

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

УДК 621.867.52-034'64

В. И. ДЫРДА¹, Ю. Н. ОВЧАРЕНКО², С. В. РАКША³, А. А. ЧЕРНИЙ^{4*}

¹Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины, ул. Симферопольская, 2а, Днепро, Украина, 49005, тел. +38 (056) 246 01 51, +38 (056) 370 26 97, эл. почта vita.igtm@gmail.com, ORCID 0000-0001-7961-1442

²Каф. «Надежность и ремонт машин», Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, ул. С. Ефремова, 25, Днепро, Украина, 49600, тел. +38 (056) 713 51 39, эл. почта ovcharenko.yu.m@dsau.dp.ua, ORCID 0000-0002-4306-4704

³Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 47 15 18, эл. почта raksha@ukr.net, ORCID 0000-0002-4118-1341

^{4*}Каф. «Надежность и ремонт машин», Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, ул. С. Ефремова, 25, Днепро, Украина, 49600, тел. +38 (067) 942 54 35, эл. почта sanek20.1984@gmail.com, ORCID 0000-0003-0691-5829

ДИНАМИКА ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ С НЕЛИНЕЙНОЙ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

Цель. Условием бесперебойной и эффективной работы каждой технологической линии является использование транспортирующих машин с высокими техническими характеристиками. Хорошо себя зарекомендовали на практике конструкции машин для транспортировки, которые используют в процессе работы вибрацию. Применение виброустановок требует оптимизации режимов их работы. В виде упругого звена все больше используют резинOMETаллические элементы, характеризующиеся нелинейностью демпфирующих свойств. Поэтому в работе необходим поиск новых, более совершенных методов расчета динамических характеристик вибромашин с учётом свойств резины как амортизационного материала. **Методика.** Рассмотрено динамику вибрационной машины, которая имеет в качестве упругих звеньев резинOMETаллические блоки и буферные амортизаторы, ограничивающие амплитуду колебаний рабочего органа. Предложенный метод определения амплитудно-частотной характеристики вибропитателя базируется на принципе Вольтера, который при расчетах демпфирующих свойств амортизаторов дает возможность учитывать упруго-наследственные свойства резины. При корректировке динамических жесткостей основных упругих связей и буферов вибропитателя, используя принцип наследственности свойств резины, определяют зависимость амплитуды колебаний рабочего органа машины. Такой метод получил название «интегро-операторный» с применением дробно-экспоненциальных ядер релаксации. **Результаты.** Используя выведенную формулу определения амплитуды, построено резонансную кривую нелинейной одномассной системы. Сопоставлением теоретических и практических результатов установлено, что использование предложенной методики расчета обеспечивает достаточно полное описание демпфирующих параметров резинOMETаллических изделий и одновременно является эффективным средством расчета амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем. **Научная новизна.** Авторами усовершенствована методика определения демпфирующих характеристик резинOMETаллических изделий и амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем путем введения в алгоритм расчета зависимостей, учитывающих упруго-наследственные свойства резин. **Практическая значимость.** Использование интегро-операторного метода с применением дробно-экспоненциальных ядер релаксации обеспечит повышение точности расчетов демпфирующих параметров резинOMETаллических изделий, амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем и даст возможность еще больше оптимизировать режимы работы вибрационного оборудования. Изготовленные с учетом принципа наследственности свойств резины резинOMETаллические блоки для упругой подвески виб-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

ропитателя исключат вероятность ограничения производительности технологической линии в связи с низкой долговечностью деталей подвески питателя.

Ключевые слова: горные машины; эластомерные элементы; методы расчета; упруго-наследственные среды

Введение

В настоящее время во многих областях народного хозяйства (транспорт, горнодобывающая, сельское хозяйство, металлургия и др.), широко используют вибрационные машины и комплексы различных типов.

Как показали научные исследования [1–10], опыт конструирования и внедрения в производство тяжелых машин вибрационного типа, проблема высокопроизводительного и безопасного выпуска и погрузки руды из очистных блоков может быть решена при использовании вибрационных питателей и комплексов (рис. 1, 2). В настоящее время имеются и другие технологии [6], однако вибровыпуск на сегодняшний день является по-прежнему актуальным.

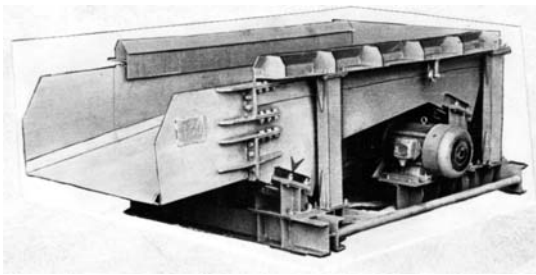


Рис. 1. Вибропитатель типа ВПР-4М с резиновой упругой подвеской (типа БРМ)

Fig. 1. Vibrating feeder type VPR-4M with rubber elastic suspension (type BRM)

Наиболее полно современным требованиям отвечает вибрационный выпуск, позволяющий выпускать горную массу крупностью до 1,2...1,4 м, с технической производительностью 1 500...2 000 т/ч и наработкой не ниже 1,2...1,5 млн т.

Общее понижение ведения горных работ и связанные с глубокими шахтами осложнения потребовали интенсификации и концентрации отработки блоков и залежей, применения высокопроизводительных систем разработки с массовой отбойкой руды скважинными зарядами ВВ, перехода на циклично-поточные и поточные технологии подземной добычи. Важнейшим сдерживающим фактором при этом являлось наличие зависаний выпускаемой крупнокусковой горной массы.



Рис. 2. Вибрационный питатель ВПР-4М в шахте при добыче урановой руды

Fig. 2. Vibrating feeder VPR-4M in the mine during extraction of uranium ore

Для ликвидации этого отрицательного эффекта и для интенсификации процесса в целом разработана и исследована оригинальная схема вибрационных секционированных питателей, позволяющих расширить зону воздействия вибрации на выпускаемый материал и превратить выпускное отверстие в выпускную щель, значительно превышающую максимальные размеры отдельных кусков выпускаемого материала. Новый метод секционирования использован в конструкциях вибрационных питателей малогабаритных типа ПВМ и питателей вибрационных секционированных типа ПВС.

Применение секционированных вибропитателей и комплексов, по сравнению с обычными машинами, позволило снизить объем горнопроходческих работ и потери руды в днищах блоков, увеличить производительность и надежность процесса за счет снижения в 25...60 раз количества зависаний без дополнительных энергетических затрат.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Разработке вибрационных машин и комплексов способствовало следующее.

Во-первых, правильный выбор структурной схемы и использование новых методов динамических расчетов 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 энергоемкой частоты вынужденных колебаний 15,5...17,5 Гц.

Во-вторых, использование оригинальных и высоконадежных 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 надежность упругой подвески питателя, работающего в условиях экстремальных динамических нагрузок, вызываемых ведением взрывных работ по отбойке, ликвидации завесаний 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. 3), изготавливались из традиционных марки резин типа 2959 и новых, специально разработанных марок. Для изготовления буферных элементов и элементов упругой подвески машин использовалась резина 2959; для элементов подвески и поддерживающих элементов – 51-1562. Для упругой подвески вибропитателей и комплексов были разработаны также резиновые цилиндрические элементы.

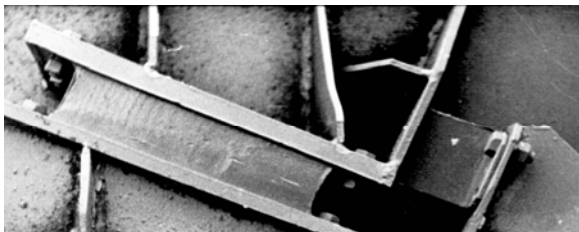


Рис. 3. Упругая подвеска вибропитателя ВПР-4М

Fig. 3. Elastic Suspension of vibrating feeder VPR-4M

В-третьих, применение оригинального двухвального вибровозбудителя позволило более рационально использовать энергию привода и повысить 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 трудоемких и опасных процессов добычи 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 завесаний крупнокускового материала; применение секционированных питателей снижает количество завесаний 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.

Цель

Целью данной работы является поиск новых, более совершенных методов расчета динамических характеристик вибромашин с учетом свойств резины, как амортизационного материала.

Методика

Рассмотрим динамику вибрационного питателя типа ВПР с инерционным приводом, упругая система которого включает элементы сдвига типа БРМ и буферные амортизаторы, как показано на рис. 3. Такая колебательная система имеет кусочно-линейную характеристику восстанавливающей силы упругих связей за счет постановки резиновых буферов с некоторым зазором e , рис. 4.

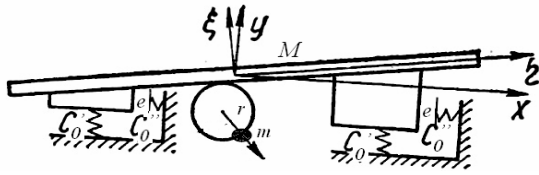


Рис. 4. Кинематическая схема вибропитателя с круговым направлением вынуждающей силы:

M – масса грузонесущего органа машины, C_0' и C_0'' – приведенная динамическая жесткость основных упругих связей и буферов соответственно; m – масса неуравновешенных грузов вибратора, отнесенных на расстояние r от оси; e – зазор установки буферов

Fig. 4. Kinematic scheme of vibrating feeder with a circular direction of the driving force:

M – is the weight of the vehicle's load bearing body, C_0' and C_0'' the reduced dynamic stiffness of the main elastic bonds and buffers, respectively, m – the mass of the unbalanced loads of the vibrator, spaced by a distance r from the axis; e – buffer clearance

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

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

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

$$U(x) = \begin{cases} C_0' x & \rightarrow -e \leq x \leq e; \\ C_0'' x + (C_0' - C_0'') e & \rightarrow x > e; \\ C_0'' x - (C_0' - C_0'') e & \rightarrow x < -e. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь M – масса грузонесущего органа машины, C_0' и C_0'' – приведенная динамическая жесткость основных упругих связей и буферов соответственно, m – масса неуравновешенных

грузов вибратора, отнесенных на расстояние r от оси.

Согласно принципу Вольтера [8], для учета упруго-наследственных свойств материала связей в уравнении (1) следует заменить мгновенные жесткости операторами

$$C_t' = C_0' \left[1 - \chi \dot{Y}_\alpha(-\beta) \right];$$

$$C_t'' = C_0'' \left[1 - \chi \dot{Y}_\alpha(-\beta) \right].$$

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

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

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

Тогда для коэффициента диссипации энергии и модуля упругости получим

$$\psi = \frac{S}{S_0} = 2\pi B;$$

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

где

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

$$B = \frac{\chi\omega^k \sin \delta}{\omega^{2k} + 2\beta\omega^k \cos \delta + \beta^2};$$

$$-1 < \alpha < 0; \quad k = 1 + \alpha; \quad \frac{\chi}{\beta} = \lambda;$$

$$\beta = t_0^{-k}; \quad \delta = 0, 5\pi k.$$

Здесь t_0 – обобщенное 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 , то есть полная энергия при идеальной упругости материала.

Соотношения (2) справедливы в случае применения произвольных ядер типа замкнуто-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

го цикла и могут быть использованы для определения зависимостей $A(\omega)$ и $B(\omega)$.

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

$$\lambda = \frac{G_0 - G_\infty}{G_0}; \quad \alpha = 1 - \frac{4}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{\Psi_{\max}}{\pi \lambda}; \quad (3)$$

$$t_0 = [\omega(\Psi_{\max})]^{-1},$$

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 (3) 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

$$M\ddot{x} + C_t''x + (C_t' - C_t'')f(x) = P \sin \omega t, \quad (4)$$

где

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

В первом приближении решение уравнения (4) имеет вид

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

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

$$Ma\omega^2 \pm \sqrt{P^2 - \chi^2 B^2 F^2} = F(1 - \chi A), \quad (5)$$

где

$$F = \frac{2}{\pi} \int_0^\pi U(a \sin \eta_1) \sin \eta_1 d\eta_1 =$$

$$= \frac{a}{\pi} [\pi C_0'' + (C_0' - C_0'')(2\eta_0 + \sin 2\eta_0)]; \quad (6)$$

$$\eta_1 = \omega t; \quad \eta_0 = \arcsin \frac{e}{a}. \quad (7)$$

В уравнениях (5)–(7) величины жесткостей упругих связей C_0' и C_0'' , а также реологические параметры A и B могут зависеть от температуры нагрева резины.

Результаты

На графике (рис. 5) показана амплитудно-частотная характеристика, рассчитанная по формуле (5) при следующих параметрах колебательной системы: $M = 2\,000$ кг; $C_0' = 1$ МН/м; $C_0'' = 20$ МН/м; $G_0 = 1$ МН/м; $e = 0,005$ м.

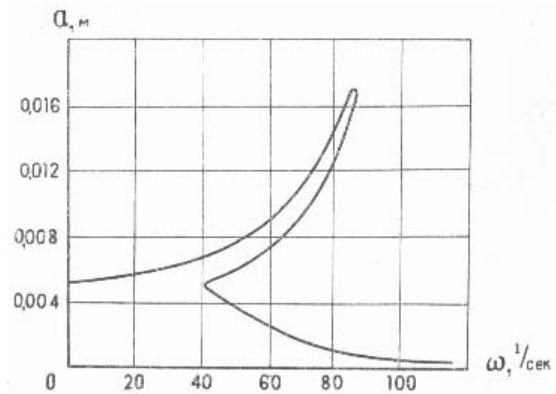


Рис. 5. Резонансная кривая нелинейной одномассной системы с упругим приводом

Fig. 5. Resonance curve of nonlinear one-mass system with elastic drive

Научная новизна и практическая значимость

Усовершенствована методика определения демпфирующих характеристик резинометаллических изделий и амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем путем введения в алгоритм расчета зависимостей, учитывающих упруго-наследственные свойства резин. Использование интегро-операторного метода с применением дробно-экспоненциальных ядер релаксации обеспечит повышение точности расчетов демпфирующих параметров резинометаллических изделий и амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем и даст возможность еще больше оптимизировать режимы работы вибрационного оборудования.

Выводы

Таким образом, интегро-операторный метод в случае применения дробно-экспоненциальных ядер релаксации обеспечивает доста-

точно полное описание демпфирующих параметров резинометаллических изделий и одновременно является эффективным средством расчета амплитудно-частотных характеристик нелинейных колебательных систем.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Калганков, Є. В. Теоретичне та експериментальне дослідження довговічності гумової футеровки / Є. В. Калганков, І. М. Цаніди // Геотехнічна механіка : міжвідом. зб. наук. пр. / Ін-т геотехн. механіки НАН України. – Дніпропетровськ, 2014. – Вип. 116. – С. 180–185.
2. Козуб, Ю. Г. Нелинейное деформирование многослойных резинометаллических амортизаторов / Ю. Г. Козуб, Г. А. Козуб / Геотехническая механика : межведом. сб. науч. тр. / Ин-т геотехн. механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2015. – Вып. 121. – С. 127–139.
3. Определение временных характеристик резиновых элементов машин с учётом развивающейся поврежденности / А. С. Кобец, С. П. Сокол, Т. Е. Твердохлеб [и др.] // Геотехническая механика : межведом. сб. науч. тр. / Ин-т геотехн. механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2014. – Вып. 116. – С. 104–111.
4. Пат. 108758 Україна, МПК F 16 F 15/00, F 16 F 1/36. Буферний віброізолятор гірничого віброживильника ; заявник та патентовласник Дирда В. І., Пухальський В. М., Калганков Є. В., Лисиця М. І., Черний О. А. – № u201601664 ; заявл. 22.02.2016 ; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14. – 2 с.
5. Прикладная механика упруго-наследственных сред : в 3 т. / А. Ф. Булат, В. И. Дырда, В. Г. Карнаухов [и др.]. – Киев : Наук. думка, 2011–2014. – Т. 1–3.
6. Работнов, Ю. Н. Ползучесть элементов конструкций / Ю. Н. Работнов. – Москва : Наука, 1966. – 752 с.
7. Работнов, Ю. Н. Элементы наследственной механики твердых тел / Ю. Н. Работнов. – Москва : Наука, 1977. – 384 с.
8. Разработка и широкое промышленное внедрение вибрационных машин и комплексов выпуска и доставки урановых руд при подземной добыче / А. Ф. Булат, В. И. Дырда, В. Н. Пухальский [и др.] // Геотехническая механика : межведом. сб. науч. тр. / Ин-т геотехн. механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2015. – Вып. 121. – С. 12–21.
9. Расчет долговечности резиновых буферных амортизаторов тяжёлых горных вибропитателей / В. Н. Пухальский, Н. И. Лисица, Т. Е. Твердохлеб [и др.] // Геотехническая механика : межведом. сб. науч. тр. / Ин-т геотехн. механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2014. – Вып. 116. – С. 143–157.
10. Суглобов, В. В. Обоснование центрирующей способности новой конструкции барабанов ленточного конвейера / В. В. Суглобов, С. В. Ракша, П. А. Гринько // Наука та прогрес транспорту. – 2016. – № 1 (61). – С. 158–168. doi: 10.15802/stp2016/61039.
11. Экспериментальные исследования реологии резин / М. А. Дорохов, Г. Н. Агальцов, А. В. Новикова [и др.] // Геотехническая механика : межведом. сб. науч. тр. / Ин-т геотехн. механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2015. – Вып. 121. – С. 207–214.
12. Gonca, V. Analytical and Experimental Research of Compressive Stiffness for Laminated Elastomeric Structures / V. Gonca, S. Polukoshko, A. Boyko // Procedia Engineering. – 2014. – Vol. 69. – P. 1388–1396. doi: 10.1016/j.proeng.2014.03.133.
13. Gonca, V. Projecting elastomeric shock absorbers with moving side stop [Электронный ресурс] / V. Gonca, J. Shvab, S. Noskov // 8th Intern. Daaam Baltic Conf. «Industrial Engineering» (19.04–21.04.2012). – Tallinn, Estonia, 2012. – P. 39–44. – Режим доступа: <http://innomet.ttu.ee/daaam12/proceedings/pdf/Gonca.pdf>. – Загл. с экрана. – Проверено : 16.01.2017.
14. Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results [Электронный ресурс] / Ž. V. Despotović, D. Urukalo, M. R. Lečić, A. Čosić // Applied Mathematical Modelling. – 2017. – Vol. 41. – P. 1–24. – Режим доступа: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0307904X16304802>. – Загл. с экрана. – Проверено : 13.03.2017.
15. Study of The Stress-Strain State of The Shaking Conveyor Mechanism [Электронный ресурс] / A. Zhauyt, S. Mederbekkyzy, Y. Akimbek [et al.] // IOSR J. of Engineering (IOSRJEN). – 2016. – Vol. 06. – Iss. 10. – P. 53–60. – Режим доступа: http://portal.kazntu.kz/files/publicate/2016-10-19-13030_0.pdf. – Загл. с экрана. – Проверено : 13.03.2017.

В. І. ДИРДА¹, Ю. М. ОВЧАРЕНКО², С. В. РАКША³, О. А. ЧЕРНІЙ^{4*}

¹Інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України, вул. Сімферопольська, 2а, Дніпро, Україна, тел. +38 (056) 246 01 51, +38 (056) 370 26 97, ел. пошта vita.igtm@gmail.com, ORCID 0000-0001-7961-1442

²Каф. «Надійність і ремонт машин», Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, вул. С. Єфремова, 25, Дніпро, Україна, 49600, тел. +38 (056) 713 51 39, ел. пошта ovcharenko.yu.m@dsau.dp.ua, ORCID 0000-0002-4306-4704

³Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (0562) 47 15 18, ел. пошта raksha@ukr.net, ORCID 0000-0002-4118-1341

^{4*}Каф. «Надійність і ремонт машин», Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, вул. С. Єфремова, 25, Дніпро, Україна, 49600, тел. +38 (067) 942 54 35, ел. пошта sanek20.1984@gmail.com, ORCID 0000-0003-0691-5829

ДИНАМІКА ВІБРОЖИВИЛЬНИКІВ ІЗ НЕЛІНІЙНОЮ ПРУЖНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ

Мета. Умовою безперебійної та ефективної роботи кожної технологічної лінії є використання транспортуючих машин із високими технічними характеристиками. Добре себе зарекомендували на практиці конструкції машин для транспортування, які використовують у процесі роботи вібрацію. Використання віброустановок вимагає оптимізації режимів їх роботи. У вигляді пружної ланки все більше використовують гумо-металеві елементи, що характеризуються нелінійністю демпфуючих властивостей. Тому в роботі необхідно зробити пошук нових, більш сучасних методів розрахунку динамічних характеристик вібромашин із урахуванням властивостей гуми як амортизаційного матеріалу. **Методика.** Розглянуто динаміку вібраційної машини, яка має в якості пружних ланок гумометалеві блоки та буферні амортизатори, що обмежують амплітуду коливань робочого органу. Запропонований метод визначення амплітудно-частотної характеристики віброживильника базується на принципі Вольтера, який при розрахунках демпфуючих властивостей амортизаторів надасть змогу враховувати пружно-спадкові властивості гуми. При корегуванні динамічних жорсткостей основних пружних зв'язків і буферів віброживильника, використовуючи принцип спадковості властивостей гуми, визначають залежність амплітуди коливань робочого органу машини. Такий метод отримав назву «інтегро-операторний» із використанням дробово-експоненціальних ядер релаксації. **Результати.** Використовуючи виведену формулу визначення амплітуди, побудовано резонансну криву нелінійної одномасної системи. Встановлено, що використання запропонованої методики розрахунку забезпечить достатньо повний опис демпфуючих параметрів гумометалевих виробів й одночасно являтиметься ефективним засобом розрахунку амплітудно-частотних характеристик нелінійних коливальних систем. **Наукова новизна.** Авторами вдосконалена методика визначення демпфуючих характеристик гумометалевих виробів та амплітудно-частотних характеристик нелінійних коливальних систем шляхом введення в алгоритм розрахунку залежностей, що враховують пружно-спадкові властивості гуми. **Практична значимість.** Використання інтегро-операторного метода з застосуванням дробово-експоненціальних ядер релаксації забезпечить підвищення точності розрахунків демпфуючих параметрів гумометалевих виробів і амплітудно-частотних характеристик нелінійних коливальних систем та надасть можливість ще більше оптимізувати режими роботи вібраційного обладнання. Виготовлені з урахуванням принципу спадковості властивостей гуми гумометалеві блоки для пружної підвіски віброживильника виключать вірогідність обмеження продуктивності технологічної лінії у зв'язку з низькою довговічністю деталей підвіски живильника.

Ключові слова: гирничі машини; еластомірні елементи; методи розрахунку; пружно-спадкові середовища

V. I. DYRDA¹, Y. N. OVCHARENKO², S. V. RAKSHA³, A. A. CHERNII^{4*}¹M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the NAS of Ukraine, Simferopolska St., 2a, Dnipro, Ukraine, 49000, tel. +38 (056) 246 01 51, +38 (056) 370 26 97, e-mail vita.igtm@gmail.com, ORCID 0000-0001-7961-1442²Dep. «Reliability and Repair of Machines», Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University, S. Yefremov St., 25, Dnipro, Ukraine, 49600, tel. +38 (056) 713 51 39, e-mail ovcharenko.yu.m@dsau.dp.ua, ORCID 0000-0002-4306-4704³Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (0562) 47 15 18, e-mail raksha@ukr.net, ORCID 0000-0002-4118-1341^{4*}Dep. «Reliability and Repair of Machines», Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University, S. Yefremov St., 25, Dnipro, Ukraine, 49600, tel. +38 (067) 942 54 35, e-mail sanek20.1984@gmail.com, ORCID 0000-0003-0691-5829

DYNAMICS OF VIBRATION FEEDERS WITH A NONLINEAR ELASTIC CHARACTERISTIC

Purpose. Subject to the smooth and efficient operation of each production line, is the use of vehicles transporting high specification. It worked well in practice for transporting construction machines, which are used during the vibration. The use of vibration machines requires optimization of their operation modes. In the form of elastic link in them are increasingly using rubber-metallic elements, which are characterized by nonlinear damping properties. So it is necessary to search for new, more modern, methods of calculation of dynamic characteristics of the vibration machines on the properties of rubber as a cushioning material. **Methodology.** The dynamics of vibration machine that is as elastic rubber block units and buffer shock absorbers limiting the amplitude of the vibrations of the working body. The method of determining amplitude-frequency characteristics of the vibrating feeder is based on the principle of Voltaire, who in the calculations of the damping properties of the dampers will allow for elastic-hereditary properties of rubber. When adjusting the basic dynamic stiffness of the elastic ties and vibratory buffers, using the principle of heredity rubber properties, determine the dependence of the amplitude of the working body of the machine vibrations. This method is called integro-operator using the fractional-exponential kernels of relaxation. **Findings.** Using the derived formula for determining the amplitude of the resonance curve is constructed one-mass nonlinear system. It is established that the use of the proposed method of calculation will provide a sufficiently complete description of the damping parameters of rubber-metallic elements and at the same time be an effective means of calculating the amplitude-frequency characteristics of nonlinear vibration systems. **Originality.** The authors improved method of determining damping characteristics of rubber-metallic elements and the amplitude-frequency characteristics of nonlinear oscillatory systems by introducing the calculation algorithm of dependency, taking account of elastic-hereditary properties of rubber. **Practical value.** The use of integro-operator method with the use of fractional-exponential kernels of relaxation, thereby increasing the accuracy of the calculations of the damping parameters of rubber goods and the amplitude-frequency characteristics of nonlinear oscillatory systems and provide an opportunity to further optimize operation modes of vibratory equipment. Made with regard to the principle of heredity properties of rubber, rubber-elastic suspension units for vibratory feeder exclude the probability limit line speed in the low durability of suspension parts feeder.

Keywords: mining machines; elastomeric elements; methods for calculating; elastic-hereditary media

REFERENCES

1. Kalgankov, Y. V., & Tsanidy, I. N. (2014). Theoretical and experimental studies of rubber linings durability. *Geo-Technical Mechanics*, 116, 180-185.
2. Kozub, Y. G., & Kozub, G. A. (2015). Nonlinear deformation of multilayer rubber-metal shock-absorbers. *Geo-Technical Mechanics*, 121, 127-139.
3. Kobets, A. S., Sokol, S. P., Tverdokhle, T. Y., Tolstenko, A. V., Kolbasin, V. A., & Cherniy, A. A. (2014). Determination of time characteristics for rubber elements of machines with taking into account developing damages. *Geo-Technical Mechanics*, 116, 104-111.
4. Dyrda, V. I., Puhalskiy, V. H., Kalgankov, Y. V., Lisitsa, N. I., & Chernii, A. A. (2016). *UA Patent No.108758*. Ukrainskyi instytut intelektualnoi vlasnosti (Ukrpatent). Retrieved from http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&dbname=inv&lang=eng&chapter=biblio&sortby=_
5. Bulat, A. F., Dyrda, V. I., Karnaukhov, V. G., Zvyagil'skiy, Y. L., & Kobets, A. S. (2011-2014). *Prikladnaya mekhanika uprugo-nasledstvennykh sred* (Vol. 1-3). Kyiv: Naukova dumka.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

6. Rabortnov, Y. N. (1966). *Polzuchest elementov konstruksiy*. Moscow: Nauka.
7. Rabortnov, Y. N. (1977). *Elementy nasledstvennoy mekhaniki tverdykh tel*. Moscow: Nauka.
8. Bulat, A. F., Dyrda, V. I., Puhalskiy, V. H., Lisitsa, N. I., Chernii, A. A., & Zabolotnaya, E. Y. (2015). The development and widespread industrial implementation of vibrating machines and complexes of manufacture and delivery of uranium ore while underground mining. *Geo-Technical Mechanics*, 121, 12-21.
9. Puhalskiy, V. H., Lisitsa, N. I., Tverdokhle, T. E., Zabolotnaya, E. Y., & Cherniy, A. A. (2014). Calculation of durability of rubber buffer shock absorber in heavy mining vibratory feeders. *Geo-Technical Mechanics*, 116, 143-157.
10. Suglobov, V. V., Raksha, S. V., & Hryenko, P. A. (2016). Rationale for centering capacity of redesigned belt conveyor drums. *Science and Transport Progress*, 1(61), 158-168. doi: 10.15802/stp2016/61039
11. Dorokhov, M. A., Agaltsov, G. N., Novikova, A. V., Kalgankov, Y. V., Tsanidy, I. N., Cherniy, A. A., & Lutsenko, S. N. (2015). Experimental research of rubber rheology. *Geo-Technical Mechanics*, 121, 207-214.
12. Gonca, V., Polukoshko, S., & Boyko, A. (2014). Analytical and Experimental Research of Compressive Stiffness for Laminated Elastomeric Structures. *Procedia Engineering*, 69, 1388-1396. doi: 10.1016/j.proeng.2014.03.133
13. Gonca, V., Shvab, J., & Noskov, S. (2012). Projecting elastomeric shock absorbers with moving side stop. *Proceedings of the 8th International DAAAM Baltic Conference "INDUSTRIAL ENGINEERING", April 19-21, 2012, Tallinn, Estonia*. Retrieved from <http://innomet.ttu.ee/daaam12/proceedings/pdf/Gonca.pdf>
14. Despotović, Ž. V., Urukalo, D., Lečić, M. R., & Čosić, A. (2017). Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results. *Applied Mathematical Modelling*, 41, 1-24. doi: 10.1016/j.apm.2016.09.010
15. Zhauyt, A., Mederbekkyzy, S., Akimbek, Y., Narzulloyev, N., & Boribekov, K. (2016). Study of The Stress-Strain State of The Shaking Conveyor Mechanism. *IOSR Journal of Engineering*, 06(10), 53-60. Retrieved from http://portal.kazntu.kz/files/publicate/2016-10-19-13030_0.pdf

Статья рекомендована к публикации к.т.н., доц. К. Ц. Главацким (Украина); д.т.н., проф. В. И. Самуся (Украина)

Поступила в редколлегию: 08.12.2016

Принята к печати: 02.03.2017