

И.В. Коц /к.т.н./

Винницкий национальный технический университет (Винница, Украина)

В.П. Надутый /д.т.н./

*Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины
(Днепропетровск, Украина)*

ДИНАМИКА ТЯЖЕЛЫХ ГРОХОТОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ТОЛКАЮЩИМ ПРИВОДОМ

Приведено аналіз робочого процесу і математична модель важкого вібраційного грохота з гідроприводом для транспортування і класифікації різноманітних сипучих гірничих матеріалів.

Приведен анализ рабочего процесса и математическая модель тяжелого вибрационного грохота с гидроприводом для транспортировки и классификации разнообразных сыпучих горных материалов.

The analysis of job process and modeling of mathematical for heavy vibrating screen with hydraulic drive for transport and classification of various a mountain material are given.

Повышение эффективности циклично-поточных и поточных технологических процессов погрузки и транспортирования горной массы существенно зависит от надежности работы грохотов, осуществляющих ее грохочение перед погрузкой на ленточные конвейеры [1...3]. Винницкий национальный технический университет совместно с Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины проводит разработки и исследование различных конструктивных решений гидравлических возбуждателей колебаний для грохотов тяжелого типа. В основу разработок положены технические решения, предложенные нами в ряде публикаций [5,6].

На рисунке показана типовая конструктивная схема гидравлического привода возбуждателя колебаний, который использовался для возбуждения колебаний аналогичного тяжелого грохота, 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 3. В качестве исполнительного органа возбуждателя 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 автоматическим гидрораспределителем – двух-

каскадным клапаном-пульсатором. Клапан-пульсатор, использованный для автоматического управления рабочим циклом гидравлического привода возбуждателя колебаний грохота, по конструктивному исполнению аналогичен представленным в наших публикациях [5,6 и др.].

Гидравлический привод грохота 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 3 и накопление 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 упругим элементом – пружиной 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 па-

дение 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. Конструктивное исполнение клапана-пульсатора позволяет с помощью настройки пружины 9 на определенное давление срабатывания клапана-пульсатора осуществлять управление требуемой

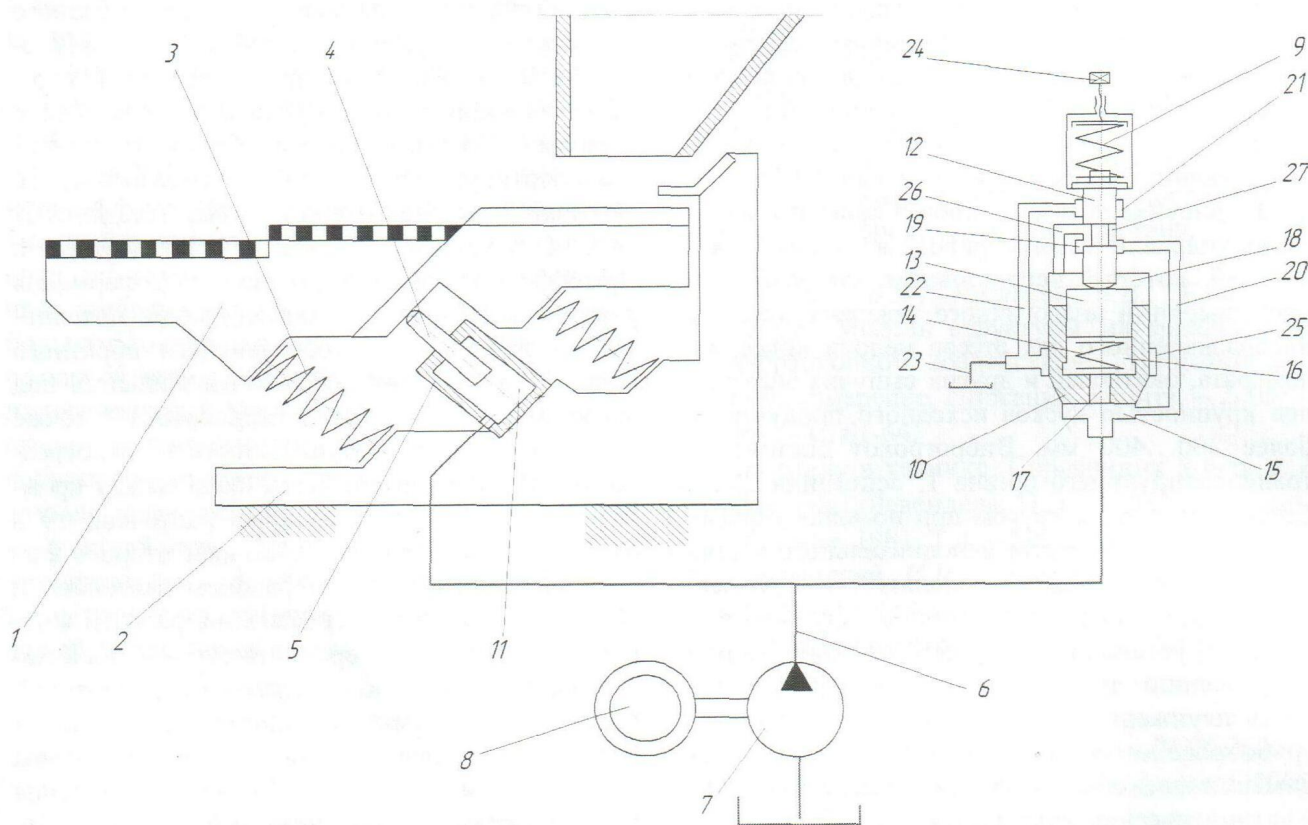


Рисунок – Конструктивная схема гидравлического привода возбуждителя колебаний грохота

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 тяжелого грохота 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 автоматического гидрораспределителя – 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 описания рабочего процесса этой системы разработана математическая модель, которая позволяет определить основные рабочие параметры и характеристики тяжелого грохота с гидравлическим вибрационным приводом.

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 достаточно малое время по сравнению с продолжительностью прямого или обратного хода; при открытии клапана-пульсатора площадь его проходного сечения изменяется релейно от 0 к $f_{cв}$; давление на сливе принимается постоянным; временем тор-

можения в конце прямого и обратного хода, учитывая его малую величину пренебрегаем; производительность Q_H гидронасоса принимается постоянной, то есть независимой от величины давления в гидросистеме; объемные потери рабочей жидкости в гидросистеме не учитываются вследствие их малой величины; транспортируемый 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:

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF_{нн} \sin \alpha; \quad (1)$$

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF_{нн} \cos \alpha - Mg; \quad (2)$$

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

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

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 ; $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$, $\frac{dx_1}{dt}$, x_1 и $\frac{d^2 y_1}{dt^2}$, $\frac{dy_1}{dt}$, 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; $F_{нн}$ – 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 транспортируемого груза в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси:

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

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} + m_1 g - p F_{nl} \cos \alpha; \quad (5)$$

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

$$\sigma \sqrt{(p - p_{cl})} = Q_H + F_{nl} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \frac{dp}{dt} \left[W_r + F_{nl} \left(\sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2} - \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \right) \right] \beta; \quad (6)$$

– 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; $\sigma = \kappa f_{znl} \sqrt{2/\rho}$ – гидропроводимость основного проходного сечения автоматического гидрораспределителя – двухкаскадного клапана-пульсатора, где κ – коэффициент гидравлических потерь; f_{znl} – 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-Кутты-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.

Изготовлены лабораторные образцы тяжелых грохотов с гидравлическим приводом предложенной конструкции. Проведенные лабораторные исследования подтвердили эффективность работы грохотов. Ведутся работы по дальнейшей экспериментальной проверке теоретических результатов и внедрению опытно-промышленных образцов грохотов в производство.

Выводы

Разработана конструктивная схема гидравлического толкающего привода возбудителя колебаний грохота, который дистанционно управляется с помощью автоматического гидрораспределителя – 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.

Предлагаемая математическая модель рабочего процесса гидравлического привода позволяет обосновать кинематические, динамические и геометрические параметры рассматриваемой колебательной системы грохота в зависимости от режимов его работы и величин прикладываемых нагрузок.

1. *Вопросы динамики тяжелых грохотов с пневматическим толкающим приводом / В.Н. Потураев, И.И. Круш, Л.М. Шифрин, А.В. Сергиенко // 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.*