
Об авторах

Усов Олег Александрович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела Проблем разрушения горных пород, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина, usov_o_a@mail.ru

Потапенко Александр Алексеевич, аспирант, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина; И.о. генерального директора, Государственное предприятие «Донецкая угольная энергетическая компания» (ГП «ДУЭК»), г. Донецк, Украина

About the authors

Usov Oleg Aleksadrovich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher in Department of Rock Breaking Problems, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, usov_o_a@mail.ru

Potapenko Alexandr Alekseevich, Doctoral Student, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine; Acting CEO of State enterprise «Donbasskaya ugolnaya energeticheskaya kompaniya», Donetsk, Ukraine

УДК 648.4:539.3

М.В. Стецюк, аспирант, инженер,
С.Н. Луценко, аспирант, инженер
(ИГТМ НАН Украины)

ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЗИНОВОЙ ФУТЕРОВКИ ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ ПРИ ДОБЫЧЕ УРАНОВЫХ РУД

Аннотация. В статье рассматриваются преимущества использования резиновой футеровки на рабочих плитах вибропитателей, причины их выхода из строя, а также расчёт оптимальной толщины резиновой футеровки.

Ключевые слова: урановая руда, вибропитатель, резиновая футеровка, разрушение футеровки

M.V. Stetsyuk, Doctoral Student, Engineer,
S.N. Lutsenko, Doctoral Student, Engineer
(IGTM NASU)

PROBLEMS OF VIBROPOWERS RUBBER LINING OPERATION IN THE EXTRACTION OF URANIUM ORE

Abstract. The benefit of using a rubber lining at working plates of vibropowers, the reasons for their failure, as well as the calculation of the optimal thickness of the rubber lining are considered in the article.

Keywords: uranium ore, vibropower, rubber lining, fracture of the lining

На сегодняшний день Украина имеет 12 детально разведанных урановых эндогенных месторождений с суммарными запасами, которые в состоянии обеспечить потребности действующих АЭС Украины на 100 лет. При нынешней добыче урана в 400 тонн планируется увеличение её до 1400 тонн в ближайшие три года [1].

При добыче урановой руды следует учитывать не только особенности месторождения урановых руд (глубину залегания руды, высоту пласта и т.д.), но и оборудование, используемое при добыче. Одним из способов доставки руды является механизированный способ. В механизированную доставку входят погрузка, собственно доставка и разгрузка урановой руды. Иногда механизированная доставка включает в себя только погрузку в транспортные средства. Доставка руды от места добычи непосредственно в вагоны электротранспорта осуществляется вибропитателями. На рудниках, разрабатывающих урановые руды, довольно широко

применяют погрузку руды в транспортные средства при очистной выемке. Основным видом погрузочного оборудования при этом являются установки непрерывного действия – питатели (главным образом, вибрационные), выпускающие руду из дучек и грузящие её в вагоны электровозного транспорта [2]. Вибропитатели в данном случае являются наиболее эффективным средством по добыче урановой руды. В настоящей статье рассматриваются проблемы эксплуатации вибропитателей с резиновой футеровкой, покрывающей рабочие плиты вибропитателей.



Рис. 1 – Вибрационный питатель ВПР-1 на шахте «Новая» (1965 год)

На сегодняшний день известны различные технические решения вибропитателей.

Первый опытный образец вибрационного питателя рудного ВПР-1 (рис. 1) впервые был испытан в подземных условиях шахты «Новая» блок 332, горизонт 335 м на выпуске и погрузке руды в период с 1965 по 1967 гг. Опыт промышленной эксплуатации питателей позволил к концу 1967 г. изготовить и внедрить на шахтах предприятий вибрационные питатели рудного типа ВПР-2 и ВПР-4 [3].

Разнообразие систем разработки вызывает необходимость создания различных конструкций секционированных или вибрационных питателей, отличающихся между собой длиной выпуска и доставки, производительностью, наработкой и т. п. В соответствии с этим предложены три типа питателей, каждый из которых характеризуется способом опирания платформы и формой её колебаний. В соответствии с этим определяется прочность и жёсткость платформы и её грузонесущая способность. В зависимости от производительности и грузонесущей способности секционированные питатели разделяются на три типа: лёгкие, средние и тяжёлые.

Питатели лёгкого типа предназначены для выпуска и погрузки горной массы крупностью до 0,4 м при отработке маломощных и жильных месторождений слоевой системой и с магазинированием руды. Длина платформы составляет от 0,1 до 2 м. Платформа представляет собой пластину, опёртую передним концом через приводной упругий элемент на колеблющийся рабочий орган приводной секции, а задним — шарнирно соединённую со стенкой горной выработки или бункера. Угол наклона платформы может составлять от 15 до 45° в зависимости от конкретного места установки питателя. При работе платформа питателя совершает два вида колебаний: изгибные и угловые относительно шарнира.

Питатели среднего типа предназначены для выпуска руды непосредственно из дучек очистных блоков и должны выдерживать значительные нагрузки от давления столба отбитой горной массы, а также динамические нагрузки от ведения взрывных работ по оформлению отрезной щели, ликвидации завесаний и дроблению негабаритов. Платформа таких питателей представляет собой плиту длиной (2-4) м одинаковой или переменной жёсткости, уложенную непосредственно на рудный или породный уступ под углом (20-40)°.

Питатели среднего типа применяются при отработке мощных и весьма мощных рудных залежей при выходе негабарита свыше 5 %.

Принцип работы платформы заключается в перемещении по её наклонной поверхности отбитой горной массы под действием гравитационных сил за счёт уменьшения эффективных коэффициентов трения и сцепления между рудой и поверхностью платформы при вибрации, передаваемой платформе от колеблющегося рабочего органа через упругий элемент. Платформа секционированного питателя среднего типа совершает изгибные колебания.

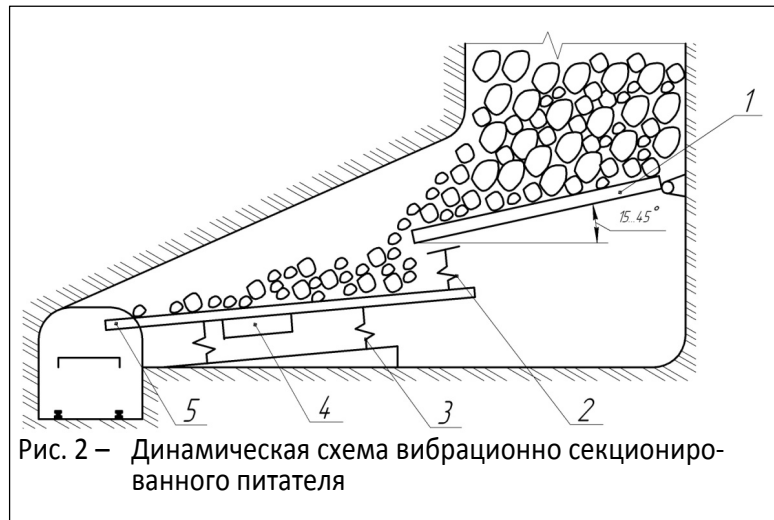


Рис. 2 – Динамическая схема вибрационно секционированного питателя

Питатели тяжёлого типа предназначены для работы в условиях завала и должны допускать отбойку руды скважинными зарядами ВВ, например, в условиях торцового выпуска руды. Производство горных работ в этом случае требует передвижения питателя по мере отхода фронта очистной выемки и, следовательно, многократного взрывания на нем скважинных зарядов. Длина платформы может быть от 2 до 4 м в зависимости от принятого шага продвижения очистной выемки. Для более надёжной работы процесса выпуска и погрузки платформа опёрта на упругие связи С2. Угол установки платформы составляет 5-15° к горизонту.

Классический пример динамической схемы вибрационного секционированного питателя представлен на (рис. 2). На данной схеме вибропитателя передняя, формирующая рудный поток, секция 5 имеет свой автономный привод 4 и в зависимости от условий применения может работать самостоятельно с определённым заглублением под обрушенную горную массу. Вторая же секция 1 (в дальнейшем платформа) заглублена непосредственно в обрушенную горную массу и не имеет своего привода. Она включается в работу автоматически в случае образования статического свода равновесия в процессе выпуска за счёт поджатия приводного упругого элемента 2 при разгрузке упругой системы 3 приводной секции. Энергия колебаний частично или полностью разгруженной приводной секции передаётся платформе, благодаря колебаниям которой расширяется зона действия вибрации на выпускаемый материал и ликвидируются статические своды равновесия. Величина зазора δ между упругим элементом и платформой принимается равной или больше амплитуды колебаний полностью загруженного рабочего органа приводной секции и зависит от жёсткости основных упругих элементов и приводного секционированного питателя.

Под воздействием динамических нагрузок на секции 1 и 5 (удар, трение) происходит их разрушение. Для предотвращения этого разрушения и продления срока службы питателя на указанные секции сконструирована и установлена резиновая футеровка. Резиновая футеровка решает такие проблемы, как преждевременное разрушение под ударными нагрузками, залипание породы при движении [4].

Механизм разрушения резиновой футеровки. Рассмотрим на примере разрушения резиновой футеровки барабанной мельницы МШЦ 5,5×6,5.

Разрушение футеровки происходит в основном по абразивно-усталостному механизму. При взаимодействии футеровки с загрузкой породы происходит разру-

шение её поверхностного слоя как за счёт абразивного износа, т.е. за счёт истирания и массопереноса резины, так и за счёт процессов усталости от многократных ударов и вдавливания контртел, т.е. металлических шаров и кусков материала.

Процессу разрушения футеровки способствуют большие напряжения, возникающие в области внедрения контртела в резиновый массив, что сопровождается, как правило, довольно высокой локальной температурой в «характерных» объёмах за счёт экзотермических эффектов.

При абразивно-усталостном характере износа каждый раз после удаления определённой толщины массива футеровки вследствие истирания возникал новый слой резины с изменённой структурой. Эти изменения для рассматриваемого случая были комплексными: часть из них обусловлена тепловым ударом, а часть – усталостными процессами от многократных ударных нагрузок [4].

Известно [5], что процесс разрушения металла и резины при ударных нагрузках и абразивно-усталостном износе имеет различную природу и существенные отличия. Однако имеются и общие закономерности, вызванные спецификой взаимодействия технологической загрузки и футеровки. Прежде всего, это касается волнового характера износа. В резине на его кинетику существенное влияние оказывает диссипация энергии; в металлах диссипация на два порядка меньше (0,003-0,03 против 0,5-0,8 в резине) и поэтому такие специфические особенности как естественная волна износа и характер речного узора русла футеровки выражаются более явно.

Рабочие органы вибромашин, работающих на выпуске и доставке руды, подвержены интенсивным ударным нагрузкам и абразивному износу [6]. Кроме того, при фугасировании сводов завесания и вторичном дроблении негабаритов рабочие органы испытывают значительные взрывные нагрузки. Авторами работы были проведены стендовые и шахтные исследования серийного вибропитателя ВПР-5М (ПВГ-1, 0/2,2) с различной толщиной резиновой футеровки рабочего органа при ударных и взрывных нагрузках. При этом измерялись напряжения в днище и бортах лотка вибропитателя, глубина вдавливания в резину, площадь пятна контакта соударения, осадка на опорах. Исследования проводились в основном при центральном ударе стальным шаром и кусками руды различной геометрии и массой до 200 кг. В результате этих исследований установлено:

- напряжения в лотке с ростом толщины футеровки уменьшаются до определённого предела при постоянной энергии удара. При этом глубина вдавливания тела в резину с ростом её толщины увеличивается до определённой величины, после чего остаётся постоянной. Отсюда возможна рациональная толщина футеровки. Для саженеполненных резин она устанавливается по относительной деформации в площади контакта $[\epsilon] = 0,2\sim 0,3$;
- напряжения в лотке вибропитателя вследствие футеровки уменьшаются в 6-8 раз, а в площади контакта соударения – в 20-30 раз;
- нагрузка на опоры при ударе в результате футеровки уменьшается в 1,3-1,5 раза, а упругие опоры уменьшают напряжения в рабочем органе в 1,5-2 раза;
- время контакта соударения при жёстком ударе в 3-4 раза меньше, чем с футерованной поверхностью;
- диаметр площади контакта соударения при ударе о футерованный лоток увеличивается в 7-9 раз по отношению к жёсткому удару.

На основании полученных результатов сформулирован физический смысл эффективности футеровки при ударных нагрузках, который объясняет снижение напряжений в рабочем органе машины при ударах уменьшением нагрузки в пло-

щади контакта, диссипацией энергии в резине, увеличением времени контакта и уменьшением реакции силы удара, разделением резиновым слоем полей контактных и изгибающих напряжений, которые в случае жёсткого удара складываются. Экспериментально установлено также, что напряжения от взрывного импульса уменьшаются резиновой футеровкой в 7-9 раз, что позволяет применять усиленные заряды при вторичном дроблении негабаритов и фугасировании завесаний.

Для расчёта напряжений в рабочем органе машины при ударах от падающих кусков и определения рациональной толщины резинового слоя применён классический метод механики, созданный Герцем и впоследствии развитый в работах С.П. Тимошенко и Н.А. Кильчевского. Лоток вибромашины представлен в виде тонкой изотропной плиты приведенной толщины, установленной на упругие опоры известной жёсткости.

Предполагается, что резиновый слой имеет толщину в виде полупространства. Для примера рассмотрен расчёт поперечного центрального упругого удара сферического твёрдого тела без отскока.

Перемещение центра тяжести системы при ударе можно записать в виде

$$Z = vt - \frac{1}{m} \int_0^t d\tau \int_0^t p d\tau = \delta(p) + \alpha(p) + W(p), \quad (1)$$

где $\delta(p)$ – глубина вдавливания тела массой m в резиновый слой;
 $\alpha(p)$ – осадка на упругих опорах при ударе;
 $W(p)$ – прогиб плиты в точке удара с координатами $x = a/2, y = b/2$;
 $P(t)$ – контактная сила.

Глубина вдавливания твёрдого тела при ударе δ о металлическую поверхность вычисляется по известной формуле Герца

$$\delta(t) = kR^{2/3}; k = \left(\frac{9}{16\sqrt{GR}} \right)^{2/3}. \quad (2)$$

Глубина вдавливания в резиновый слой при соударении может быть вычислена по формуле [7]

$$\delta(t) = a_\delta \left[\frac{P(t)}{\sqrt{R_T}} \left(\frac{1-\mu_p}{G_p} + \frac{1-\mu}{G} \right) \right]^{2/3}, \quad (3)$$

где функция эксцентриситета a_δ определяется по уравнению [8]

$$a_\delta = \left[\frac{9}{32\pi^2 D(c)} \right]^3 k(c); \quad (4)$$

G_p, G, μ_p, μ – модули сдвига и коэффициенты Пуассона соударяющихся тел;
 R_T – радиус закругления соударяющейся поверхности твёрдого тела.

Величина осадки плиты на упругих опорах при ударе определяется из решения уравнения вынужденных колебаний одномассной системы и может быть найдена из уравнения

$$\alpha_n = \frac{1}{(M+m)\omega_0} \int_0^t P(t) \sin \omega_0(t-\tau) d\tau, \quad (5)$$

где M, m – масса плиты и падающего тела;
 ω_0 – частота собственных колебаний плиты на упругих опорах жёсткостью c_1

$$\text{каждая, } \omega_0 = \sqrt{\frac{4c_1}{M+m}}.$$

Решая эти уравнения можно определить не только силу вдавливания падающего тела, но и соответствующие ей величины $\delta, \alpha_n, W, \sigma$.

Толщина резинового слоя при соударении определяется по формуле

$$h_p = \delta_{\max} / [\varepsilon], \quad (6)$$

где $[\varepsilon] = 0,2 \sim 0,3$;

δ_{\max} – максимальное расчётное значение глубины вдавливания при соударении.

Аналогию можно провести на резиновую футеровку вибрационного питателя. Отличие будет состоять в том, что на футеровку вибропитателя не осуществляется разрушительное действие металлических шаров, используемых в барабанных мельницах.

В связи с этим, использование резиновой футеровки для защиты питателей от ударных нагрузок и абразивного износа становится актуальным, Причины этому следующие [9]:

- с использованием резиновой футеровки существенно уменьшаются напряжения в днище короба питателя, что позволяет увеличить срок его службы и упростить конструкцию, сделать её менее металлоёмкой;
- как показала практика, использование резиновой футеровки в рудоразмольных мельницах позволяет экономить до 7 % электроэнергии; при использовании резиновой футеровки для защиты вибропитателей так же наблюдается экономия электроэнергии, что весьма важно в таком энергоёмком процессе, как выпуск и доставка руды непосредственно в рудниках.

Условия работы и конструкция вибромашин, работающих на выпуске и доставке руды, существенно отличаются от других машин. Определяющим здесь является не столько износ, сколько ударные и взрывные нагрузки, от которых необходимо защитить машину.

Аналитическое описание процесса удара довольно сложное, поэтому все исследователи обращаются к различным упрощающим предположениям и моделям.

Основные направления исследований по фундаментальным и прикладным работам по теории удара кратко можно сформулировать следующим образом:

- элементарная теория Ньютона – основана на введении коэффициента восстановления скорости при ударе, который зависит исключительно от внутренних свойств веществ соударяющихся тел и не зависит от кинематических характеристик движения тел в момент времени, предшествующий удару. Для абсолютно упругих тел этот коэффициент равен 1. Для всех твёрдых тел [0,1]. Ньютоновский коэффициент не отображает физических свойств даже изотропных упругих тел;
- волновая теория удара (теория Сен-Венана) – методы теории упругости были применены к изучению процесса соударения твёрдых тел. Найдено отклонение коэффициента восстановления от Ньютоновского. Оно зависит не от свойств веществ соударяющихся тел, а от перераспределения механической энергии в консервативной системе;

- исследования по динамическим контактным взаимодействиям между телами при ударе – работы Герца. Герц рассматривает прямой центральный удар. Решает статическую контактную задачу и распространяет полученные результаты на динамическое контактное взаимодействие. Здесь введены ограничения на параметры, характеризующие внутренние и физические свойства соударяющихся тел, в первую очередь на относительную скорость их центров инерции в момент начального контакта их поверхностей.

Решая проблемы эксплуатации резиновой футеровки исходя из вышеперечисленных положений, возможно добиться наиболее подходящих параметров для резиновой футеровки вибрационных питателей, чтобы продлить их срок службы. Тем самым возможно снизить экономические затраты на доставку и выпуск руды, повысить безопасность добычи, тем самым в итоге повысить эффективность добычи урановых руд.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. www.podrobnosti.ua от 06.2012 г.
2. Кузьмин, Е.В. Основы горного дела / Е.В. Кузьмин, М.М. Хайрутдинов, Д.К. Зенько. – М.: ООО «Арт-ПРИНТ+», 2007. – 472 с.
3. Кошик, Ю.И. Вибродоставочные комплексы на рубеже веков / Ю.И. Кошик, А.Х. Дудченко, О.К. Авдеев, А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Н.И. Лисица // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – Днепропетровск, 2010. – Вып. 86. – С. 9-34.
4. Потураев, В.Н. Вибродоставочные комплексы в технологиях разработки горных месторождений / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, И.К. Поддубный, О.К. Авдеев // АН УССР, Ин-т геотехнической механики. – К.: Наук. думка, 1989. – С. 73-75.
5. Крюков, Д.К. Футеровки шаровых мельниц / Д.К. Крюков. – М.: Машиностроение, 1965. – 175 с.
6. Потураев, В.Н. Вибрационные машины для выпуска и доставки руды / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, И.К. Поддубный, О.К. Авдеев // Исследование и расчет параметров вибромашин с резиновой футеровкой. – К.: Наук. думка, 1981. – С. 62-68.
7. Лурье, А.И. Теория упругости / А.И. Лурье. – М.: Наука, 1970. – 322 с.
8. Лубенец, В.А. Вибрационный выпуск руды при камерных системах разработки в Криворожском бассейне / В.А. Лубенец, В.Л. Граммаков // Горн. журнал. – 1973. – №9. – С. 47-50.
9. Дырда, В.И. Расчет резиновой футеровки вибрационных питателей для выпуска и доставки урано-содержащих руд / В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Е.Ю. Заболотная, А.В. Гончаренко // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – Днепропетровск, 2010. – Вып. 86. – С. 109-111.

Об авторах

Стецюк Максим Викторович, аспирант, инженер отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

Луценко Сергей Николаевич, аспирант, инженер отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

About the authors

Stetsyuk Maxim Viktorovich, Doctoral Student, Engineer 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

Lutsenko Sergey Nikolaevich, Doctoral Student, Engineer 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