

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО ПИТАТЕЛЯ С ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Приведено аналіз робочого процесу і математична модель вібраційного живильника з гідроімпульсним приводом для транспортування різноманітних сипучих гірничих матеріалів

DYNAMIC ANALYSIS OF THE VIBRATION FEEDING CONVEYOR WITH A HYDROIMPULSIVE DRIVE FOR DISCRETE MATERIALS

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

Актуальность. В отечественной и зарубежной промышленности широкое распространение получили вибрационные питатели, применяемые для перемещения сыпучих материалов, а также часто для одновременной их технологической обработки. Эти устройства представляют собой одно- и двухмассовые вибросистемы, приводимые в движение с помощью приводных механизмов различного конструктивного исполнения [1,2]. Наиболее перспективным приводом для вибротранспортирующих устройств является гидравлический привод [3, 4].

Анализ последних исследований. Основным конструктивным узлом, который определяет эффективность и надежность вибрационных машин является их привод. Среди известных видов приводов наибольшее распространение в качестве привода для вертикальных и горизонтальных вибрационных транспортирующих устройств, которые используются в горной и других отраслях промышленности, получили инерционные, эксцентриковые, пневматические и гидравлические. Детальное изучение существующих гидроприводов автоматического циклического действия, которые используются для привода вибрационных машин различного технологического назначения, показало что наиболее перспективными являются гидроимпульсные приводы. В таких приводах используется для осуществления возвратно-поступательных рабочих ходов исполнительного органа предварительное накопление потенциальной энергии на один рабочий ход машины с помощью механического или гидравлического аккумулятора. Периодически повторяющаяся передача накопленной энергии осуществляется специальным устройством – клапаном-пульсатором [4,5]. Как отмечается в ряде публикаций гидроимпульсный привод обладает достаточно высокой энергоемкостью и значительным быстродействием, позволяет легко изменять параметры колебаний в процессе выбора оптимальных технологических режимов.

Формулировка цели исследования.

Необходимо произвести анализ рабочего процесса вибрационного питателя с гидроимпульсным приводом, управляемым по давлению импульсным гидрораспределителем автоматического действия – клапаном-пульсатором, изучить особенности вибротранспортирования и разработать математическую модель, с помощью которой будут определены и обоснованы основные рабочие парамет-

ры и получаемые характеристики вибрационного питателя при транспортировании сыпучих материалов.

Изложение основного материала и результаты исследований.

Повышение эффективности технологических процессов транспортирования сыпучих материалов существенно зависит от надежности работы питателей. Винницкий национальный технический университет совместно с Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины проводит разработки и исследование различных конструктивных решений гидравлических возбuditелей колебаний для вибрационных питателей и грохотов. В основу разработок положены технические решения, предложенные нами в ряде публикаций [5,6 и др.].

На рис.1 показана типовая конструктивная схема гидроимпульсного привода, который использовался для возбuditеля колебаний вибрационного питателя для транспортирования сыпучих материалов. Вибрационный питатель с гидроимпульсным приводом состоит из транспортирующего органа 1, основания 2, соединенных друг с другом при помощи упругих элементов 3. В качестве исполнительного органа возбuditеля колебаний используется мембранный гидроцилиндр, включающий рабочую мембрану и корпус 5, установленный под некоторым углом к направлению транспортирования. Рабочая полость мембранного гидроцилиндра при помощи трубопроводов 6 соединена с насосом 7, приводимым в движение электродвигателем 8, а также с автоматическим гидрораспределителем - двухкаскадным клапаном-пульсатором. Клапан-пульсатор, использованный для автоматического управления рабочим циклом гидроимпульсного привода возбuditеля колебаний вибрационного питателя, по конструктивному исполнению аналогичен представленным в наших публикациях [5, 6 и др.].

Гидроимпульсный привод вибрационного питателя для сыпучих материалов 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 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 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 транспортируемого материала - горной массы, то произойдет их разделение. Таким образом, транспортирующий орган 1 вибрационного питателя вернется в исходное положение, а транспортируемый материал, совершающий свободное падение переместится в горизонтальном направлении и в конце падения встретится с транспортирующим органом 1. Рабочая мембрана 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 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 вибрационного питателя, можно обеспечить, таким образом, наиболее оптимальный режим транспортирования сыпучей горной массы.

Предлагаемое конструктивное исполнение вибрационного питателя с гидроимпульсным приводом позволяет получить надежно действующее устройство со стабильными рабочими параметрами. К положительным качествам рассмотренного устройства следует отнести простоту схемы управления процес-

сом осуществления возвратно-поступательных ходов исполнительного органа – рабочей мембраны 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.



Рис. 1. - Конструктивная схема гидроимпульсного привода возбуждителя колебаний вибрационного питателя

Для аналитического описания рабочего процесса этой системы разработана математическая модель, которая позволяет определить основные рабочие параметры и характеристики вибрационного питателя с гидроимпульсным 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 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; произво-

длительность 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 вибрационного питателя совместно с транспортируемым материалом вверх в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси:

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

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

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

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

В уравнениях (1)-(3) обозначено: $M=m_1+m_2$ – суммарная масса транспортирующего органа вибрационного питателя 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 вибрационного питателя; μ – коэффициент вязкого демпфирования; c – жесткость упругих элементов возврата; p – текущее давление в гидросистеме; F_m – эффективная рабочая площадь мембраны 4; W_T – 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:

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

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

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

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

- свободного падения транспортированного материала, который подвергается перемещению:

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

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

В уравнениях (4) – (8) введены дополнительные обозначения: x_{10} и y_{10} – координаты смещений транспортирующего органа вибрационного питателя в фазе прямого хода; $\sigma = \kappa f_{cl} \sqrt{2/\rho}$ – гидропроводимость основного проходного сечения автоматического гидрораспределителя – двухкаскадного клапана-пульсатора, где κ – коэффициент гидравлических потерь; f_{cl} – 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.

Аналитическое решение системы уравнений (1) – (8), которые описывают рабочий процесс гидравлического привода возбудителя колебаний вибрационного питателя, 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 вибрационного питателя могут быть использованы при проектировании подобных гидромпульсных приводов вибрационного действия для грохотов и виброконвейеров.

Изготовлены лабораторные образцы вибрационных питателей с гидроимпульсным приводом предложенной конструкции. Проведенные лабораторные исследования (рис. 2) подтвердили эффективность работы вибрационных питателей. Ведутся работы по дальнейшей экспериментальной проверке теоретических результатов и внедрению опытно-промышленных образцов вибрационных питателей в производство.

Выводы.

1. Разработана принципиальная и конструктивная схема гидроимпульсного привода возбудителя колебаний вибрационного питателя, который дистанционно управляется с помощью автоматического гидрораспределителя – двухкаскадного клапана-пульсатора. Использование данного гидроимпульсного 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 системе вибрационного питателя, благодаря изменениям настройки срабатывания клапана-пульсатора. Наличие таких технических возможностей в области регулирования основных параметров динамической колебательной системы вибрационного питателя способствует повышению эффективности осуществления технологических процессов транспортирования сыпучего материала.

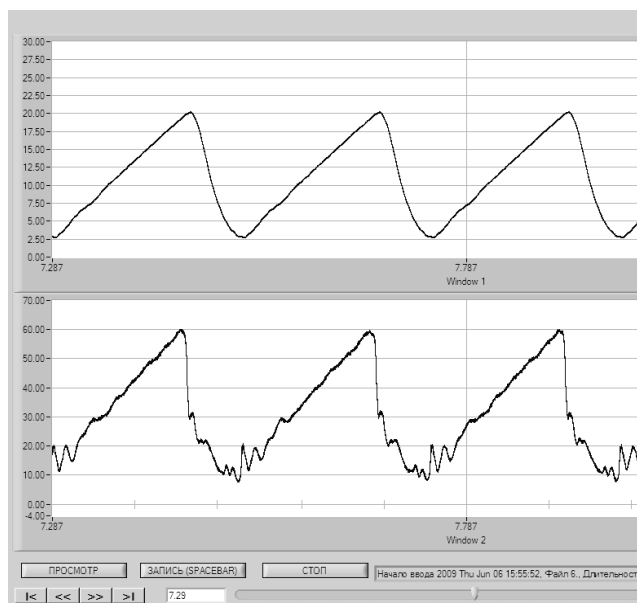


Рис. 2. - Осциллограммы рабочего процесса вибрационного питателя с гидроимпульсным приводом: 1 – перемещение транспортирующего органа $x(t)$, 2 – изменение давления в приводной гидросистеме $p_n(t)$

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вопросы динамики тяжелых грохотов с пневматическим толкающим приводом / В.П. Потураев, И.И. Круш, Л.М. Шифрин, А.В. Сергиенко - 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 / Л.А. Вайсберг, Д.Г. Рубисов – 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. - 495с.
5. Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д., Коц И.В. Специальная гидроаппаратура управления короткоходовыми возвратно-поступательными прямолинейными и вращательными перемещениями в машиностроении. Обзор. – М.: НИИМаш, 1982. - 52 с.
6. А.с. № 906844 (СССР). Привод конвейера переталкивающего типа / Б.А. Земляков, И.В. Коц, П.В. Плашевский. – Оpubл. в БИ № 7, 1982.