

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НАВЕСНОГО МОЛОТА С ГИДРОПРИВОДОМ

Приведено аналіз робочого процесу і математична модель навісного молота з гідравлічним приводом для подрібнення негабаритів різних гірничих матеріалів.

INVESTIGATION OF DYNAMIC OF WORKING PROCESS OF HINGE HAMMER WITH A HYDRODRIVE

The analysis of job process and modelling of mathematical for hinge hammer with hydraulic drive for breaking up of lumps various mountain material are given.

Актуальность. Важной проблемой в горнорудной промышленности и строительстве является дробление негабаритов. Наиболее перспективным приводом устройств для эффективного дробления негабаритов является гидравлический. Гидропривод навесного гидромолота дает возможность привязки ударного органа к любой гидрофицированной базовой машине, обеспечивая широкое применение навесных гидромолотов как навесного оборудования к горным и строительно-дорожным машинам [1-6].

Анализ последних исследований. Основным конструктивным узлом, который определяет эффективность и надежность машин ударного действия является их привод. Среди известных видов приводов наибольшее распространение в качестве привода для оборудования ударного действия, навешиваемого на мобильные транспортные средства, которые используются в горной и других отраслях промышленности, получили механические, пневматические и гидравлические. Детальное изучение существующих гидроприводов автоматического циклического действия, которые используются для привода машин ударного действия различного технологического назначения, показало, что наиболее перспективными являются гидроприводы управляемые специальным устройством – автоматическим гидрораспределителем – клапаном-пульсатором [3-5]. Как отмечается в ряде публикаций, такой гидравлический привод обладает достаточно высокой энергоемкостью и значительным быстродействием, позволяет легко изменять параметры рабочих ходов в процессе выбора оптимальных технологических режимов.

Формулировка цели исследования. Исследования направлены на изучение особенностей и обоснование применения нового типа гидравлического привода горных машин ударного действия на примере навесного молота простого действия с гидроприводом, который управляется по величине давления в гидросистеме автоматическим гидрораспределителем – двухходовым клапаном-пульсатором.

В НИЛ гидродинамики Винницкого национального технического университета ведутся разработки и исследование различных конструктивных решений

навесных гидромолотов разных типоразмеров. В основу разработок положены технические решения, предложенные нами в ряде публикаций [4-6 и др.].

На рис. 1 представлена гидрокинематическая схема навесного молота с гидроприводом для дробления негабаритов горных пород [7].

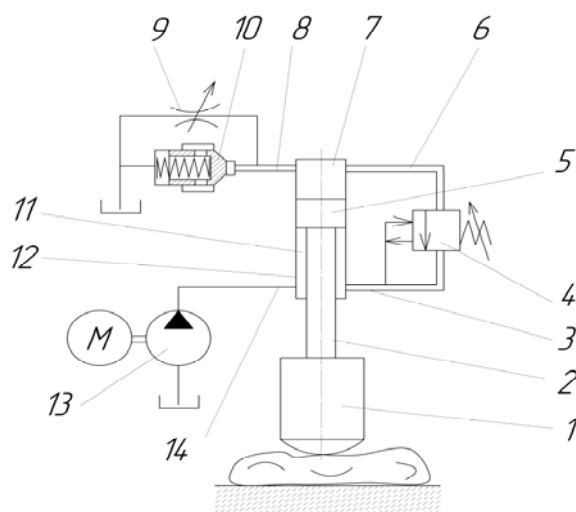


Рис. 1 – Гидрокинематическая схема навесного молота с гидроприводом

Работает устройство следующим образом. При включении гидронасоса 13 повышается давление в напорной магистрали и рабочая жидкость, поступающая в штоковую полость 11, воздействуя на рабочую площадь поршня 5, перемещает его вверх. По достижении поршнем 5 крайнего положения в штоковой полости 11 и подводных магистралях 3 и 14 давление повышается, что приводит к автоматическому открытию автоматического гидрораспределителя, так называемого, двухходового клапана-пульсатора 4, настроенного на заданное давление срабатывания. Напорная магистраль 14 и штоковая полость 11 посредством трубопровода 3 через автоматический гидрораспределитель 4 и трубопровод 6 соединяются с поршневой полостью силового цилиндра 7. При падении давления в штоковой полости поршень 5 под действием веса ударной массы ускоренно перемещается вниз и наносит удар по разрушаемому объекту. В начале движения вниз, когда скорость ударной массы равна или близка нулю, расход через автоматический гидрораспределитель 4 равен практически производительности гидронасоса 13 и направляется через дроссель 9 и подпорный клапан 10 в бак. Давление в сливной магистрали 8, обеспечиваемое подпорным клапаном 10 и дросселем 9 (порядка 0,2...0,3 МПа), удерживает автоматический гидрораспределитель 4 в открытом состоянии. По мере нарастания скорости движения ударной массы вниз, расход через подпорный клапан 10 и дроссель 9 за счет заполнения жидкостью увеличивающейся поршневой полости 7 уменьшается до значения, при котором подпорный клапан 10 закрывается. Перепад давления на дросселе 9 недостаточен для удержания автоматического гидрораспределителя 4 открытым, и он закрывается. Причем настройкой дросселя 9 добиваются момента закрытия автоматического гидрораспределителя 4 близкого к моменту удара и при дальнейшем перемещении ударной массы 1 до соприкосновения с разрушаемым объектом обеспечивается подъем давления до уровня достаточного для начала перемещения ее вверх. После того как ударная

масса 1 передала накопленную кинетическую энергию на дробление негабарита, начинается повторение рабочего цикла, т.е. ход вверх. Поднимающийся вверх поршень выталкивает накопленную в поршневой полости 7 жидкость по сливной магистрали 8 через подпорный клапан 10 и дроссель 9 в бак, освобождая при этом поршневую полость 7 для последующего приема рабочей жидкости, периодически выбрасываемой клапаном-пульсатором 4 из штоковой полости 11 во время рабочего хода (хода вниз). Подсоединение автоматического гидрораспределителя 4 к силовому гидроцилиндру 12 по описанной в работе [7] схеме позволяет свести к минимуму потери энергии удара на преодоление гидравлических сопротивлений за счет того, что основной расход из штоковой полости 11 и от гидронасоса 13, пропускаемый автоматическим гидрораспределителем 4, направляется через сравнительно короткую магистраль большого проходного сечения в поршневую полость 7 рабочего цилиндра, объем которой увеличивается по мере перемещения вниз поршня 5 и связанной с ним ударной массы 1.

Подбором соответствующего расхода рабочей жидкости и регулировкой давления срабатывания автоматического гидрораспределителя 4, можно в широких пределах плавно регулировать частоту и величину хода ударной массы 1. Конструктивное исполнение автоматического гидрораспределителя – двухходового клапана-пульсатора 4 позволяет с помощью соответствующей его настройки на определенное давление срабатывания осуществлять управление требуемой энергией силового импульса рабочего хода. Частота ходов легко регулируется изменением расхода приводного гидронасоса 13. Подбирая энергию и частоту повторения силовых ударных импульсов, передаваемых ударной массой 1 разрушаемому объекту, можно обеспечить, таким образом, наиболее оптимальный режим дробления негабаритов горных материалов.

Предлагаемое конструктивное исполнение навесного молота с гидроприводом позволяет получить надежно действующее оборудование со стабильными рабочими параметрами. К положительным качествам рассмотренного устройства следует отнести простоту схемы управления процессом осуществления возвратно-поступательных ходов исполнительного органа – ударной массы 1, так как управление в данном случае осуществляется только по потоку рабочей жидкости (изменением давления срабатывания автоматического гидрораспределителя 4 и изменением расхода приводного гидронасоса 13). Так как работа данного автоматического гидрораспределителя – клапана-пульсатора – практически не зависит от исходных условий, а определяется только величиной давления жидкости в рабочей камере, 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. 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 предпо-

ложения: температура и вязкость рабочей жидкости изменяются незначительно; волновыми процессами пренебрегаем, учитывая небольшую протяженность трубопроводов; механическая характеристика привода от базовой машины принимается линейной; коэффициент сжимаемости β , который характеризует суммарный эффект сжимаемости рабочей жидкости и деформации соединительных трубопроводов принимается постоянным [3-5]; переходной процесс срабатывание автоматического гидрораспределителя 4 на слив считается релейным, то есть таким, что происходит за достаточно малое время по сравнению с продолжительностью прямого или обратного хода; при открытии автоматического гидрораспределителя площадь его проходного сечения изменяется релейно от 0 к $f_{сл}$; давление на сливе принимается постоянным; временем торможения в конце хода ударной массы вверх и рабочего хода вниз до соударения, учитывая его относительно малую величину пренебрегаем; производительность Q_n гидронасоса принимается постоянной, то есть независимой от величины давления в гидросистеме; объемные потери рабочей жидкости в гидросистеме принимаются линейно зависящими от величины рабочего давления в гидросистеме; ударная масса 1 принимается в виде сосредоточенной, а несущие и направляющие элементы конструкции – абсолютно жесткими; коэффициентом отскока ударной массы после нанесения удара по негабариту для упрощения расчетов пренебрегаем.

Фазу набора давления можно представить уравнением:

$$Q_n = \frac{dp}{dt} W_r \beta_{cp} + \varphi_{yr} p \quad (1)$$

Фаза подъема ударной массы 1 вверх представляется, соответственно, следующими уравнениями: движения ударной массы 1 вверх; расходов в основной гидросистеме, связанной со штоковой полостью гидроцилиндра 11; расходов из поршневой полости гидроцилиндра 7:

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = p F_{ш} - p_n F_n - \alpha \frac{dz}{dt} - R_r \operatorname{sign} \left(\frac{dz}{dt} \right) - Mg; \quad (2)$$

$$Q_n = \frac{dp}{dt} (W_r + F_{ш} z) \beta + F_{ш} \frac{dz}{dt} + \varphi_{yr} p; \quad (3)$$

$$F_{ш} \frac{dz}{dt} = \mu (f_{др} + f_{нк}) \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_n - p_{сл}}. \quad (4)$$

Фаза рабочего хода ударной массы 1 вниз представляется соответственно уравнениями: движения ударной массы 5 вниз; расходов из основной гидросистемы и штоковой полости гидроцилиндра 11; заполнения рабочей жидкости поршневой полости гидроцилиндра 7:

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = Mg + p_n F_n - p F_{ш} - \alpha \frac{dz}{dt} - R_r \operatorname{sign} \left(\frac{dz}{dt} \right); \quad (5)$$

$$Q_{\text{н}} + \frac{dp}{dt} [W_{\text{г}} + F_{\text{ш}}(z_{\text{к}} - z)] \beta + F_{\text{ш}} \frac{dz}{dt} =$$

$$= \mu_{\text{ар}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_{\text{п}}} + \Phi_{\text{гт}} p ;$$

$$\mu f_{\text{ар}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}} = F_{\text{п}} \frac{dz}{dt} + \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}} .$$

В уравнениях (1)–(7) приняты следующие основные обозначения: M – приведенная суммарная масса подвижных элементов, сопряженных с ударной массой 1; $\frac{d^2z}{dt^2}$, $\frac{dz}{dt}$, z – соответственно, проекции на вертикальную ось ускорения, скорости и перемещения ударной массы молота 1; $W_{\text{г}}$ – объем гидросистемы, включающей напорную магистраль 14 и трубопровод 3; p , $p_{\text{п}}$ – соответственно, текущее давление в напорной магистрали и поршневой полости 7; $p_{\text{сл}}$ – давление в сливной магистрали, принимаемое условно 0,2...0,3 МПа; α – коэффициент вязкого демпфирования; $F_{\text{п}}$, $F_{\text{ш}}$ – эффективные рабочие площади со стороны поршневой и штоковой 11 полостей; $f_{\text{др}}$, $f_{\text{пк}}$, $f_{\text{ар}}$ – проходные сечения дросселя 9, подпорного клапана 10 и автоматического гидрораспределителя – клапана-пульсатора 4; μ – коэффициент расхода рабочей жидкости; g – ускорение свободного падения.

Аналитическое решение системы уравнений (1)–(7), которые описывают рабочий процесс гидравлического привода навесного молота для дробления негабаритов, представляется весьма сложным, учитывая их нелинейность. Наиболее целесообразным является решение численными методами на ЭВМ.

Для организации вычислительных процедур была составлена программа на алгоритмическом языке программирования Delphi 7. В результате детального анализа различных численных методов решения дифференциальных уравнений подобного вида был сделан вывод о целесообразности применения метода Рунге-Кутты-Фельберга [8] для решения системы дифференциальных уравнений (1–7) посредством ПЕОМ с использованием стандартных подпрограмм. Моделирование выполнялось с использованием программного обеспечения Delphi 7 в операционной среде Windows XP. Результаты решений уравнений при ходе ударной массы 1 вверх были исходными для решения уравнений рабочего хода. Полученные результаты теоретических расчетов параметров и характеристик рабочего процесса могут быть использованы при проектировании подобных гидравлических приводов ударного действия.

На основе результатов аналитических исследований были изготовлены экспериментальные образцы навесных молотов с гидравлическим приводом предложенной конструкции. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность работы. Ведутся работы по дальнейшей экспериментальной проверке теоретических результатов и внедрению опытно-про-

мышленных образцов навесных молотов для дробления негабаритов в производство.

Выводы.

1. Разработана гидрокинематическая схема гидравлического привода навесного молота простого действия для дробления негабаритов горных пород, который дистанционно управляется с помощью автоматического гидрораспределителя – двухходового клапана-пульсатора. Использование данного гидравлического привода позволяет в достаточно широких пределах изменять как частоту повторения силовых ударных импульсов, так и величину рабочего хода, а также изменять величину силового воздействия, прикладываемого к разрушаемому негабариту, благодаря изменениям настройки срабатывания клапана-пульсатора. Наличие таких технических возможностей в области регулирования основных параметров динамической системы конструкции молота и гидропривода способствует повышению эффективности осуществления технологических процессов дробления горных пород.

2. Предлагаемая математическая модель рабочего процесса навесного молота с гидроприводом, управляемым автоматическим гидрораспределителем – двухходовым клапаном пульсатором, позволяет определять основные кинематические и динамические параметры, а именно, скорость подъема и разгона ударной массы, энергию периодических ударных силовых импульсов, частоту рабочих ходов, которые зависят от расхода рабочей жидкости, поступающей от приводного гидронасоса базовой машины, величины ударной массы и высоты ее подъема, коэффициент полезного действия и другие параметры. Подобный метод аналитического исследования целесообразно применять для выбора и оптимизации конструктивных исполнений навесных молотов с гидравлическим приводом различных типоразмеров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Набиуллин Р.Ш., Комиссаров А.П. Сопоставительный анализ средств для разрушения негабаритов. Горное оборудование и электромеханика. – 2006. – № 1. – С. 33-34.
2. Потураев В.Н., Франчук В.П., Надутый В.П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах. – Днепропетровск, НГА Украины, 2002. – 186 с.
3. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М., Машиностроение, 1977. – 184 с.
4. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.В. Коц и др. – М., Машиностроение, 1977. – 176 с.
5. Коц И.В. Перспективы использования гидроимпульсного привода рабочих органов горных машин ударного и ударно-вибрационного действия // Всеукраїнський н.-т. журнал «Вібрації в техніці та технологіях», – 2007. – №2(47). – С.116–119.
6. А.с. № 1460231 СССР. МКл.4 Е 21 С 3/20. Устройство ударного действия / А.Ф. Пономарчук, Д.Г. Авраменко, И.В. Коц и др. (СССР). – № 4262854/23-03. Заявлено 15.06.87; Оpubл. 23.02.89, Бюл. № 7. - С.97.
7. А.с. № 912834 СССР. МКл.3 Е 02 D 7/10.Свайный гидромолот/ М.Е. Иванов, И.В. Коц, В.А. Пишенин (СССР). – № 2953568/29-33. Заявлено 09.07.80; Оpubл. 15.08.82, Бюл. № 10. - С.84.
8. Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копченкова Н.В. Вычислительные методы для инженеров. – М.: Московский энергетический институт, 2003. – 595 с.