личении температуры до 1700 °С по данным петрографии образцы всех трех составов независимо от марки глинозема имеют равные количества содержащихся фаз: 90-93 % об. CA_6 и 7-10 % об. α-Al_2O_3. При этой температуре наблюдается заметное увеличение кажущейся плотности образцов. Можно считать, что к 1700 °С синтез гексаалюмината кальция завершен. Структура образцов представлена кристаллитами, размер которых по данным петрографии не превышает 4 мкм. Таким образом, для изготовления гексаалюминаткальциевых легковесов рационально использовать технический глинозем марки ГК и обжигать легковес в температурном интервале 1550-1650 °С.

Электронно-микроскопическое исследование образца «3»[3], изготовленного из глинозема марки ГК и обожженного при оптимальной температуре, подтвердило данные петрографических исследований: образец состоит в основном из CA_6 (~ 90 %), кристаллы которого имеют разную морфологию (рис. 2): хорошо окристаллизованные гексагональные частицы в виде базальных пластин, различающихся по размеру (1), и удлиненные призмы слоистого строения (2). Размер кристаллов CA_6 – 1-3 мкм. Компактная матрица из кристаллов CA_6 может обусловить достаточно хорошую прочность материала. В отдельных участках наблюдаются небольшие вкрапления корунда, имеющего ячеистую структуру с плотными межзеренными границами. Размер пор лежит в пределах от 0,8 до 3-5 мкм.

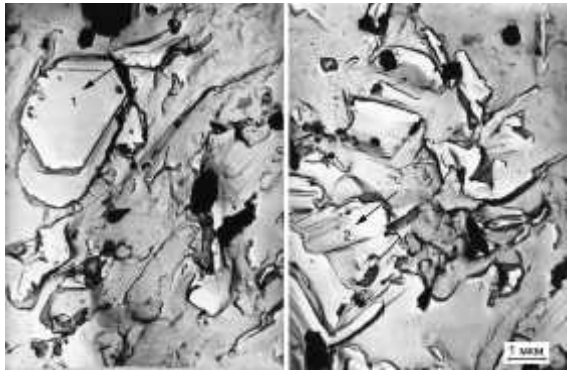

Рис. 2. Микроструктура образца «3», обожженного при оптимальной температуре: 1 – гексагональный слоистый кристалл CA_6; 2 – призматический кристалл CA_6

Таким образом, на основании проведенного исследования влияния температуры обжига и вида глинозема на синтез гексаалюмината кальция в легковесных огнеупорах можно сделать вывод, что для получения гексаалюминаткальциевых легковесов рациональным является использование технического глинозема марки ГК и обжиг в температурном интервале 1550-1650 °С.

[3] - выполнено Карякиной Э.Л.

Список литературы: 1. *Бережной А.С.* Многокомпонентные системы окислов. – Киев: Наук. думка, 1970. – 544 с. **2.** Фізико-хімічні системи тугоплавких неметалічних і силікатних матеріалів /*Бережной А.С., Питак Я.М., Пономаренко О.Д., Соболь Н.П.* – Київ: НМК ВО, 1992. – 172 с. **3.** *Филоненко Н.Е.* Гексаалюминат извести в системе CaO-Al_2O_3 // ДАН СССР. – 1949. – Т. 64, № 4. – С. 529-532. **4.** *Репенко К.Н.* Синтез алюминатов кальция // Сб. науч. тр. УНИИО. – М.: Металлургия, 1963. — Вып. 7. – С. 318–329. **5.** *Cinibulk M.K.* Effect of precursors and dopants on the synthesis and grain growth of calcium hexaluminate // J. Amer. Ceram. Soc. – 1998. – Vol. 81, No 12. – P. 3157-3168. **6.** Low-temperature synthesis of calcium hexaaluminate / *Vipin Kant Singh, Krishna Kumar Sharma* // J. Amer. Ceram. Soc. – 2002. – Vol. 84, No 4. – P. 769-772. **7.** *Будников П.П., Гинстлинг А.М.* Реакции в смесях твердых веществ. – ГСИ, 1961. –С. 242-252. **8.** Исследования по получению гексаалюминаткальциевого легковеса с кажущейся плотностью менее 1,1 г/см^3 / *Примаченко В.В., Мартыненко В.В., Дергапуцкая Л.А. и др.* // Сб. науч. тр. ОАО «УкрНИИО имени А.С. Бережного». – Харьков: Каравелла, 2004. – № 104. – С. 3-9.

Поступила в редколлегию 16.09.06.

УДК 621.928+622.74

И.В. КОЦ, канд. техн. наук, Винницкий национальный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИБРОГРОХОТА С ИМПУЛЬСНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Приведено аналіз робочого процесу і математична модель вібраційного грохота з імпульсним гідроприводом для транспортування і класифікації різноманітних сипучих гірничих матеріалів, на основі аналізу якої відбувається вивчення якісних та кількісних залежностей технічних показників устаткування від конструктивних, силових та енергетичних параметрів.

The analysis of job process and modeling of mathematical for vibrating screen with hydraulic drive for transport and classification of various a mountain material are given, on the basis analyse of which the studying of quality and quantity dependants of technical characteristics of equipment from constructive, power and energy parameters is taken place.

Дальнейшее повышение эффективности технологических процессов разделения, транспортирования и погрузки горной массы существенно зависит от надежности работы грохотов [1-3]. В НИЛ гидродинамики Винницкого национального технического университета совместно с Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины ведутся разработки и исследование различных конструктивных решений гидравлических возбудителей колебаний для грохотов разных типоразмеров. В основу разработок положены технические решения, предложенные нами в ряде публикаций [5, 6 и др.].

На рис.1 показана типовая конструктивная схема гидравлического привода возбудителя колебаний, который использовался для возбуждения коле-

баний виброгрохота, предназначенного для отсева мелочи кокса, агломерата, окатышей и других сыпучих материалов крупностью кусков исходного продукта не более 300...400 мм. Виброгрохот состоит из транспортирующего органа 1, основания 2, соединенных друг с другом при помощи упругих элементов возврата 3. В качестве исполнительного органа возбудителя колебаний используется плунжерный гидроцилиндр, включающий плунжер 4 и корпус 5, установленный под некоторым углом к направлению транспортирования. Рабочая полость плунжерного гидроцилиндра при помощи трубопроводов 6 соединена с насосом 7, приводимым в движение электродвигателем 8, а также с генератором импульсов давления - двухкаскадным клапаном-пульсатором. Генератор импульсов давления – клапан-пульсатор, использованный для автоматического управления рабочим циклом гидравлического привода возбудителя колебаний грохота, по конструктивному исполнению аналогичен представленным в наших публикациях [5, 6 и др.].

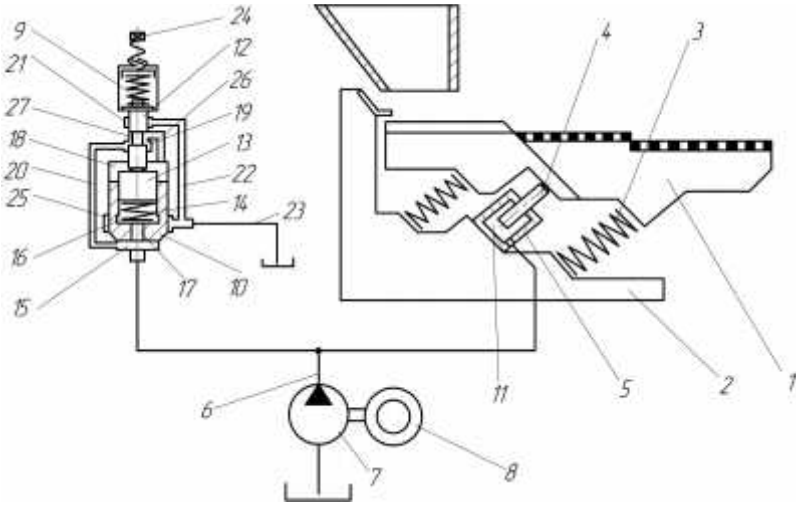

Рис. 1. Конструктивная схема гидравлического привода возбудителя колебаний виброгрохота

Гидравлический привод виброгрохота работает следующим образом. Под действием давления рабочей жидкости, поступающей от приводного гидронасоса 7 в рабочую полость 11 плунжерного силового гидроцилиндра, происходит перемещение - прямой ход плунжера 4 относительно корпуса 5, а также контактирующего с ним транспортирующего органа 1 и технологической нагрузки – сыпучей горной массы, находящейся на нем, в направлении смещения плунжера 4. При этом одновременно происходит деформация упругих элементов возврата 3 и накапливание потенциальной энергии для последующего обратного хода. В этом положении рабочая жидкость под давлением от приводного гидронасоса 7 также подается в подклапанную полость 15 и посредством открытой дроссельной щели между кромкой золотника 12 и кольцевой расточкой 19 в надклапанную полость 10. Клапан второго каскада 11 при этом прижат рабочим давлением к седлу, так как усилие от давления рабочей жидкости на площадь поперечного сечения, на которую воздействует оно со стороны надклапанной полости 18 в сумме с усилием пружины 14 больше, чем усилие противодействия со стороны подклапанной полости 15. Усилие от давления рабочей жидкости, поступающей в полость 16, посредством плунжера-толкателя 13 воздействует на двухкромочный золотник 12 и по достижении некоторого заданного давления p_H , на которое настроена пружина 9, он начинает перемещаться. При этом дроссельная щель, связывающая кольцевую расточку высокого давления 19 через канал 26 с надклапанной полостью 18 закрывается и происходит соединение надклапанной полости 18 со сливной кольцевой расточкой 21. Соединение надклапанной полости 18 со сливной магистралью приводит к падению давления в ней до сливного. Со стороны подклапанной полости 15 создается усилие давления, способное открыть клапан второго каскада 10, и он открывается. При этом напорная магистраль 6 и рабочая камера 11 соединяются со сливной магистралью. Давление в гидросистеме падает до сливного. Под действием потенциальной энергии, аккумулированной упругими элементами - пружинами возврата 3, осуществляется перемещение - обратный ход транспортирующего органа 1 и плунжера 4 в исходное положение. Так как, проекция ускорения на вертикальную ось при перемещении транспортирующего органа будет значительно больше ускорения свободного падения транспортируемого материала - горной массы, то произойдет их разделение. Таким образом, транспортирующий орган 1 грохота вернется в исходное положение, а транспортируемый материал, совершающий свободное падение переместится в горизонтальном направлении и в конце падения встретится с транспортирующим органом 1. Рабочий плунжер 4 при этом вытесняет рабочую жидкость из рабочей камеры 11 на слив через открытый клапан второго каскада 10. При понижении давления в гидросистеме до минимума пружина 9 перемещает двухкромочный золотник 12 и плунжер-толкатель 13 в исходное положение, а пружина 14 закрывает клапан второго каскада 10. Под действием усилий от увеличивающегося давления рабочей жидкости, происходит фиксирование всех элементов гидрораспределителя в исходном положении и начинается следующий рабочий цикл, который повторяется в автоматическом режиме. В результате последовательных периодических импульсов зарядки и разрядки упругих элементов 3, будет происходить колебательное движение плоскостей транспортирующего органа 1, способствующее перемещению транспортируемого материала вдоль плоскостей транспортирования. Подбором соответствующего расхода рабочей жидкости и регулировкой давления срабатывания клапана-пульсатора, можно в широких пределах плавно регулировать частоту и амплитуду колебаний транспортирующего органа. Конст-

руктивное исполнение генератора импульсов давления – клапана-пульсатора позволяет с помощью настройки пружины 9 на определенное давление срабатывания клапана-пульсатора осуществлять управление требуемой энергией силового импульса рабочего хода. Частота ходов легко регулируется изменением расхода приводного гидронасоса 7. Подбирая энергию и частоту повторения силовых импульсов, передаваемых плунжером 4 транспортирующему органу 1 грохота, можно обеспечить, таким образом, наиболее оптимальный режим транспортирования и грохочения горной массы.

Предлагаемое конструктивное исполнение виброгрохота с гидравлическим вибрационным приводом позволяет получить надежно действующее устройство со стабильными рабочими параметрами. К положительным качествам рассмотренного устройства следует отнести простоту схемы управления процессом осуществления возвратно-поступательных ходов исполнительного органа – плунжера 4, так как управление в данном случае осуществляется только по потоку рабочей жидкости (изменением давления срабатывания при помощи настройки пружины и изменением расхода приводного гидронасоса 8). Так как работа данного генератора импульсов давления – клапана-пульсатора практически не зависит от исходных условий, а определяется только величиной давления жидкости в рабочей камере в момент затяжки пружины возврата, то стабильность рабочего цикла и надежность функционирования при этом также повышается.

Для аналитического исследования рабочего процесса этой системы разработана математическая модель, на основе анализа которой проводится изучение качественных и количественных зависимостей технических показателей устройства от конструктивных, силовых и энергетических параметров.

Динамические процессы, происходящие в гидравлическом приводе возбудителя колебаний неразрывно связаны с процессами, протекающими в гидроприводе и виброгрохоте, существенно зависят от них и сами оказывают на них соответствующее влияние. Поэтому динамический анализ колебательной системы виброгрохота нельзя производить обособленно, без учета взаимодействия системы гидропривод–возбудитель колебаний–виброгрохот. Такая постановка задачи позволяет всесторонне изучить влияние различных факторов (конструкции вибровозбудителя, параметров гидропривода, изменение технологической нагрузки, режима работы и т.д.) на выходные рабочие характеристики виброгрохота и условия его устойчивой работы [1-3]. Аналитические исследования дают возможность охватить более широкий ряд изменяемых параметров и поэтому этот метод целесообразно применять для их выбора и оптимизации.

При составлении дифференциальных уравнений, которые описывают математическую модель гидропривода были сделаны следующие основные предположения: температура и вязкость рабочей жидкости изменяются незначительно; волновыми процессами пренебрегаем, учитывая небольшую протяженность трубопроводов; механическая характеристика приводного

электродвигателя принимается линейной; коэффициент сжимаемости β, который характеризует суммарный эффект сжимаемости рабочей жидкости и деформации соединительных трубопроводов принимается постоянным [4, 5]; переходной процесс срабатывание двухкаскадного клапана-пульсатора на слив считается релейным, то есть таким, что происходит за достаточное малое время по сравнению с продолжительностью прямого или обратного хода; при открытии клапана-пульсатора площадь его проходного сечения изменяется релейно от *0* к $f_{сл}$; давление на сливе принимается постоянным; временем торможения в конце прямого и обратного хода, учитывая его малую величину пренебрегаем; производительность $Q_н$ гидронасоса принимается постоянной, то есть независимой от величины давления в гидросистеме; объемные потери рабочей жидкости в гидросистеме не учитываются вследствии их малой величины; транспортированный сыпучий материал для упрощения расчетов принимается в виде сосредоточенной массы и абсолютно жестким.

Фаза прямого хода описывается уравнениями движения транспортирующего органа грохота совместно с транспортированным материалом вверх в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси:

$$M\frac{d^2x_1}{dt^2} + «\frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF_{пл}\sin\sim; \quad (1)$$

$$M\frac{d^2y_1}{dt^2} + «\frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF_{пл}\cos\sim - Mg; \quad (2)$$

и уравнением связи, полученным из условия неразрывности потока в гидросистеме:

$$Q_H = F_{пт}\sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \frac{dp}{dt}\left(W_Г + F_{пт}\sqrt{x_1^2 + y_1^2}\right). \quad (3)$$

В уравнениях (1)-(3) обозначено: $M=m_1+m_2$ – суммарная масса транспортирующего органа грохота m_1 и массы сыпучего материала на нем m_2; $\frac{d^2x_1}{dt^2}$, $\frac{dx_1}{dt}$, x_1 и $\frac{d^2y_1}{dt^2}$, $\frac{dy_1}{dt}$, y_1 – соответственно проекции на горизонтальную и вертикальную оси ускорения, скорости и перемещения центра массы транспортирующего органа грохота; μ - коэффициент вязкого демпфирования; c – жесткость упругих элементов возврата; p – текущее давление в гидросистеме; $F_{пл}$ – эффективная рабочая площадь плунжера 4; $W_Г$ – общий объем гидросистемы; α – угол наклона оси плунжера силового гидроцилиндра к горизонту; g – ускорение свободного падения.

Фазу обратного хода можно представить соответственно уравнениями:

- движения транспортирующего органа вниз отдельно от транспортированного груза в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + « \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = cx_{10} - pF_{пл} \sin ~ ; \quad (4)$$

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + « \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} + m_1 g - pF_{пл} \cos ~ \; ; \quad (5)$$

- расхода из рабочей полости и гидросистемы на слив через проходное сечение основного выпускного отверстия клапана-пульсатора :

$$\pm \sqrt{(p - p_{сл})} = Q_H + F_{пл} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \\ + \frac{dp}{dt} \left[W_Г + F_{пл} (\sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2} - \sqrt{x_1^2 + y_1^2}) \right] \; ; \quad (6)$$

- свободного падения транспортированного материала, который подвергается грохочению:

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = 0 ; \quad (7)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = 0 \; . \quad (8)$$

В уравнениях (4) – (8) введены дополнительные обозначения: x_{10} *и* y_{10} – координаты смещений транспортирующего органа грохота в фазе прямого хода; $\sigma = \kappa f_{злл} \sqrt{2/°}$ - гидропроводимость основного проходного сечения автоматического гидрораспределителя – двухкаскадного клапана-пульсатора, где κ – коэффициент гидравлических потерь; $f_{злл}$ - проходная площадь поперечного сечения в основном выпускном отверстии клапана-пульсатора; ρ - плотность рабочей жидкости; $\frac{d^2 x_2}{dt^2}$, $\frac{d^2 y_2}{dt^2}$ – соответственно проекции ускорения центра масс транспортированного материала, который подлежит грохочению.

Аналитическое решение системы уравнений (1) – (8), которые описывают рабочий процесс гидравлического привода возбудителя колебаний грохота, представляется весьма сложным, учитывая их нелинейность. Наиболее целесообразным является решение численными методами на ЭВМ. Авторами разработана специальная программа решения этих систем уравнений методом Рунге-Кутта-Мерсона с использованием стандартных подпрограмм. Результаты решений уравнений прямого хода были исходными для решения уравнений обратного хода. Полученные результаты теоретических расчетов параметров и характеристик колебательной системы грохота могут быть использованы при проектировании подобных гидравлических приводов вибрационного действия для грохотов и виброконвейеров.

На основе результатов аналитических исследований были изготовлены экспериментальные образцы виброгрохотов с гидравлическим приводом предложенной конструкции. На рис. 2 показаны типичные осциллограммы изменения текущего давления *p(t)* в рабочей камере исполнительного плунжерного гидроцилиндра и перемещения *S(t)* транспортирующего органа в направлении движения плунжера. На участках *0-1-2-3* и *а-б-в* осциллограмм *S(t)* и *p(t)* отображен общий прямой ход транспортирующего органа и размещенного на нем груза при закрытом генераторе импульсов давления – клапане-пульсаторе, а на участках *3-0* и *в-г-д-е-а* – обратный ход, при котором транспортирующий орган теряет с грузом контакт, а клапан-пульсатор при этом соединяет гидросистему со сливом.

Приближенно все время рабочего цикла $T_ц$ можно разбить на $t_{пх}$ и $t_{зх}$ – соответственно, время прямого и обратного ходов. Очень важно, как показали эксперименты, согласование времени обратного хода транспортирующего органа и свободного падения груза $t_{сп}$. Для эффективной транспортировки и грохочення необходимое условие $t_{зх} \approx t_{сп}$. Если $t_{зх} > t_{сп}$, то каждое элементарное перемещение груза уменьшается, а при $t_{зх} < t_{сп}$ – снижается частота колебаний транспортирующего органа, так как затягивается время прямого хода, в результате встречного контакта свободно падающего груза и перемещаемого транспортирующего органа.

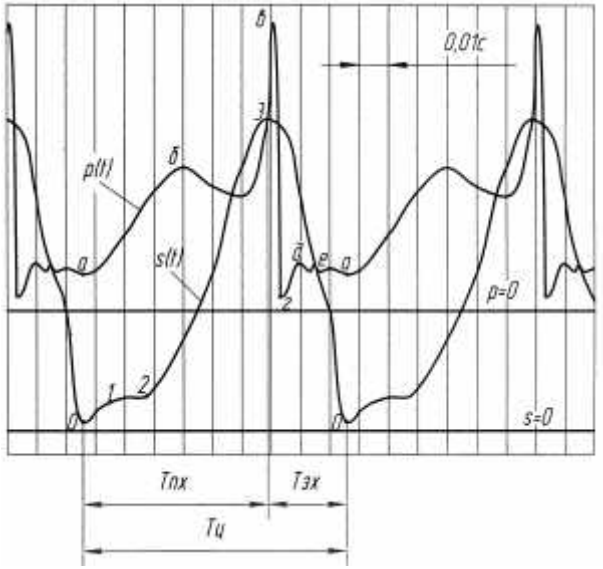

Рис. 2. Типичные осциллограммы изменения текущего давления *p(t)* в рабочей камере исполнительного плунжерного гидроцилиндра и перемещения *S(t)* транспортирующего органа

Почти горизонтальный участок *1-2* на осциллограмме *S(t)* (рис. 2) подтверждает предположение для случая $t_{зх} < t_{сп}$, когда происходит погашение скорости транспортирующего органа при его встрече с грузом. Анализ осциллограммы *p(t)* показывает, что давление, при котором срабатывает генератор импульсов давления - клапан-пульсатор, необходимо отрегулировать так, чтобы он не срабатывал преждевременно. Например в точке *2*, когда еще не произошло заданное перемещение транспортирующего органа. Для повышения скорости обратного хода нужно существенно уменьшить подпор давления $p_{сл}$ в сливной магистрали (участок *д – е* осциллограммы *p(t)).*

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность работы виброгрохотов с импульсным гидроприводом. Ведутся работы по дальнейшей экспериментальной проверке теоретических результатов и внедрению опытно-промышленных образцов виброгрохотов в производство.

Выводы

1. Разработана конструктивная схема гидравлического толкающего привода возбудителя колебаний грохота, который дистанционно управляется с помощью генератора импульсов давления – двухкаскадного клапана-пульсатора. Использование данного гидравлического привода позволяет в достаточно в широких пределах изменять как частоту повторения силовых импульсов – колебаний, так и величину амплитуды, а также изменять величину силового воздействия прикладываемого к колебательной системы грохота, благодаря изменениям настройки срабатывания клапана-пульсатора. Наличие таких технических возможностей в области регулирования основных параметров динамической колебательной системы грохота способствует повышению эффективности осуществления технологических процессов грохочения и транспортирования сыпучего материала.

2. Предлагаемая математическая модель рабочего процесса гидравлического привода позволяет обосновать кинематические, динамические и геометрические параметры рассматриваемой колебательной системы виброгрохота в зависимости от режимов его работы и величин прикладываемых нагрузок. Подобный метод аналитического исследования целесообразно применять для выбора и оптимизации конструктивных исполнений вброгрохотов различных типоразмеров.

Список литературы: 1. *Вопросы* динамики тяжелых грохотов с пневматическим толкающим приводом / *Потураев В.Н., Круш И.И., Шифрин Л.М., Сергиенко А.В.*- В кн.: Теория и расчет горных машин. Сб. науч. тр. – Киев: Наукова думка, 1982. – С. 116 – 120. **2.** *Вайсберг Л.А.* Вибрационное грохочение сыпучих материалов. Моделирование процесса и технологический расчет грохотов / *Вайсберг Л.А., Рубисов Д.Г.*– СПб.: 1994. - 47 с. **3.** *Букин С.Л., Соломичев Н.Н.* Обоснование рабочего режима трехмассового грохота //Машиностроение и техносфера на рубеже XX века.– Донецк: ДонГТУ, 1999. – Т.1.– С. 108–111. **4.** *Машиностроительный* гидропривод / *Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева.* – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с. **5.** *Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д., Коц И.В.* Специальная гидроапаратура управления короткоходовыми возвратно-поступательными прямолинейными и вращательными перемещениями в машиностроении. Обзор. – М.: НИИМаш, 1982.– 52 с. **6.** *А.с.* № 906844 СССР. МКИ В 65 G 25/08. Привод конвейера переталкивающего типа / *Б.А. Земляков, И.В. Коц, П.В. Плащевский* (СССР). – № 2961164/24-12. Заявлено 16.07.80; Опубл. 23.02.82, Бюл. № 7. - С.42.

Поступила в редколлегию 16.09.06.

УДК 622.73

Л.Ж. ГОРОБЕЦ, докт. техн. наук, ***И.А. ШУЛЯК***, канд. техн. наук, Национальный горный университет, ***Н.С. ПРЯДКО***, канд. техн. наук, Институт технической механики НАН и НКА Украины, ***И.В. ВЕРХОРОБИНА***, Институт геотехнической механики НАН Украины, г. Днепропетровск

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ АКУСТИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СТРУЙНОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Наведено результати досліджень зв'язку режимів роботи струменевого млина з акустичною активністю зони подрібнення. Метод АЕ рекомендовано для оптимізації процесу стрменевого подрібнення.

The results of researches of connection of a jet mill operating modes with acoustic activity of a griding zone are given. The method of acoustic emission is recommended for a jet grinding process optimization.

Процесс струйного измельчения исследован и рекомендован для получения тонкодисперсных порошков из цирконового концентрата, цементного клинкера, термофосфорного шлака, гипса, глинозема, шамота, кварцевого песка, абразивных и синтетических алмазных порошков. Обработка материала в струйных мельницах проводится без ограничений на твердость и физико-механические свойства измельчаемых материалов. Исследованиями, проведенными в Национальном горном университете [1-3], установлено, что струйная технология измельчения отличается от традиционных технологий измельчения в барабанных шаровых и других мельницах высоким уровнем дисперсности. В этой технологии измельчение осуществляется без мелющих тел и, следовательно, без привноса в продукт примесей от износа мелющих тел. При динамической обработке при соударениях частиц в зоне измельчения со скоростью порядка сотен метров в секунду вещество претерпевает напряжения порядка сотен МПа и деформации в размере до десятка процентов. Создание таких режимов обработки осуществляется путем использования