

УДК 678.4.06:621.81

DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2019.144.209>

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ВЫПУСКА И ДОСТАВКИ УРАНОВЫХ РУД

¹Черний А.А.¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины

ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ВІБРОЖИВИЛЬНИКІВ ДЛЯ ВИПУСКУ ТА ДОСТАВКИ УРАНОВИХ РУД

¹Черній О.А.¹Институт геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України

SOME PECULIARITIES OF EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DYNAMICS OF VIBRO FEEDERS FOR RELEASE AND DELIVERY OF URANIUM ORES

¹Chernii O.A.¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine

Аннотация. В работе рассматривается динамика вибропитателей с резиновыми упругими связями; излагается метод определения параметров питателя и определение зависимости его собственной частоты колебаний и амплитуды от жесткостных параметров подвески, которые изменяются в результате упругонаследственных свойств резин, а также температуры их саморазогрева при циклической деформации. Применение вибрационных питателей (в том числе и секционных) и схем вибрационного выпуска, доставки и погрузки руды в подземных условиях позволило механизировать один из наиболее трудоёмких и опасных процессов добычи минерального сырья и решить при этом следующие задачи: увеличить производительность выпуска и погрузки крупнокусковой горной массы в 2,5-3 раза; увеличить интенсивность отработки и уменьшить срок эксплуатации очистных блоков и горизонтов; уменьшить трудоёмкость и снизить себестоимость процесса выпуска и погрузки руды; повысить равномерность истечения горной массы из выпускных отверстий и снизить в 3-5 раз частоту зависаний крупнокускового материала; применением секционированных питателей количество зависаний снижается в 25-60 раз; увеличить размер кондиционного выемочного куска; практически исключить случаи травматизма на процессах выпуска и погрузки, занимающие 30-60 % от всех случаев на подземных работах; механизировать процесс выпуска и погрузки и создать условия для осуществления малоотходной циклично-поточной технологии добычи. В методику определения параметров колебаний рабочего органа вибропитателя с резиновыми амортизаторами введён принцип Вольтерра, для учёта упруго-наследственных свойств резин. При этом получено трансцендентное характеристическое уравнение для определения амплитуды колебаний рабочего органа питателя. Показана амплитудно-частотная характеристика питателя, рассчитанная по этому уравнению. Также в настоящей работе предполагается, что реологические характеристики резины зависят от температуры нагрева упругих связей. Проведён расчёт коэффициента внешней теплопроводности h резиновых амортизаторов при диапазоне температур $288\text{ K} < T < 310\text{ K}$. Были найдены экспериментально зависимости коэффициента поглощения энергии ψ от частоты деформации при различных температурах нагрева. Амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой колебательной системы показали, что с повышением температуры нагрева упругих связей, амплитуда колебаний рабочего органа снижается, что может привести к потере производительности и эксплуатационной надёжности питателя. Все эти факторы должны учитываться при проектировании вибрационных машин оборудованных резиновыми амортизаторами.

Ключевые слова: урановая руда, горные машины, эластомерные элементы, методы расчёта упругонаследственных сред

На сегодняшний день атомная промышленность является единственной стабильно развивающейся отраслью, успешно конкурирующей с традиционными источниками энергии, такими, как нефть, газ, уголь и др. Украина обеспечена достаточными запасами сырья и входит в десятку мировых производителей урана. Одним из наиболее важных технологических процессов при подземной разработке урановых месторождений является выпуск отбитой горной массы из очистного пространства и погрузка её в транспортные средства. Этот процесс

занимает до 60 % всех трудовых затрат и характеризуется высоким уровнем травматизма горнорабочих [1,7].

Как показали научные исследования авторов работы [7], их опыт конструирования и внедрения в производство тяжёлых машин вибрационного типа, проблема высокопроизводительного и безопасного выпуска и погрузки руды из очистных блоков может быть успешно решена при использовании вибрационных питателей и комплексов, интенсивно воздействующих на выпускаемый материал, снижающих энергоёмкость и количество зависаний и обеспечивающих интенсификацию и концентрацию горных работ. В настоящее время имеются и другие технологии, однако вибровыпуск на сегодняшний день является по-прежнему актуальным.

Разработке вибрационных машин и комплексов способствовало следующее.

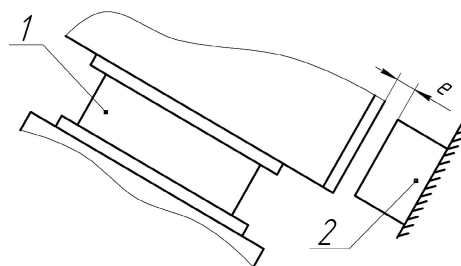
Во-первых, правильный выбор структурной схемы и использование новых методов динамических расчётов и рационального проектирования как машин в целом, так и отдельных их элементов; использование современных принципов и достижений в области технологии вибротранспортирования крупнокусковых материалов при значении режимов вибрации: амплитуд (3-5) мм и наименее энергоёмкой частоты вынужденных колебаний (15,5-17,5) Гц.

Во-вторых, использование оригинальных и высоконадёжных резиновых упругих звеньев: в питателях ПВМ-1,0/1,5, ПВГ-1,6/4,0 использована упругая опора, позволяющая реализовать направленные колебания; в остальных машинах использован новый тип упругой опоры с буферным элементом, позволяющим в несколько раз увеличить надёжность упругой подвески питателя, работающего в условиях экстремальных динамических нагрузок, вызываемых ведением взрывных работ по отбойке, ликвидации зависаний и дроблению негабаритов, а также повысить производительность виброустановки на 15-20 % при одновременном снижении удельных энергозатрат на 10-12 %.

Для защиты рабочих органов от ударных нагрузок и абразивного износа использовалась резиновая футеровка.

Элементы упругой подвески вибрационных машин (рис. 1) изготавливались из традиционных марок резин типа 2959 и новых, специально разработанных марок. Для изготовления буферных элементов и элементов упругой подвески машин использовалась резина 2959; элементы подвески и поддерживающие элементы выполнялись также из резины типа 51-1562. Для упругой подвески вибропитателей и комплексов были разработаны также резиновые цилиндрические элементы.

В-третьих, применение оригинального двухвального вибровозбудителя, позволяющего более рационально использовать энергию привода и повысить



1 – блок резинометаллический типа БРМ; 2 – буферный амортизатор; e – зазор между упором платформы и буферным амортизатором

Рисунок 1 – Упругая подвеска вибропитателя ВПР-4М

техническую производительность питателей на (30-35) % без дополнительных энергозатрат.

Применение вибрационных питателей и схем вибрационного выпуска, доставки и погрузки руды в подземных условиях позволило механизировать один из наиболее трудоёмких и опасных процессов добычи полезного ископаемого и решить при этом следующие задачи:

- увеличить производительность выпуска и погрузки крупнокусковой горной массы в 2,5-3 раза и высвободить двух рабочих на выпуске;
- увеличить в несколько раз интенсивность отработки и уменьшить срок эксплуатации очистных блоков и горизонтов;
- уменьшить трудоёмкость и снизить себестоимость процесса выпуска и погрузки руды;
- повысить равномерность истечения горной массы из выпускных отверстий и снизить в 3-5 раз частоту зависаний крупнокускового материала; применением секционированных питателей количество зависаний снижается в 25-60 раз;
- увеличить размер кондиционного выемочного куска;
- практически исключить случаи травматизма на процесс выпуска и погрузки, занимающие до 60 % от всех случаев на подземных работах;
- механизировать процесс выпуска и погрузки и создать условия для осуществления малоотходной циклично-поточной технологии добычи;
- впервые в практике горного производства применить щелевой выпуск руды из очистного блока (без горизонта вторичного дробления) через отверстия большого сечения практически любого гранулометрического состава;
- снизить потери руды в днищах блоков и объём горнопроходческих работ.

Динамика вибропитателей с нелинейной характеристикой упругих связей. Рассмотрим динамику вибрационного питателя типа ВПР с инерционным приводом, упругая система которого включает элементы сдвига типа БРМ и буферные амортизаторы (рис. 1). Такая колебательная система имеет кусочно-линейную характеристику восстанавливающей силы упругих связей за счёт постановки резиновых буферов с некоторым зазором e .

Уравнение движения рассматриваемой системы в случае идеальной упругости связей будет иметь вид

$$M\ddot{x} + U(x) = P \sin \omega t, \quad (1)$$

где $P = mr\omega^2$ – амплитуда возмущающей силы; x – текущее значение перемещения грузонесущего органа машины; $U(x)$ – функция восстанавливающей силы упругих связей:

$$U(x) = \begin{cases} C'_0 x & \text{при } -e \leq x \leq e; \\ C''_0 x + (C'_0 - C''_0)e & \text{при } x > e; \\ C''_0 x - (C'_0 - C''_0)e & \text{при } x < -e. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь M – масса грузонесущего органа машины, C'_0 и C''_0 – приведённая динамическая жёсткость основных упругих связей и буферов соответственно, m – масса неуравновешенных грузов вибратора, отнесённых на расстояние r от оси.

Согласно принципу Вольтерра, для учёта упруго-наследственных свойств материала связей в уравнении (2) следует заменить мгновенные жёсткости операторами

$$C'_t = C'_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta)]; \quad C''_t = C''_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta)].$$

Здесь $\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau)$ – экспоненциальная функция дробного порядка;

$$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau) = (t - \tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]};$$

α, β, χ – реологические параметры резины; Γ – гамма-функция.

Тогда для коэффициента диссипации энергии и модуля упругости получим

$$\psi = \frac{S}{S_0} = 2\pi B; \quad \frac{G(\omega)}{G_0} = \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^2 - \frac{\psi^2}{4\pi^2}} = 1 - A, \quad (3)$$

где

$$A = \frac{\chi(\omega^k \cos \delta + \beta)}{\omega^{2k} + 2\beta\omega^k \cos \delta + \beta^2}; \quad B = \frac{\chi\omega^k \sin \delta}{\omega^{2k} + 2\beta\omega^k \cos \delta + \beta^2}; \quad (4)$$

$$-1 < \alpha < 0; \quad k = 1 + \alpha; \quad \chi/\beta = \lambda; \quad \beta = t_0^{-k}; \quad \delta = 0,5\pi k.$$

Здесь t_0 – обобщённое время релаксации, S – площадь гистерезисной петли, X_0 и P_1 – амплитуды перемещения и усилия соответственно, P_0 – амплитуда усилия в предположении идеальной упругости материала, S_0 – площадь треугольника со сторонами X_0 и P_0 , т.е. полная энергия при идеальной упругости материала.

Соотношения (3) справедливы в случае применения произвольных ядер типа замкнутого цикла и могут быть использованы для определения зависимостей $A(\omega)$ и $B(\omega)$.

В этом случае для описания механической реакции материала достаточно располагать значениями трёх параметров – α , λ и t_0 , имеющих конкретный физический смысл:

$$\lambda = \frac{G_0 - G_\infty}{G_0}; \quad \alpha = 1 - \frac{4}{\pi} \arctg \frac{\psi_{\max}}{\pi\lambda}; \quad t_0 = [\omega(\psi_{\max})]^{-1}, \quad (5)$$

где ψ_{\max} – максимальное значение технического коэффициента поглощения; $G_\infty = \lim_{\omega \rightarrow 0} G(\omega)$; $G_0 = \lim_{\omega \rightarrow \infty} G(\omega)$.

Для определения реологических параметров α , λ и t_0 по формулам (5) необходимо располагать достоверными экспериментальными данными о значениях G и ψ в весьма широком диапазоне частот.

Полученное при этом символично-дифференциальное уравнение для удобства дальнейших выкладок целесообразно преобразовать к виду

$$M\ddot{x} + C''_t \dot{x} + (C'_t - C''_t) f(x) = P \sin \omega t, \quad (6)$$

где

$$f(x) = \begin{cases} x & \text{при } -e \leq x \leq e; \\ e & \text{при } x > e; \\ -e & \text{при } x < -e. \end{cases}$$

В первом приближении решение уравнения (6) имеет вид

$$x = a \sin(\omega t - \theta).$$

Амплитуда a вынужденных колебаний грузонесущего органа определяется при этом из трансцендентного характеристического уравнения

$$Ma\omega^2 \pm \sqrt{P^2 - \chi^2 B^2 F^2} = F(1 - \chi A), \quad (7)$$

где

$$F = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} U(a \sin \eta_1) \sin \eta_1 d\eta_1 = \frac{a}{\pi} [\pi C_0'' + (C_0' - C_0'')(2\eta_0 + \sin 2\eta_0)]; \quad (8)$$

$$\eta_1 = \omega t; \quad \eta_0 = \arcsin \frac{e}{a}. \quad (9)$$

На графике (рис. 2) показана амплитудно-частотная характеристика, рассчитанная по формуле (7) при следующих параметрах колебательной системы: $M = 2000$ кг; $C_0' = 1$ МН/м; $C_0'' = 20$ МН/м; $G_0 = 1$ МН/м; $e = 0,005$ м.

Как видно, амплитудно-частотная характеристика нелинейной системы обладает определенными особенностями: при рабочей частоте $\omega_1 = 58$ с⁻¹ теоретически амплитуда колебаний питателя может находиться в точках B , C и K (рис. 2). Такая особенность в теории катастроф называется катастрофой типа сборки. На практике в нормальном режиме работы питателя реализуется обычно отрезок BA ; в случае работы питателя под завалом, а это происходит в большинстве случаев, амплитуда колебаний соответствует нижней ветви резонансной кривой (точка K).

В уравнениях (7)-(9) величины жёсткостей упругих связей C_0' и C_0'' , а также реологические параметры A и B могут зависеть от температуры нагрева резины.

Рассмотрим теплообразование в эластомерном элементе при деформации чистого сдвига с постоянной амплитудой γ_0 :

$$\gamma = \gamma_0 \sin \omega t. \quad (10)$$

Тогда уравнение теплового баланса можно представить в виде

$$c_v \frac{dz}{dt} = N - hz, \quad (11)$$

где $z = T - T_0$, T_0 – температура окружающей среды; h – коэффициент внешней теплопроводности, Вт/град; N – мощность, расходуемая в элементе на внутренние сопротивления, Вт; c_v – теплоёмкость образца, $c_v = C_v m$, где C_v – удельная теплоёмкость, Дж/кг·град; m – масса резины.

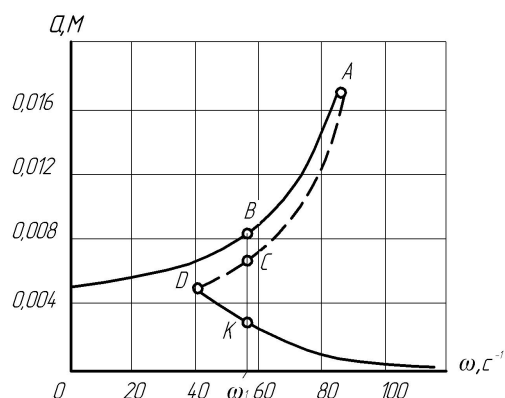


Рисунок 2 – Резонансная кривая нелинейной одномассной системы с упругим приводом

В случае чистого сдвига упруго-наследственного материала угловое перемещение γ связано с крутильным моментом M интегральным уравнением с ядром типа замкнутого цикла [2, 4, 5]

$$M(t) = C_0 \left[\gamma(t) - \int_{-\infty}^t k(t-\tau) \gamma(\tau) d\tau \right], \quad (12)$$

где C_0 – мгновенная жёсткость образца.

Из (1) и (3) следует

$$M(t) = C_0 \gamma_0 [(1-A) \sin \omega t + B \cos \omega t], \quad (13)$$

где
$$A = \int_0^{\infty} k(x) \cos \omega x dx; \quad B = \int_0^{\infty} k(x) \sin \omega x dx. \quad (14)$$

В настоящей работе предполагается, что реологические характеристики резины зависят от температуры, но их изменением за время одного цикла деформации можно пренебречь. При этом выполняется условие замкнутости цикла. Согласно [3], условие замкнутости цикла эквивалентно условию $k(t, \tau) = k(t - \tau)$ в соотношениях типа (3). Условие квазизамкнутости гармонического цикла будет

$$\int_{-\infty}^t \gamma_0(\tau) k(t, \tau) \sin \omega \tau d\tau \cong \gamma_0(t) \int_{-\infty}^t k(t, t-\tau) \sin \omega \tau d\tau, \quad (15)$$

где
$$\gamma_0(t+t_1) \cong \gamma_0(t); \quad k(t+t_1, t-\tau) \cong k(t, t-\tau); \quad t_1 = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (16)$$

Действительно, используя замену $\tau = z + t_1$ и условия (16), получим

$$\begin{aligned} \gamma_0(t+t_1) \int_{-\infty}^{t+t_1} k(t+t_1, t+t_1-\tau) \sin \omega \tau d\tau &= \gamma_0(t+t_1) \int_{-\infty}^t k(t+t_1, t-z) \sin \omega(z+t_1) dz = \\ &= \gamma_0(t) \int_{-\infty}^t k(t, t-z) \sin \omega z dz. \end{aligned}$$

Доказательство обратной теоремы аналогично приведённому в [3]. Тогда средняя за цикл мощность, выделяемая в резиновом элементе, будет

$$N = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} M d\gamma = N_0 B \omega, \quad \text{где } N_0 = \frac{1}{2} C_0 \gamma_0^2. \quad (17)$$

Подставляя (17) в (11) и учитывая, что технический коэффициент поглощения, определяемый физическим соотношением типа (3), получим уравнение теплового баланса.

$$\frac{dz}{dt} + \frac{h}{c_v} z = RS(\omega, \gamma_0, z), \quad \text{где } R = \frac{\omega}{2\pi c_v}. \quad (18)$$

Зависимость S от температуры T определялась при частоте $\omega = 107$ рад/с и амплитуде нагружения $\gamma = 0,30$. Результаты получены посредством измерения площади петли гистерезиса при динамическом нагружении резинометаллического элемента в условиях чистого сдвига. Обнаружен рост площади петли S с увеличением температуры, который обусловлен тем, что измерения производились левее температурного пика внутреннего трения по шкале температур.

Нелинейное уравнение (18) решалось при $c_v = 6,3 \cdot 10^2$ Дж/град, $h = 1,03$ Вт/град. Коэффициент внешней теплопроводности h найден из (18) при $t \rightarrow \infty$ для случая, когда при $0 < z < z(\infty)$ $S(T) \cong S(0)$, что выполняется при $288 \text{ К} < T < 310 \text{ К}$. При этом

$$h = \frac{\omega S}{2\pi z(\infty)}. \quad (19)$$

Следует отметить, что температура, измеренная в различных точках эластомерного элемента, отличалась от среднего значения не более чем на $2\text{-}3^\circ\text{С}$.

Зависимости коэффициента поглощения энергии ψ и величины $G(\omega)/G_0$ от частоты деформации были найдены экспериментально при различных температурах нагрева. Амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой колебательной системы, полученные при решении уравнения (7) для различных температур нагрева упругих связей, представлены на рис. 3.

Как видно из графика (рис. 3), с повышением температуры нагрева упругих связей амплитудно-частотная характеристика колебательной системы существенно смещается влево. Это должно учитываться при проектировании вибрационных машин с интенсивным режимом работы упругих связей.

Таким образом, интегро-операторный метод в случае применения дробно-экспоненциальных ядер релаксации обеспечивает достаточно полное описание демпфирующих параметров резинометаллических изделий и одновременно является эффективным средством расчёта амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем.

Изложенное выше свидетельствует, что при проектировании вибрационных машин с упруго-наследственными связями режим работы их следует выбирать с учётом теплообразования в резиновых элементах. При этом важную роль играет конструкция узла нагружения и способ его охлаждения. При неправильной конструкции узла нагружения, когда естественное охлаждение резиновых элементов недостаточно, и может возникнуть лавинообразное нарастание температуры за счёт внутреннего теплообразования. Резкое повышение температуры нагрева упругих связей приводит к изменению механических характеристик резины и в конечном итоге к изменению режима работы машины в целом.

Выводы:

1. Впервые был создан и массово внедрён в производство параметрический ряд оригинальных конструкций вибрационных машин и комплексов, предназначенных для всего многообразия технологических схем выпуска, доставки и погрузки горной массы при добыче рудных залежей от жильных до весьма мощных.

2. Внедрение вибрационных питателей позволило повысить в 2,5-3 раза производительность труда, уменьшить количество рабочих, снизить

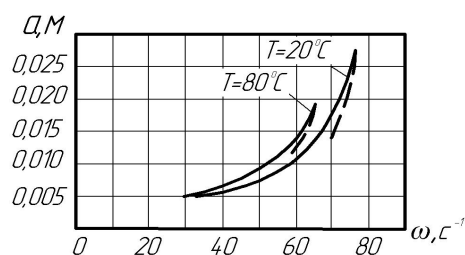


Рисунок 3 – Амплитудно-частотная характеристика колебательной системы при различной температуре нагрева упругих связей

себестоимость процесса выпуска, практически исключить травматизм и резко улучшить условия труда горнорабочих.

По своим технико-экономическим и социальным показателям вибрационные питатели и комплексы в полной мере отвечают современным требованиям эффективности и качества. Они конструктивно просты, что в сочетании с высокой надёжностью и долговечностью позволяет осуществлять автоматизацию процесса выпуска и доставки руды.

Созданные коллективом учёных и конструкторов вибрационные машины и комплексы успешно работают на горных предприятиях урановой промышленности Украины, а также на ЧАО «Северный горно-обогатительный комбинат» (г. Кривой Рог), Криворожском металлургическом комбинате ПАО «Арселор-МитталКривой Рог», Криворожском железорудном комбинате, производственном объединении «Уралзолото», Полтавском ГОКе, на горных предприятиях урановой промышленности Российской Федерации, Казахстана, Кыргызстана и Узбекистана. Объём вибрационного выпуска горной массы только на ГП «Вост-Гок» составляет около 100 %; ежегодно изготавливается 20-25 вибропитателей различного назначения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика упруго-наследственных сред: в 4 т. / А.Ф. Булат, и др. Киев: Наук. думка, 2011-2014.
2. Дырда В.И., Круш И.И., Розовский М.И. О функции релаксации упруго-наследственных материалов при наличии простого течения. *Инженерный журнал. Механика твёрдого тела*. 1966. № 6. С. 155-157.
3. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. 752 с.
4. Динамика вибропитателей с нелинейной упругой характеристикой / В.И. Дырда и др. *Вибрации в технике и технологиях*. 2016. №3 (83). С. 98-102.
5. Круш И.И. Интегро-операторный метод исследования демпфирующих свойств упруго-наследственных систем. *Изв. АН СССР. Механика*. 1965. №6.
6. Дырда В.И., Черний А.А. Исследование температурной устойчивости резиновых виброамортизаторов вибрационных горных питателей. *Вибрации в технике и технологиях*. 2017. № 3 (86). С. 79-85.
7. Пухальский В.Н., Синчук В.В., Басараб Н.Н. Добыча и переработка урановой руды в Украине. *Геотехнічна механіка*. Дніпро: Інтеграл, 2017. Вип. 133. С. 27-33.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Karnauchoy, V.G, Zviagilskii, E.L. and Kobets, A.S. (2011-2014), *Prikladnaya mekhanika uprugonasledstvennykh sred* [Applied mechanics of elastic-hereditary media.], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
2. Dyrda, V.I., Krush, I.I. and Rozovskiy, M.I. (1966), "On the relaxation function of elastic-hereditary materials in the presence of a simple flow", *Inzhenernyy zhurnal. Mekhanika tverdogo tela*, no. 6, pp. 155-157.
3. Rabotnov, Yu.N. (1966), *Polzuchest' elementov konstruksiy* [Creep of structural elements], Nauka, Moscow, USSR.
4. Dyrda, V.I., Pukhal'skiy, V.N. (et al.) (2016), "Dynamics of vibration feeders with a nonlinear elastic characteristic", *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, no. 3(83), pp. 98-102.
5. Krush, I.I. (1965), "Integro-operator method for studying the damping properties of elastic-hereditary systems", *Izv. ANSSSR. Mekhanika*, no. 6.
6. Dyrda, V.I. and Cherniy, A.A. (2017), "Investigation of the temperature stability of rubber vibration dampers of vibration dampers of vibrating mining feeders", *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, no. 3(86), pp. 79-85.
7. Puhalskiy, V.N., Sinchuk, V.V. and Basarab, N.N. (2017), "Production and processing of uranium ore in Ukraine", *Geo-Technical Mechanics*, no. 133, pp. 27-33.

Об авторах

Черний Александр Анатольевич, аспирант, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, sanek20.1984@gmail.com

About the authors

Chernii Oleksandr Anatoliiovych, Ph. D. Student in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, sanek20.1984@gmail.com

Анотація. В праці розглядається динаміка віброживильників з гумовими пружними зв'язками. Викладено метод визначення параметрів живильника та встановлення залежності його власної частоти коливань та амплітуди від жорсткісних параметрів підвіски, які змінюються в результаті пружно-спадкових властивостей гум, а також температури їх саморозігріву при циклічній деформації. Використання вібраційних живильників (в тому числі й секційних) та схем вібраційного випуску, доставки та навантаження руди в підземних умовах дозволило механізувати один з найбільш трудомістких та небезпечних процесів видобутку мінеральної сировини та вирішити при цьому наступні задачі: збільшити продуктивність випуску та навантаження крупнокускової гірничої маси в 2,5-3 рази; збільшити інтенсивність відробітку та зменшити строк експлуатації очисних блоків та горизонтів; зменшити трудомісткість та знизити собівартість процесу випуску та навантаження руди; підвищити рівномірність витоку гірничої маси з випускних отворів та знизити в 3-5 разів частоту зависань крупнокускового матеріалу; використанням секційних живильників кількість зависань знижується в 25-60 разів; збільшити розмір кондиційного виймаючого шматка; практично виключити випадки травматизму на процесах випуску та навантаження, що займають 30-60 % від всіх випадків на підземних роботах; механізувати процес випуску та навантаження та створити умови для впровадження маловідходної циклічно-поточної технології видобутку. В методику визначення параметрів коливань робочого органу віброживильника з гумовими амортизаторами введено принцип Вольтера, для урахування пружно-спадкових властивостей гум. При цьому отримано трансцендентне характеристичне рівняння для визначення амплітуди коливань робочого органу живильника. Показана амплітудно-частотна характеристика живильника, розрахована по цьому рівнянню. Також в цій праці передбачено, що реологічні характеристики гуми залежать від температури нагріву пружних зв'язків. Проведено розрахунок коефіцієнта зовнішньої теплопровідності h гумових амортизаторів при діапазоні температур $288 \text{ K} < T < 310 \text{ K}$. Були знайдені експериментально залежності коефіцієнта поглинання енергії ψ від частоти деформації при різних температурах нагріву. Амплітудно-частотні характеристики розглядаємої коливальної системи показали, що з підвищенням температури нагріву пружних зв'язків, амплітуда коливань робочого органу знижується, що може привести до втрати продуктивності та експлуатаційної надійності живильника. Всі ці фактори повинні враховуватись при проектуванні вібраційних машин обладнаних гумовими амортизаторами.

Ключові слова: уранова руда, гірничі машини, еластомерні елементи, методи розрахунку пружно-спадкових середовищ

Abstract. The paper discusses the dynamics of vibratory feeders with rubber elastic connections; a method for determining the parameters of the feeder and determining the dependence of its own oscillation frequency and amplitude on the stiffness parameters of the suspension, which change as a result of the elastic properties of rubber and their temperature of self-heating during cyclic deformation, is presented. The use of vibrating feeders (including sectional ones) and schemes for vibrating production, delivery and loading of ore in underground conditions allowed to mechanize one of the most labor-intensive and dangerous processes of mining mineral raw materials and to solve the following tasks: to increase the productivity of production and loading of lumpy rock in 2.5-3 times; to increase the intensity of mining and reduce the life of the treatment units and horizons; reduce labor intensity and reduce the cost of the process of production and loading of ore; to increase the uniformity of the outflow of the rock mass from the outlet orifices and to reduce by 3-5 times the frequency of hanging up the lumpy material; the use of partitioned feeders reduces the number of freezes in 25-60 times; increase the size of the conditional excavation piece; practically exclude cases of injuries in the processes of release and loading, occupying 30-60 % of all cases in underground works; to mechanize the process of release and loading and create conditions for the implementation of low-waste cyclical and continuous production technology. The Volterra principle is introduced into the method for determining the vibration parameters of the vibrator feeder with rubber shock absorbers to account for the elastic-hereditary properties of rubber. A transcendental characteristic equation was obtained for determining the amplitude of oscillations of the feeder's working body. The amplitude-frequency characteristic of the feeder calculated by this equation is shown. Also in this paper it is assumed that the rheological characteristics of rubber depend on the heating temperature of the elastic bonds. The external thermal conductivity coefficient h of rubber shock absorbers was calculated for a temperature range of $288 \text{ K} < T < 310 \text{ K}$. The dependences of the energy absorption coefficient ψ on the strain frequency at various heating temperatures were found experimentally. The amplitude-frequency characteristics of the considered oscillatory system showed that with an increase in the heating temperature of the elastic connections, the amplitude of the working body oscillations decreases, which can lead to a loss of performance and operational reliability of the feeder. All these factors should be taken into account when designing vibration machines equipped with rubber shock absorbers.

Keywords: uranium ore, mining machines, elastomeric elements, methods for calculating the elastic-hereditary media

Статья поступила в редакцию 02.02.2019

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.Г. Шевченко