

В.И. Дырда, д-р техн. наук, профессор
(ИГТМ НАН Украины),
В.Н. Пухальский, канд. техн. наук
(ВостГОК),
Н.И. Лисица, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
Е.Ю. Заболотная, инженер
(ИГТМ НАН Украины)

НЕКОТОРЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ВЫПУСКА И ДОСТАВКИ РУДЫ*

Аннотация. В работе рассматриваются вопросы повышения эффективности работы горных питателей (увеличение производительности, уменьшение энергоёмкости) для выпуска и доставки руды за счёт конструктивных усовершенствований привода.

Ключевые слова: вибропитатель, производительность, инерционный вибровозбудитель, буферный виброизолятор, энергоёмкость

V.I. Dyrda, D. Sc. (Tech.), Professor
(IGTM NAS of Ukraine),
V.N. Pukhalsky, Ph. D. (Tech.)
(Eastern Mining and Processing Plant),
N.I. Lisitsa, Ph. D. (Tech.), Senior Researcher,
E.Yu. Zabolotnaya, Engineer, First Category Engineer
(IGTM NAS of Ukraine)

SOME WAYS TO IMPROVE VIBRATORY FEEDERS PERFORMANCE FOR RELEASE AND DELIVERY OF ORE

Abstract. The problems of enhancing the effectiveness of mining feeders (higher performance, lower energy intensity) for the production and delivery of ore due to drive design improvements are considered in the paper.

Keywords: vibrating feeder, performance inertial vibration exciter, buffer isolator, energy intensity

Подземная разработка рудных месторождений характеризуется ухудшением горно-геологических и горнотехнических условий эксплуатации, снижением качества полезных ископаемых, переходом на большие глубины. Компенсировать влияние этих факторов можно за счёт повышения продуктивности используемого оборудования и усовершенствования технологических процессов. Основой технологического процесса подземной добычи урановых руд является выпуск отбитой горной массы из очистного пространства и её загрузка в транспортные средства. Процесс выпуска и загрузки занимает до 60 % всех затрат по системе добычи, а травматизм горных рабочих при этом достигает 50-60 % от общего количества при подземных горных работах [1].

На рисунке 1 приведены результаты исследований потребляемой мощности для различных типов питателей при выпуске и погрузке сыпучего материала из бункеров в зависимости от производительности пункта погрузки.

Анализ приведенных зависимостей показал, что затраты мощности на выпуск и погрузку одномассным вибрационным питателем минимальные по сравнению с пластинчатым, ленточным и другими видами питателей. Эти данные полу-

@ Дырда В.И., Пухальский В.Н., Лисица Н.И., Заболотная Е.Ю.

*В разное время в работе принимали участие Поддубный И.К., Финогеев В.И. и др.

чены для непрерывной работы механизма погрузки, что неприемлемо в подземных условиях при погрузке руды в шахтные вагонетки, т.е. не учтены затраты на запуск каждого типа питателя на погрузку одной вагонетки, при которой эффективность работы вибрационной машины наиболее ярко выражена.

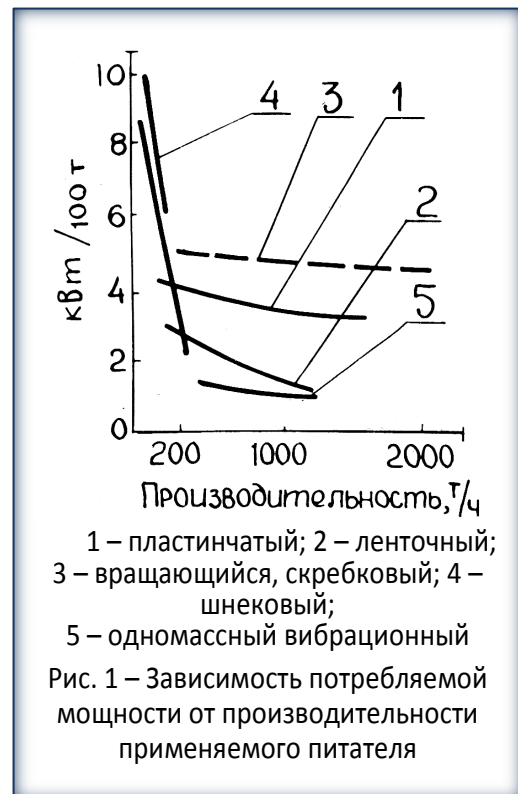
Увеличение продуктивности выпуска руды может быть решено за счёт использования вибрационной техники, которая интенсивно воздействует на горную массу, снижает энергоёмкость выпуска и количество зависаний, обеспечивает интенсификацию ведения горных работ. Для обеспечения эффективной работы вибрационных машин в таких условиях необходимо чтобы их параметры отвечали условиям эксплуатации.

В Украине, странах СНГ, развитых странах зарубежья разрабатываются и выпускается достаточно большое количество вибрационных машин различного технологического назначения. Изучение опыта создания вибрационного оборудования фирм «Binder», «Schenck», «Humboldt» (Германия), «Ameko», «Sinex», «Komesso» (Франция), «Grantham» (Англия) показало, что оно применяется, в основном, для переработки горной массы на поверхности. Фирмами «Karl-4», «Michelstadt» разработаны конструкции вибропитателей с пневмоприводом, которые применяются как промежуточное звено между погрузчиком и ленточным конвейером. Такие питатели для выпуска руды из дучек не рассчитаны. Вообще, опыт эксплуатации питателей в стеснённых подземных условиях за рубежом практически отсутствует.

В Украине и странах СНГ накоплен достаточный опыт применения вибрационной техники в подземных условиях. Имеющиеся конструкции отличаются значительным диапазоном параметров, кинематическими и динамическими схемами, но не всегда отвечают требованиям обеспечения интенсификации процесса выпуска руды, экономичности и надёжности [2].

В данной работе рассмотрены вопросы повышения эффективности работы горных вибропитателей за счёт конструктивных усовершенствований их привода.

В качестве привода вибропитателей применяются двухвальные инерционные вибровозбудители с направленной вынуждающей силой, которые вначале использовались в варианте «самобаланс». Поскольку вынуждающая сила этих вибровозбудителей перпендикулярна межосевой линии дебалансных валов, то для получения колебаний рабочего органа под углом α к горизонту такие вибраторы закреплялись на лотке под углом $\pi/2 - \alpha$ с применением дополнительных металлоконструкций. Это приводило к увеличению габаритов и металлоёмкости питателя, что противоречит требованиям подземной добычи. В связи с этим самобалансные вибровозбудители были заменены на вибровозбудители, позволяю-



щие расположить плоскость валов параллельно днищу рабочего органа и тем самым снизить габариты и металлоёмкость питателя.

При вращении смещённые дебалансы двухвального вибровозбудителя кроме направленной вынуждающей силы создают крутящий момент, значение которого определяется зависимостью

$$M_{кр} = \frac{P(t)}{2} \rho_1 \cos \alpha, \quad (1)$$

где ρ_1 – расстояние между валами вибровозбудителя.

Крутящий момент, действуя на рабочий орган питателя, вызывает его угловые колебания, определяемые по формуле

$$\varphi = M_{кр} \cos \omega t / J \omega^2 (2 - \omega_1^2 / \omega^2), \quad (2)$$

где J – момент инерции рабочего органа питателя;

ω_1 – частота собственных угловых колебаний рабочего органа питателя на упругих опорах.

Угловые перемещения искажают плоскопараллельное движение рабочего органа, искажая его колебания в вертикальной плоскости, амплитуда которых в этом случае имеет вид

$$A_s = \frac{P \sin \omega t \sin \alpha}{m_k \omega^2 (1 - \omega_1^2 / \omega^2)} + \frac{M_k \cos \omega t}{J \omega^2 (1 - \omega_1^2 / \omega^2)} x_0. \quad (3)$$

Из зависимости (3) видно, что воздействие момента приводит к возникновению галопирования рабочего органа. Кроме того, поскольку движение (3) представляет собой суперпозицию чётной и нечётной гармонических функций, то можно предположить, что изменение направления вращения дебалансных масс будет изменять характер галопирования, а, следовательно, и условия транспортирования.

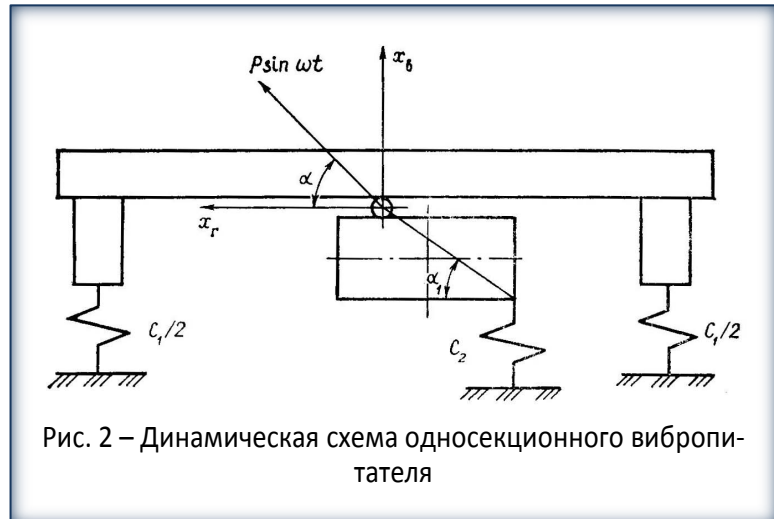
Для определения влияния момента на производительность транспортирования на вибропитателе ПВГ-1,0/2,2 проведены сравнительные испытания различных типов вибровозбудителей: самобалансного и дебалансного. Направление и точка приложения вынуждающей силы в обоих случаях оставались постоянными. Установлено, что изменение направления вращения валов самобалансного вибровозбудителя не влияет на производительность питателя, в то время как изменение направления вращения дебалансного вибровозбудителя существенно влияет на производительность. Так, при одном направлении вращения, принятом нами за положительное, производительность питателя была на (30-35) % выше, чем при противоположном, и на (15-18) % больше, чем при самобалансном.

Таким образом, отличительной особенностью дебалансных вибровозбудителей по сравнению с самобалансными является их способность одновременно генерировать два вида гармонических усилий: силу и момент. Благодаря этому они оказывают на рабочий орган более интенсивное силовое воздействие и изменяют производительность питателя. Однако влиянием на производительность транспортирования воздействие момента на рабочий орган не ограничивается. При традиционном жёстком креплении вибровозбудителя воздействие момента приводит к увеличению динамических напряжений в рабочем органе и снижению надёжности. В связи с этим разработано подвижное крепление вибровозбудите-

лей при помощи шарнира, которое не только позволяет исключить воздействие момента на рабочий орган и снизить динамические нагрузки, но и создаёт предпосылки для рационального использования этого момента с целью увеличения вибрационного воздействия на рабочий орган и повышения параметров его колебаний. В связи с этим было предложено два способа рационального использования момента дебалансного вибровозбудителя.

Первый способ предполагает использование момента для улучшения параметров колебаний рабочего органа [3]. Динамическая схема такого вибропитателя приведена на рис. 2. В этом случае вибровозбудитель шарнирно закрепляется на днище лотка, а его свободный конец опирается на раму питателя. При этом для снижения динамических нагрузок на опорные конструкции питателя в качестве опоры для свободного конца вибровозбудителя использован резинометаллический элемент. Такая установка вибровозбудителя позволяет передать рабочему органу дополнительное усилие F , действующее в точке крепления шарнира и смещённое по фазе относительно возмущающей силы на угол $\pi/2$.

Второй способ использования энергии момента заключается в том, чтобы использовать инерционный двухвальный дебалансный вибровозбудитель в качестве привода двухсекционной вибротранспортирующей установки [4]. Для этого вибровозбудитель шарнирно закрепляется на первой секции и имеет связь со второй через передающее звено. Простейшей конструкцией передающего звена может быть шарнирно-рычажный механизм. В этом



случае вибровозбудитель своей вынуждающей силой будет воздействовать на первую секцию, а колебания второй секции будут возбуждаться его моментом.

Анализ рассматриваемых конструкций вибропитателей показал, что применение шарнирного крепления дебалансного вибровозбудителя и использование его момента позволяют разработать принципиально новые схемы вибротранспортирующих машин, главное отличие которых состоит в существенном изменении структуры колебательной системы.

При изучении динамики рассматриваемых конструкций вибропитателей установлено [4], что они, несмотря на многомассовую структуру их колебательных систем, сохраняют свойства одномассных машин. Наиболее ярко это свойство проявляется для вибропитателя, выполненного по односекционной схеме. Анализ амплитудно-частотной характеристики этого питателя показал, что второй резонанс практически не влияет на амплитуды рабочего органа и вибропривода. В этом случае колебания односекционного питателя определяются зависимостями

$$x_2 = A_2 \sin \omega t; \quad x_8 = A_8 \sin(\omega t + \beta_1); \quad \varphi_8 = A_8 \cos(\omega t + \beta_2) \quad (4)$$

где $A_2 = \frac{P}{m_k \omega^2 (1 - \omega_2^2 / \omega^2)}$; $A_8 = \sqrt{\frac{P^2 \sin^2 \alpha \Delta_{1a}^2 + M^2 \Delta_{1e}^2}{m_k^2 \Delta^2}}$;
 $A_\varphi = \sqrt{\frac{P_1 \sin^2 \alpha \Delta_{2a}^2 + M^2 \Delta_{2e}^2}{\Delta^2}}$; $\beta_1 = \text{arctg} \frac{M \Delta_{1e}}{P_1 \sin \alpha \Delta_{1a}}$;
 $\beta_2 = \text{arctg} (P \sin \alpha \Delta_{2a} / M \Delta_{2e})$;

φ_8 – угол поворота вибровозбудителя относительно шарнира при колебаниях;

$\Delta_{1a}, \Delta_{2a}, \Delta_{2e}, \Delta_{1e}$ и Δ – соответственно миноры и определитель системы уравнений, определяющих вынужденные колебания питателя.

Сложение перемещений лотка x_2 и x_8 показывает, что в случае шарнирного крепления вибровозбудителя рабочий орган описывает эллиптическую траекторию, уравнение которой имеет вид

$$\frac{u^2}{A_8^2 \sin^2 \beta_1} + \frac{v^2}{A_8^2 \cos^2 \beta_1 + A_2^2} = 1, \tag{5}$$

где u и v – неподвижные оси координат, начало которых связано с центром масс рабочего органа.

Угол наклона большей полуоси эллипса относительно горизонта определяется из соотношения

$$\theta = \text{arctg} \frac{A_8 \cos \beta_1}{A_2}. \tag{6}$$

Благодаря наличию момента дебалансные вибровозбудители осуществляют более полное использование энергии вращения дебалансов. В качестве критерия для оценки эффективности инерционных вибровозбудителей предложено использовать коэффициент

$$h = E_p / E_n, \tag{7}$$

где E_p – энергия, реализуемая вибровозбудителем;
 E_n – энергия, подводимая к вибровозбудителю.

Реализуемая энергия – это энергия, сообщаемая рабочему органу для поддержания его колебаний в заданном режиме. Её значение определяется по известной формуле

$$E_p = 4 \int_0^{\pi/2\omega} P'' x dt, \tag{8}$$

где x – скорость движения рабочего органа.

Энергия, подводимая к вибровозбудителю, определяется из условия, что мощность N_∂ , подводимая к колебательной системе в установившемся режиме колебаний, должна быть не ниже амплитудного значения мгновенной мощности системы, т. е.

$$N_c = N_\partial = P'' x. \tag{9}$$

Известно, что мощность, поступающая от электродвигателя на вал вибровозбудителя, имеет постоянное во времени значение и представлена крутящим моментом и скоростью вращения вала. Поэтому энергия, подводимая к вибровозбудителю за один период колебаний, имеет вид

$$E_n = N_0 2\pi / \omega = P'' \times 2\pi / \omega. \quad (10)$$

Применительно к самобалансному вибровозбудителю значения реализуемой и подводимой энергий соответственно запишем

$$E_p = \frac{2P^2}{m_k \omega^2 (1 - \omega_0^2 / \omega^2)}; \quad E_n = \frac{\pi P^2}{m_k \omega^2 (1 - \omega_0^2 / \omega^2)}. \quad (11)$$

Тогда коэффициент эффективности работы самобалансного вибровозбудителя

$$\eta_{сб} = E_p / E_n = 2 / \pi. \quad (12)$$

Из приведенной формулы следует, что самобалансные вибровозбудители могут реализовать только около 64 % подводимой к ним энергии. Кроме того, для этих вибровозбудителей коэффициент η есть величина постоянная. Следовательно, путей повышения его нет.

Для дебалансного вибровозбудителя значения подводимой и реализуемой энергий определяются из выражений

$$E_p = \sum_{i=1}^{n_0} \int_0^T P'' \dot{q}_i dt + \sum_{k=1}^{m_0} \int_0^T M'' \dot{q}_k dt; \quad (13)$$

$$E_n = \left(\sum_{i=1}^{n_0} P'' \dot{q}_i + \sum_{k=1}^{m_0} M'' \dot{q}_k \right) T, \quad (14)$$

где \dot{q}_i и \dot{q}_k – обобщённые скорости движения колеблющихся масс питателя.

Исследования показали, что коэффициент эффективности дебалансного вибровозбудителя зависит как от способа использования момента, так и от параметров колебательной системы, а его величина достигает значения $\eta = 0,9-0,95$.

Таким образом, шарнирное крепление является эффективным способом реализации момента дебалансного вибровозбудителя, что позволяет значительно повысить эффективность работы вибропривода за счёт более полной реализации подводимой энергии в колебания, а также получить более эффективные эллиптические колебания рабочего органа и повысить производительность питателя. Эти выводы были подтверждены результатами промышленных испытаний опытного образца вибропитателя с шарнирным креплением вибровозбудителя.

Для увеличения грузонесущей способности и надёжности упругой подвески горных питателей предложено использовать буферные амортизаторы сжатия, устанавливаемые по направлению действия вынуждающей силы с зазором δ по отношению к колеблющемуся рабочему органу. Зазор выбирается из условия $A_1 < \delta < A_{1p}$, где A_1 и A_{1p} – амплитуды колебаний рабочего органа в установившемся режиме и в режиме резонанса при отсутствии на нем технологической нагрузки. Применение буферных амортизаторов позволило повысить жёсткость упругой опоры в направлении сдвига. В результате этого не только повышается грузонесущая способность опоры

$$R = [\varepsilon_{сд}] GF_{сд} + [\varepsilon_{сж}] EF_{б}, \quad (15)$$

но и увеличивается амплитуда колебаний рабочего органа за счёт некоторого смещения режима колебаний питателя к области резонанса. Производительность питателя при этом несколько увеличивается. Другой важный эффект, полученный

за счёт применения буферных амортизаторов, – улучшение условий перехода вибропитателя через резонанс.

Рассмотрим процесс более подробно. В период перехода через резонанс вынуждающая сила инерционного вибровозбудителя

$$P_{рез} = 2m_{\delta}r_{\delta}\omega_0^2 \sin\omega_0 t, \quad (16)$$

где m_{δ} – дебалансная масса, приходящаяся на один вал; r_{δ} – эксцентриситет дебалансов.

Амплитуда колебаний при резонансе

$$x_p = \frac{m_{\delta}r_{\delta}\omega_0}{m_{\kappa}n} \sin\omega_0 t, \quad (17)$$

а мощность (энергия), развиваемая вынуждающей силой вибропривода,

$$N = \frac{m_{\delta}^2 r_{\delta} \omega_0^4}{m_{\kappa} \psi} \sin 2\omega_0 t. \quad (18)$$

Если мощность, развиваемая вибровозбудителем при резонансе, меньше мощности колебательной системы питателя, то происходит передача энергии из колебательной системы в вибропривод. В результате вращение дебалансных масс затормаживается и привод работает в пусковом режиме. Наиболее часто это явление наблюдается при работе питателя в холостом режиме, когда колеблющаяся масса рабочего органа меньше её номинального значения. Это подтверждается стендовыми испытаниями питателя ПВГ-1,0/2,2. При отсутствии в упругой системе буферных амортизаторов и технологической нагрузки на рабочем органе питатель не переходил область резонанса, а его привод работал в пусковом режиме. Переход через резонанс происходил лишь в случае искусственного увеличения колеблющейся массы рабочего органа.

При наличии буферных амортизаторов процесс перехода вибропитателя через резонанс качественно изменяется. Если зазор между движущимся рабочим органом и буферным амортизатором $\delta < A_p$, то в период разгона, когда амплитуда колебаний рабочего органа с течением времени увеличивается

$$x(t) = \frac{2m_{\delta}r_{\delta}a^2 t^2 \sin at^2}{m_{\kappa} \sqrt{(a^2 t^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}, \quad (19)$$

будет происходить удар рабочего органа по буферному амортизатору. В момент удара рабочий орган, двигаясь со скоростью

$$\frac{dx(t)}{dt} = \frac{2m_{\delta}r_{\delta}\omega_0^3 \left[\left(\frac{2a}{\omega_0^2} - 1 \right) \sin \frac{\omega_0^2}{a} + 2 \cos \frac{\omega_0^2}{a} \right]}{4m_{\kappa}n^2}, \quad (20)$$

имеет кинетическую энергию

$$T = \frac{m_{\delta}^2 r_{\delta}^2 \omega_0^2 \lambda^2}{2m_{\kappa}}; \quad \lambda = \frac{\left[\left(\frac{2a}{\omega_0^2} - 1 \right) \sin \omega_0/a + 2 \cos \omega_0^2/a \right] \omega^2}{4n^2}. \quad (21)$$

При ударе кинетическая энергия движущегося рабочего органа переходит в потенциальную энергию упругой деформации буферных амортизаторов, т.е.

$$m_{\delta}^2 r_{\delta}^2 \omega_0^2 \lambda^2 / 2m_k = C_{\delta} z_{\delta}^2 / 2, \quad (22)$$

где z_{δ} – деформация буферных амортизаторов при ударе.

Из равенства (22) следует, что

$$z_{\delta} = m_{\delta} r_{\delta} \omega_0 \lambda / \sqrt{C_{\delta} m_k}. \quad (23)$$

Следовательно, в момент удара на рабочий орган питателя кроме вынуждающей силы вибропривода дополнительно действует упругая восстанавливающая сила буферных амортизаторов

$$F_{\delta} = m_{\delta} r_{\delta} \lambda \omega_1, \quad (24)$$

где ω_1 – частота собственных колебаний рабочего органа на буферных амортизаторах, $\omega_1 = \sqrt{C_{\delta} / m_k}$.

Таблица 1 – Сравнительные показатели работы питателя ПВГ-1,0/2,2

Упругая опора	Время загрузки вагонетки, с	Производительность, т/ч	Потребляемая мощность, кВт	Частота вращения вала двигателя, Гц
С буферным амортизатором	8,5	845	6,0/4,5	16,1/16,1
Без буферного амортизатора	9,7	740	6,0/7,4–9,5	16,1/7,1–7,5

Примечание. Перед косой линией приведены данные при работе под нагрузкой, после косой – с пустым рабочим органом.

Сила F_{δ} действует синфазно с вынуждающей силой вибровозбудителя, поскольку колебания рабочего органа питателя происходят вблизи резонанса. Поэтому суммарная сила, действующая на рабочий орган, имеет вид

$$R = P_{\delta} + F_{\delta} = 2m_{\delta} r_{\delta} \omega_0^2 \left(1 + \frac{\omega_1}{\omega_0} \frac{(2a / \omega^2) - 1 + 2 \operatorname{ctg}(\omega_0^2 / a)}{8n^2} \right). \quad (25)$$

Таким образом, в результате взаимодействия рабочего органа с буферными амортизаторами в период околорезонансных колебаний ему сообщается дополнительная энергия в виде силового импульса упругих восстанавливающих сил буферных амортизаторов, в результате чего компенсируется дефицит энергии, сообщаемой рабочему органу инерционным вибровозбудителем. В результате этого питатель легко преодолевает область резонанса и переходит в режим устойчивых колебаний.

Для обеспечения перехода вибропитателя через резонанс необходимо, чтобы подводимая энергия \mathcal{E}_n была больше энергии его колебательной системы \mathcal{E}_c . При взаимодействии рабочего органа с буферными амортизаторами подводимая к нему энергия будет включать в себя энергию колебаний вибровозбудителя \mathcal{E}_k и энергию от упругой деформации буферных амортизаторов \mathcal{E}_{δ} . Тогда условие перехода питателя через резонанс можно представить в виде $\mathcal{E}_k + \mathcal{E}_{\delta} \geq \mathcal{E}_c$. Из этого условия определяется жёсткость буферного амортизатора, обеспечивающая переход вибропитателя через резонанс

$$C_{\delta} = C \frac{2\omega_0}{nN_0} \left(1 - \frac{\omega_0}{4n} \right), \quad (26)$$

где N_0 – число буферных амортизаторов.

Для подтверждения теоретических выводов были проведены сравнительные промышленные испытания вибрационного питателя ПВГ-1,2/2,2 в условиях

выпуска горной массы из рудоспусков в шахтные вагонетки с буферными амортизаторами и без них. Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Таким образом, буферные амортизаторы положительно влияют на работу вибрационных питателей. Их применение позволяет повысить грузонесущую способность питателя и увеличить его производительность, а также значительно улучшить условия и сократить длительность и энергоёмкость процесса перехода колебательной системы через резонанс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Добыча и переработка урановых руд в Украине / М.И. Бабак, Ю.И. Кошик, О.К. Авдеев [и др.]. – К.: АДЭФ – Украина, 2001. – С. 65-75.
2. Вибрационные машины для выпуска и доставки ураносодержащих руд / А.Ф. Булат, В.Н. Пухальский, В.И. Дырда [и др.] // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск: Авантаж, 2011. – Вып. 96. – С. 155-162.
3. О повышении эффективности двухвальных вибраторов / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, В.И. Финогеев [и др.]; АН УССР. Ин-т геотехн. механики. – Днепропетровск, 1977. – 20 с. – Деп. в ВИНТИ 18.02.87, №310-77.
4. Исследование динамики двухмассного вибрационного питателя с приводом от двухвального инерционного вибратора со смещёнными дебалансами / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, В.И. Финогеев [и др.] // Механика и технология подземных горных работ. – К.: Наук. думка, 1978. – С. 15-21.

REFERENCES

1. Babak, M.I., Koshik, Yu.I. and Avdeev, O.K. (2001), *Dobycha i pererabotka uranovykh rud v Ukraine* [Mining and processing of uranium ore in Ukraine], ADEF – Ukraine, Kiev, Ukraine, pp. 65-75.
2. Bulat, A.F., Pukhalskiy, V.N., Dyrda, V.I., Koshik, Yu.I., Dubchenko, A.Kh. and Lisitsa, N.I. (2011), "Vibrating machines for output and delivery uranium-containing of ores", *Geo-technical mechanics*, no. 96, pp. 155-162.
3. Poturaev, V.N., Dyrda, V.I. and Finogeev, V.I. (1977), *O povyshenii effektivnosti dvukhvalnykh vibratorov* [On improving the efficiency of two-shaft vibrators], Dnepropetrovsk, USSR, Dep. v VINITI 18.02.87, №310-77.
4. Poturaev, V.N., Dyrda, V.I. and Finogeev, V.I. (1978), "Investigation of the dynamics two-mass vibrating feeder driven by two shaft inertial vibrator with displaced unbalances", *Mekhanika i tekhnologiya podzemnykh gornykh rabot*, pp. 15-21.

Об авторах

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 НАНУ), Днепропетровск, Украина, vita.igtm@mail.ru

Пухальский Виктор Николаевич, кандидат технических наук, главный инженер ВостГОКа, Жёлтые Воды, Украина

Лисица Николай Иванович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

Заболотная Елена Юрьевна, инженер, инженер I категории отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

About the authors

Dyrda Vitaly Illarionovich, 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@mail.ru

Pukhalsky Viktor Nikolaevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Chief Engineer in Eastern Mining and Processing Plant, Jeltje Vody, Ukraine

Lisitsa Nikolay Ivanovich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in 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

Zabolotnaya Elena Yur'evna, Engineer, First Category Engineer in 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

Г.Н. Агальцов, инженер, мл. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

СИСТЕМА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ВИХРЕВЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ АГЛОФАБРИК. СТРУКТУРНЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Аннотация. В статье рассматривается влияние вибрации на железобетонные перекрытия и структурную устойчивость резиновых виброизоляторов вихревых смесителей аглофабрик.

Ключевые слова: виброизоляция, старение, ползучесть

G.N. Agaltsov, Engineer, Junior Researcher
(IGTM NASU)

SYSTEM OF VIBRATION INSULATION OF SWIRL MIXERS OF SINTERING PLANTS. STRUCTURAL VARIATIONS IN THE COURSE OF DURABLE MAINTENANCE

Abstract. In paper agency of vibration on reinforced-concrete floorings and structural stability of rubber vibroinsulators of vortex blending machines of sintering plants is observed.

Keywords: Vibration insulation, strain ageing, creeping

Виброизоляции тяжёлых горных машин посвящено ряд работ [1-7]. Ниже рассматривается влияние вибраций на структурные изменения элементов системы виброизоляции: резиновых виброизоляторов и железобетонных перекрытий аглофабрик. Несмотря на то, что эти проблемы рассматриваются отдельно, их взаимное коллективно-функциональное влияние хорошо просматривается при длительно действующих вибрациях, например при эксплуатации смесителей на протяжении 10-16 лет.

Влияние вибраций на структурную устойчивость резиновых виброизоляторов

Вопросы устойчивости являются наиболее сложными и актуальными в инженерной практике. Усложнение новой техники, экстремальные условия её эксплуатации, уменьшение коэффициентов запаса прочности и снижение металлоёмкости изделий выдвигают задачу создания «живучих» конструкций, способных нести нагрузки при повреждении отдельных деталей. Живучими должны быть как элементы конструкции, так и механическая система в целом. Отказы деталей машин связаны, как показала практика, с разрушениями (статическими, малоцикловыми и усталостными). Под разрушением понимается состояние тела на заключительной стадии деформирования (с макротрещиной), либо процесс накопления повреждений от действия нагрузки, который приводит к старению резины.

При длительном старении резины под действием циклических нагрузок экспериментально наблюдается потеря структурной устойчивости массива резины. В резине, как и в других материалах, изначально имеются нарушения структуры, так называемые дефекты структуры – микро- и макропоры, трещины, пустоты, газовые и инородные включения. При длительной эксплуатации они ведут к не-