в общем случае можно представить в виде одномассной системы (рис. 1) с упруго-вязкой подвеской и одной степенью свободы, т.к. угловые колебания считаются незначительными. Математическая модель системы должна описывать поступательные колебания, а также учитывать влияние и диссипативных сил. Основным источником нелинейности машин рассматриваемого типа является нелинейная характеристика возмущающей силы и нелинейность упругой подвески.

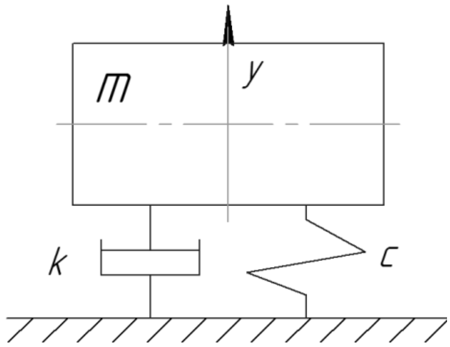


Рисунок 1 – Модель системы с одной степенью свободы

Если необходимо рассмотреть нелинейный стохастический процесс колебаний, то в правой части уравнения возмущающую силу f(t) представляют как случайный процесс и входные воздействия записывают в виде корреляционных функций:

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + \omega_0^2 y = f(t),$$

где $f(t)$ – функция случайного входного воздействия на колебательную систему.

В рассматриваемых моделях будем использовать следующее допущение: случайное входное воздействие будем считать квазигармоническим.
В этом случае уравнение колебаний записывают в известном виде:

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + \omega_0^2 y = P\sin\omega t. \quad (3)$$

Решение этого уравнения достаточно подробно изложено в [Вибрация в технике: В 6 т. / Под ред. Фролова В.К. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.] и [3].

Обычно в качестве элементов упругой подвески используют резиновые детали специальной конструкции. Для виброизоляции машин, испытывающих значительные динамические нагрузки, резина на сегодняшний день не может быть заменена ни одним из существующих материалов. Она обладает способностью к большим обратимым деформациям, имеет высокие упругие и диссипативные свойства, не имеет внезапности отказа, а её усталостные характеристики превышают все существующие конструкционные материалы. К недостаткам следует отнести зависимость вязкоупругих свойств от режима нагружения, агрессивной среды и времени эксплуатации. К тому же резина не подчиняется упрощённым моделям Кельвина-Фохта, а её диссипативные свойств не являются прямо пропорциональными скорости деформирования. Тем не менее, в теории колебаний используют именно эти уравнения благодаря хорошо разработанному математическому аппарату. В последнее время появились и другие подходы к рассмотрению этого вопроса.

Рассмотрим применение двух методов к расчёту линейных колебательных систем с одной степенью свободы.

Первый метод предусматривает, что механическая реакция упругой подвески описывается с помощью модели Кельвина-Фохта и напряжение подчиняется закону:

$$\sigma = E\varepsilon + \mu E\dot{\varepsilon},$$

где E – модуль упругости; ε – относительная деформация виброизолятора; μ – коэффициент внутренних сопротивлений резины, величина которого пропорциональна скорости деформации, для средне наполненных резин $\mu = 2\cdot 10^{-3}$ с (получено экспериментально в работе [3]).

В этом случае уравнение движения массы m (рис. 1) можно записать в виде:

$$\ddot{y} + \mu\omega_0^2\dot{y} + \omega_0^2 y = q_1 \sin \omega t, \tag{4}$$

а его решение ищут в виде: $y = A\cos(\omega t - \varphi),$ где A – амплитуда вынужденных колебаний массы m; y – текущее значение перемещения массы m.
Для амплитуды стационарных вынужденных колебаний справедливо соотношение:

$$A = \frac{q_1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \mu^2\omega^2\omega_0^4}}, \tag{5}$$

где ω – частота вынужденных колебаний системы; ω_0 – собственная частота колебаний системы; q_1 – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы.

Второй метод предусматривает, что механическая реакция резины описывается интегральным соотношением типа Больцмана-Вольтерра с ядрами релаксации и последствия. В этом случае уравнение (4) в операторной форме перепишется в виде:

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t,$$

где C_t – оператор жёсткости упругой подвески.

$$C_t = C_0\left[1 - \chi Э_\alpha^*(-\beta)\right], \tag{6}$$

$$Э_{\alpha}^{*}(-\beta)\varepsilon(t)=\int_{0}^{t}Э_{\alpha}^{*}(-\beta,t-\tau)\varepsilon(\tau)d\tau; \tag{7}$$

$$Э_{\alpha}^{*}(-\beta,t-\tau)=(t-\tau)^{\alpha}\sum_{n=0}^{\infty}\frac{(-\beta)^{n}(t-\tau)^{n(n+2)}}{\Gamma\left[(n+1)(1+\alpha)\right]}, \tag{8}$$

где C_t – оператор жёсткости упругой подвески системы; C_0 – мгновенное значение жёсткости подвески; $Э_{\alpha}(-\beta,t-\tau)$ – экспоненциальная функция Ю.Работнова; α, β, λ – реологические параметры резины; Γ – гамма-функция.

Основные соотношения для определения реологических параметров резины имеют вид:

$$\psi=2\pi B(\omega); \tag{9}$$

$$\frac{E_d}{E_0}=1-A(\omega); \tag{10}$$

$$A_r=\frac{\omega^{1+\alpha}\cos\delta+\beta}{\omega^{2(1+\alpha)}+2\omega^{(1+\alpha)}\beta\cos\delta+\beta^{2}}; \tag{11}$$

$$B_r=\frac{\omega^{1+\alpha}\sin\delta}{\omega^{2(1+\alpha)}+2\omega^{(1+\alpha)}\beta\cos\delta+\beta^{2}}; \tag{12}$$

$$\begin{gathered}\lambda=\frac{E_0-E_\infty}{E_0};\ \alpha=1-\frac{4}{\pi}arctg\frac{\psi_{\max}}{\pi\lambda};\\ t_0=\left[\omega(\psi_{\max})\right]^{-1};\ \beta=\frac{1}{t_0^{1+\alpha}};\ \chi=\frac{\lambda}{t_0^{1+\alpha}},\end{gathered} \tag{13}$$

где A и B – реологические характеристики резины (синус- и косинус-преобразование Фурье дробно-экспоненциальной функции); ψ – коэффициент диссипации энергии; $E(\omega)$ – текущее значение модуля упругости; E_0 – мгновенное значение модуля упругости; t_0 – обобщённое время релаксации.

С учётом приведенных соотношений выражение амплитуды колебаний будет иметь вид:

$$A=\frac{q_1}{\sqrt{\left[\omega_0^2(1-\chi A_r)-\omega^2\right]^2+\chi B_r^2\omega_0^4}}, \tag{14}$$

где ω_0 – частота собственных колебаний идеально упругой системы.

Как видно, математическая модель с использованием интегральных соотношений Вольтерра основана на более строгих предпосылках и более точно учитывает вязкоупругие свойства резины, чем модель Кельвина-Фохта. Она наиболее эффективна при исследовании нелинейных систем, переходных процессов в колебательных системах, а также при исследовании систем, реологические характеристики которых существенно зависят от времени, режима нагружения.

Оценка эффективности системы виброизоляции.

Если для системы (рис. 1) реакция R_0 на силовое гармоническое возбуждение $F(t) = F_0 sin \omega t$ представляется уравнением (3), то цель виброзащиты может состоять либо в уменьшении амплитуды силы на опорную конструкцию (раму, перекрытие, фундамент), т.е.

$$R_0 = \frac{F_0\sqrt{\omega_0^2 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}, \tag{15}$$

либо в уменьшении амплитуды А0 стационарных колебаний корпуса машины, т.е.

$$A_0 = \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}. \tag{16}$$

В этом случае для характеристики степени реализации цели виброзащиты вводят безразмерные коэффициенты эффективности

$$\eta = \frac{R_0}{F_0};\ K_a = \frac{cA_0}{F_0}. \tag{17}$$

Величину η обычно называют коэффициентом виброизоляции, а величину K_a – коэффициентом динамичности; в некоторых литературных источниках коэффициентом амортизации. Тогда:

$$\eta = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 Z^2}{(1 - Z^2)^2 + 4\nu^2 Z^2}}; \tag{18}$$

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\nu^2 Z^2}}. \tag{19}$$

Здесь приняты следующие обозначения:

$$Z = \frac{\omega}{\omega_0};\ \nu = \frac{n}{\omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{cm}};\ n = \frac{b}{2m};\ \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \tag{20}$$

где b – коэффициент демпфирования упругой системы; ν – относительное демпфирование упругой системы: при $\nu = 1$ в системе реализуется критическое демпфирование.

В [1] выражение (18) приведено к более удобному для практики виду.

Коэффициент виброизоляции представляется в виде:

$$\eta = \sqrt{\frac{1 + Z^2\dfrac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}{(1 - Z^2)^2 + Z^2\dfrac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}. \tag{21}$$

В этой формуле коэффициент диссипации ψ либо определяется экспериментально, либо при известных реологических параметрах резины α,β,λ вычисляется по формуле $\psi = 2\pi B(\omega)$.

Эффективность виброизоляции при этом равна:

$$Ef = (1-\eta)100\%. \tag{22}$$

В процессе длительного хранения или нагружения реологические характеристики резины не остаются постоянными, а изменяются со временем. Эти изменения также могут происходить от действия внешней среды. Часто именно эти изменения являются основной причиной отказа, так как параметры системы выходят за пределы допустимых. Такие процессы, как правило, охватывают все механические, химические и электрические явления, которые в своём синергетическом взаимодействии приводят к необратимому изменению структуры резины. Причин временных изменений параметров резины довольно много, но для исследуемых резин преобладающим является структурирование, то есть увеличение жесткостных характеристик, снижение диссипации и появление остаточных деформаций.

Экспериментальные данные по старению резины 2959 были получены в работах [4, 5] и могут быть аппроксимированы следующими уравнениями.

Функциональная зависимость динамического модуля Юнга может быть описана соотношением:

$$E_d(t) = E_{d1} + (E_{d2} - E_{d1})(1 - \exp(-k_e t), \tag{23}$$

где E_{d1}, E_{d2} – начальное и конечное значение динамического модуля; k_e – константа скорости.

Функциональная зависимость коэффициента диссипации энергии может быть описана соотношением:

$$\psi(t) = \psi_0 - k_\psi t, \tag{24}$$

где ψ_0 – начальное значение коэффициента поглощения; k_ψ – константа скорости.

Рассмотрим пример виброизоляции системы с одной степенью свободы со следующими исходными данными: масса системы – m = 900 кг; частота вынужденных колебаний ω = 20 Гц; максимальная (резонансная) амплитуда колебаний при испытаниях А = 3мм.

Расчёт будем вести в следующей последовательности:

1. Определяем вертикальную нагрузку $P = mg = 8829 H$.

2. Строим амплитудно-частотную характеристику в соответствии с представленными выше уравнениями теорий Кельвина-Фохта и Больцмана-Вольтерра (рис. 2).

Исходя из полученных характеристик, очевидно, что наиболее рациональным является соотношение частот вынужденных и собственных колебаний равное трём.

3. Определяем собственную частоту колебаний системы, которая исходя из указанных выше соображений будет равна $\omega_0 = 41{,}8\ рад/с.$

4. По формулам (5), (14) определяем значение фактической амплитуды колебаний, которые составят $6{,}98 \cdot 10^4\ м.$ (по теории Кельвина-Фохта) и $6{,}97 \cdot 10^4\ м.$, (по теории Больцмана-Вольтерра). Близкие значения амплитуд говорят о том, что теория Больцмана-Вольтерра даёт возможность более точно определить амплитудно-частотную характеристику только в области резонанса.

5. Определяем динамическую жесткость системы $C_d = \omega_0^2 m = 1{,}5 МН\ /\ м.$

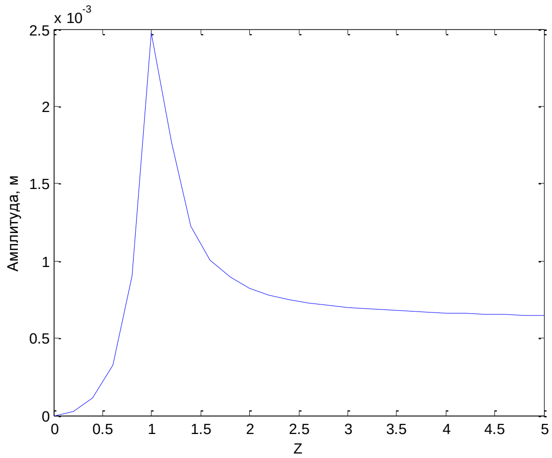
6. По формуле (21) определяем коэффициент виброизоляции системы $\eta = 0{,}13$.

7. Определяем коэффициент эффективности виброизоляции по формуле (22) $Ef = 87\%$.

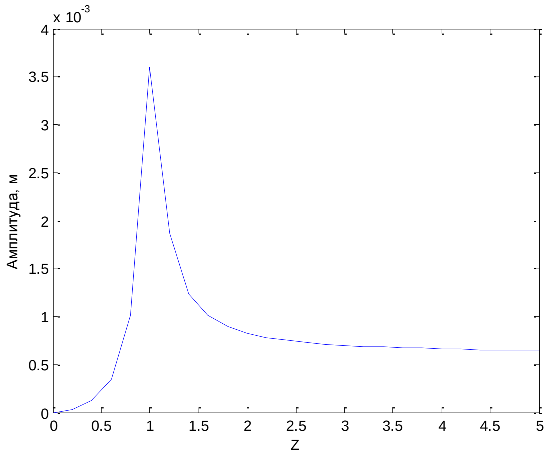
Далее уточним полученные значения исходя с учётом эффекта старения.

8. Подставляя уравнения (23), (24) в (5), (14), (21) получим временные зависимости амплитуды колебаний и коэффициента виброизоляции (рис. 3, 4).

Данные для расчёта: время функционирования системы – 12 лет; α = -0,5; β=0,2; γ=0,7.



а)



б)

Рисунок 2 – Примеры амплитудно-частотных характеристик по теории Кельвина-Фохта (а) и Больцмана-Вольтерра (б)

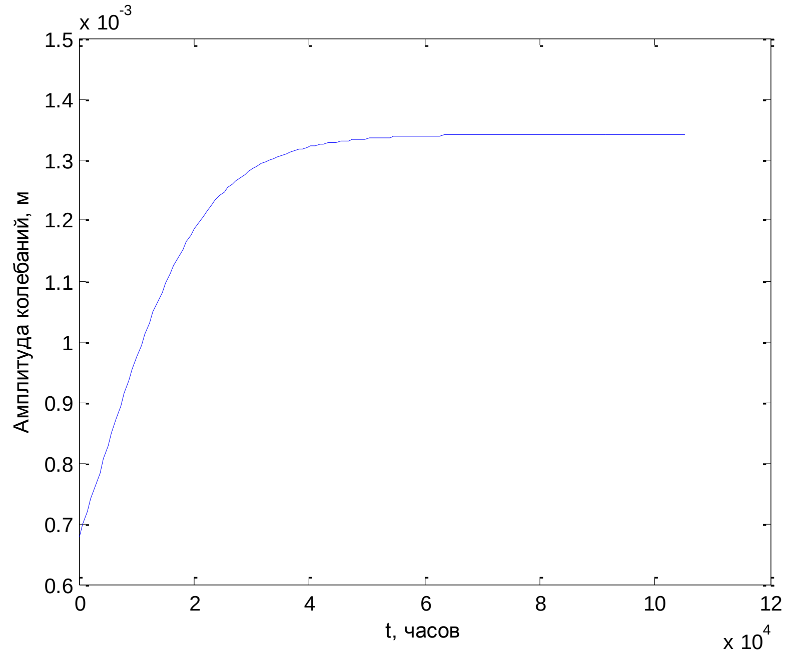


Рисунок 3 – Временная зависимость амплитуды колебаний

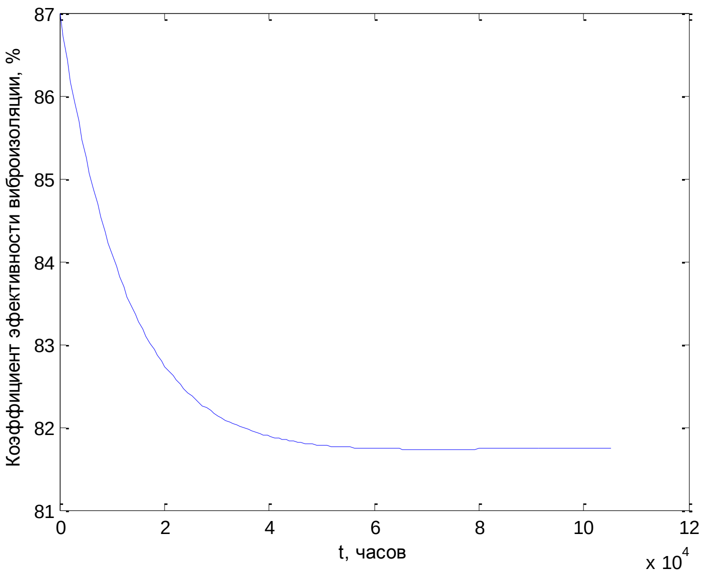


Рисунок 4 – Временная зависимость коэффициента эффективности виброизоляции

Выводы.

Представленные функциональные зависимости, определяющие изменение жесткостных характеристик и диссипации резины во времени, применённые в известном алгоритме расчёта системы виброизоляции горных машин, позволили получить данные по изменению амплитуды колебаний и обобщённого показателя эффективности данных систем во времени расчётным путём.

С учётом эффекта старения, для системы виброизоляции исследуемой машины получены следующие результаты: при длительных циклических нагружениях фактическая амплитуда колебаний достигнет своего максимума, т.е. величины 1,3 мм, а коэффициент эффективности виброизоляции снизится на 5 % через 60 000 часов (≈ 7 лет).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Некоторые проблемы деформирования и разрушения резиновых деталей при циклических нагрузках / А.С. Кобец, В.И. Дырда, Н.А. Гордиенко, М.К. Шолин // Геотехническая механика. — 2008. — Вып. 79. – С. 3-127.

2. Дырда, В.И. Создание виброизоляторов для горных машин/ В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Н.Н. Лисица // Геотехническая механика. — 2013. — Вып. 113. – С. 116-125.

3. Дырда, В.И. Резиновые детали в машиностроении / В.И. Дырда, Е.Ф. Чижик. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 584 с.

4. Булат, А.Ф. Закономерность разрушения эластомеров при длительном циклическом нагружении / А.Ф. Булат, В.В. Говоруха, В.И. Дырда // Геотехническая механика. – 2004. – Вып. 52. – С. 3-95.

5. Булат, А.Ф. Прикладная механика упругонаследственных сред / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский, А.С. Кобец. – К.: Наукова думка, 2012. –614 с.

REFERENCES

1. Kobets A.S., Dyrda V.I., Gordienko N.A. and Sholin M.K. (2008), «Some problems of deformation and destruction of rubber details at the cyclic loadings», *Geo-Technical Mechanics*, no. 79, pp. 3-127.

2. Dyrda V.I., Lisitsa N.N. and Lisitsa N.I. (2013), «Creation of vibratory insulators for mine machines», *Geo-Technical Mechanics*, no. 113, pp. 113-125.

3. Dyrda V.I. and Chizik E.F. (2000), *Rezinoviye detalil v mashinostroyenii* [Rubber details in mechanical engineering], Poligraphist, Dnepropetrovsk, UA.

4. Bulat A.F., Govorukha V.V. and Dyrda V.I. (2004), «Conformity to the law of destruction of elasticals at the protracted cyclic loading», *Geo-Technical Mechanics*, no. 52, pp. 3-95.

5. Bulat A.F., Dyrda V.I., Zvyagilskiy E.L. and Kobets A.S. (2012), *Prikladnaya mekhanika uprugonasledstvennykh sred* [Applied mechanics of elastic-hereditary environments], Naukova dumka, Kiev, UA.

Об авторах

Логинова Анастасия Александровна, магистр, аспирант, ГВУЗ «Национальный горный университет» МОН Украины (ГВУЗ «НГУ» МОН Украины), Днепропетровск, Украина, anastasiia.loginova.nmu@gmail.com.

Дырда Виталий Илларионович, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, vita.igtm@mail.ru.

Шевченко Владимир Георгиевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ученый секретарь института, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, V.Shevchenko@nas.gov.ua.

About the authors

Loginova Anastasiia A., Master of Science, Doctoral Student, National Mining University State Higher Educational Institution MES of Ukraine (SHEI «NMU» MES of Ukraine), Dnepropetrovsk, Ukraine, anastasiia.loginova.nmu@gmail.com.

Dyrda Vitaly I., Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, vita.igtm@gmail.com.

Shevchenko Vladimir G., Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Senior Researcher, Scientific Secretary of the Institute, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, V.Shevchenko@nas.gov.ua.

Анотація. Проаналізовано алгоритми розрахунку коливань пружних систем на основі теорії в’язкого тертя Кельвіна-Фохта і теорії спадковості Больцмана-Вольтерра стосовно розрахунку систем віброізоляції гірничих машин. У результаті, зроблено висновок про те, що математична модель із використанням інтегральних співвідношень Больцмана-Вольтерра заснована на більш строгих передумовах і найбільш точно враховує в’язкопружні властивості гуми.

Комплексно розглянуті питання, пов'язані зі зміною фізико-механічних властивостей і структури гуми при тривалій експлуатації або зберіганні, тобто ефект старіння. Розглянуто причини і отримані функціональні залежності, що визначають зміну жорсткістних характеристик і дисипації гуми в часі. Зазначеними залежностями доповнено розглянуті раніше алгоритми розрахунку систем віброізоляції гірничих машин. За допомогою отриманого алгоритму розраховані основні динамічні характеристики, а також оцінено ефективність системи віброізоляції гірничої машини з відомою масою і амплітудно-частотною характеристикою. Отримане значення області відмови системи віброізоляції, яке склало близько 60 000 годин (≈ 7 років).

Ключові слова: гірничі машини, віброізоляція, пружні елементи, часові характеристики, механічні властивості гуми.

Abstract. Analyzed algorithms for calculating vibrations of elastic systems based on the theory of viscous friction Kelvin-Voigt and Boltzmann-Volterr theory of heredity in relation to the calculation of vibration isolation systems of mining machines. As a result, it was concluded that the mathematical model using the Boltzmann-Volterr integral relationships based on the more stringent assumptions and takes into account the most accurate viscoelastant property of rubber.

Comprehensively discussed tasks related to changes in physical and mechanical properties and rubber structure with long-term operation or storage, i.e. the aging effect. The reasons for and obtained functional dependencies that define measurable stiffness and damping characteristics at the time of the rubber. This dependence supplemented algorithms for calculating vibration isolation systems of mining machines discussed earlier. With the resulting algorithm to calculate the main dynamic characteristics and evaluated the effectiveness of vibration isolation system of mining machine with a known mass and frequency response. Obtained value of vibration isolation system failure was about 60 000 hours (≈ 7 years).

Keywords: mining machines, vibration isolation, elastic elements, temporary characteristics, the mechanical properties of rubber.

Статья поступила в редакцию 14.12.2015
Рекомендовано к печати д-ром техн. наук А.П. Круковским