

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН УДАРНОГО И УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

И.В. Коц, Винницкий национальный технический университет, Украина

Рассмотрены особенности нового типа гидравлического привода для горных машин ударного и ударно-вибрационного действия, управляемого по величине рабочего давления с помощью автоматического импульсного гидрораспределителя. Проанализированы две основные схемы подключения автоматических импульсных гидрораспределителей и особенности их конструктивного исполнения. Приведены аналитические зависимости для проектного расчета подобных гидроимпульсных приводов.

Постановка проблемы. Технологические процессы разрушения, транспортирования и разделения твердых полезных ископаемых в горнодобывающей промышленности являются одними из наиболее масштабных, энергоемких и, вследствие этого, дорогостоящих операций. В этих процессах широко используются ударные и ударно-вибрационные машины. Это обусловлено тем, что они во многих случаях обеспечивают более высокую, чем у обычных машин, технологическую эффективность. Поэтому дальнейшее развитие вибрационных машин и оборудования с активными рабочими органами имеет важное экономическое значение [1].

Анализ последних исследований. Основными конструктивными элементами известных вибрационных машин являются привод и рабочий орган. В настоящее время наибольшее распространение в горной промышленности получили инерционные, эксцентриковые, пневматические и гидравлические вибраторы. Альтернатива перечисленным механизмам – новый тип гидравлического привода, характеризующийся наличием аккумуляторов в приводе и элемента их разрядки (управляемого по давлению) на перемещение рабочего органа, который условно называется «гидроимпульсным» [2, 3]. В отличие от известного объемного гидропривода с насосно-аккумуляторной станцией, где энергия в отдельной дорогостоящей установке накапливается на весь рабочий цикл машины и передается технологической машине, в гидроимпульсном приводе горных и иных видов машин ударного и ударно-вибрационного действия используется одноходовой гидроаккумулятор, накапливающий энергию только на один рабочий ход машины, причем автоматически повторяющаяся передача этой энергии рабочему органу осуществляется специальным элементом управления – автоматическим импульсным гидрораспределителем клапанного или золотникового типа [2, 3]. Гидроимпульсный привод обладает свойствами объемного и динамического гидроприводов, т. е. передача потенциальной энергии жидкости в нем осуществляется изменением объемов его рабочих камер, взаимодействием струи жидкости с рабочим – органом машины или обоими факторами одновременно. Машины с гидроимпульсным приводом характеризуются повышенной энергоемкостью и значительным быстродействием, обязательным для многих горнотехнологических процессов.

Формулировка цели исследования.

Исследования направлены на изучение особенностей и обоснование применения нового типа гидравлического привода горных машин ударного и ударно-вибрационного действия, который характеризуется наличием гидроаккумулятора и элемента его разрядки, управляемого по давлению автоматическим импульсным гидрораспределителем.

Изложение основного материала.

В зависимости от способа подключения и конструктивных особенностей автоматического импульсного гидрораспределителя различают две основные принципиальные схемы гидроимпульсного привода (рис. 1) [3-7]. Принципиальная схема гидроимпульсного привода с трехходовым двухпозиционным автоматическим импульсным гидрораспределителем 2 (рис. 1, а), которая может применяться в вибрационных конвейерах, гидромолотах, гидроперфораторах, устройствах для нагнетания жидкости в горный массив и других машинах с повышенной энергией импульса, быстроходностью и более высоким требованием к КПД [3-7]. Реализация этой схемы

показана на примере вибрационного транспортирующего устройства [3, 5]. Она включает приводной гидронасос 1, одноходовой гидроаккумулятор 2, автоматический импульсный гидрораспределитель 3, исполнительный рабочий орган – плунжерный гидроцилиндр 4, упругий элемент возврата – пружинные рессоры 5 и предохранительный клапан 6. Особенность работы гидроривода заключается в том, что в одноходовом гидроаккумуляторе 2 накапливается энергия сжатой рабочей жидкости, достаточная на совершение одного возвратно-поступательного хода рабочего органа 4. В зависимости от расчетной величины энергии необходимой для совершения одного хода плунжера рабочего органа 4 заряжается одноходовой гидроаккумулятор 2 от напорной магистрали 1 до некоторого заданного давления p_1 , при котором автоматический импульсный гидрораспределитель 3 открывается и обеспечивает рабочий ход – перемещение плунжера рабочего органа 1 в результате действия струи рабочей жидкости поступающей от гидроаккумулятора 2. По мере разрядки гидроаккумулятора 2 давление в системе падает до некоторого значения p_2 , при котором автоматический импульсный гидрораспределитель 3 закрывается, а полость гидроцилиндра соединяется со сливом, после чего под действием пружин 5 плунжер 4 возвращается в исходное положение. Предложенная конструкция машины может предусматривать совершение полезной работы как в начале, так и в конце обратного хода (например, виброгрохоты, гидромолоты, вибромельницы и другие ударно-вибрационные машины). На рис. 1, б представлена принципиальная схема гидроимпульсного привода навесного молота для дробления негабаритов горных пород [3, 4], которая содержит более простой двухходовой автоматический импульсный гидрораспределитель 2, установленный в сливной линии из полостей подъемных плунжерных гидроцилиндров 3 и 4. Рабочая жидкость по напорному трубопроводу подается в полости гидроцилиндров и перемещает рабочий орган – ударную массу 5 вверх. При давлении p_1 автоматический импульсный гидрораспределитель 2 соединяет напорную магистраль 1 со сливом. Возврат – падение рабочего органа ударной массы 5 в исходное положение при открытом автоматическом импульсном гидрораспределителе 2 совершается под действием пружины 6 или веса ударной массы 5. Давление в гидросистеме падает, прекращается расход в сливном трубопроводе, и автоматический импульсный гидрораспределитель 2 закрывается.

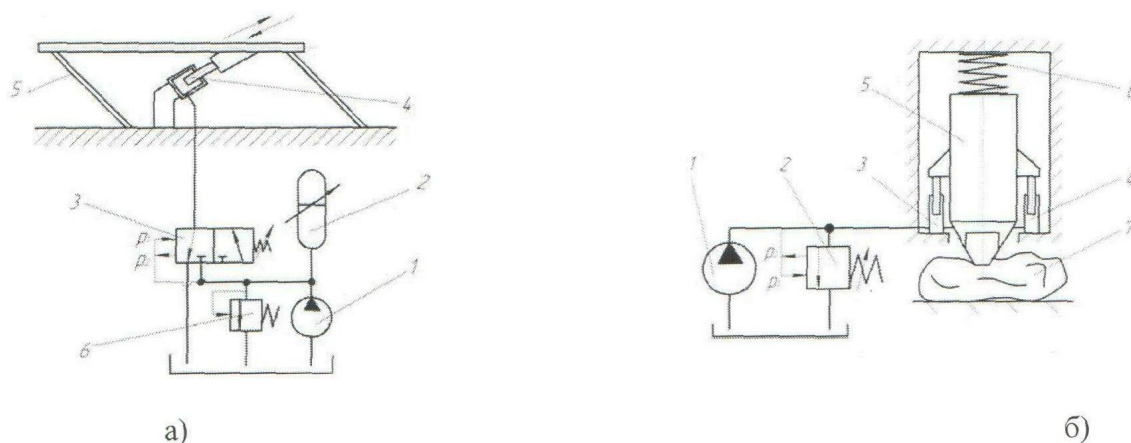


Рис. 1. Принципиальные схемы гидроимпульсных приводов машин с трех- (а) и двухходовым (б) автоматическими импульсными гидрораспределителями

Роль аккумулятора потенциальной энергии выполняет пружина 6 или высота положения ударной массы 5. Конструкции машин с гидроимпульсным приводом, которые выполнены по схеме, представленной на рис. 1, б, могут успешно использоваться, например, в устройствах для разрушения массива мерзлых грунтов и скальных пород, для уплотнения грунтов и других технологических операций [3, 4, 6].

Наиболее наглядно иллюстрируют работу элементов разрядки простейшие импульсные автоматические импульсные гидрораспределители. На рис. 2 представлены конструктивные схемы двух- и трехходовых двухпозиционных автоматических импульсных гидрораспределителей [3-7]. При достижении в системе давления p_1 (рис. 2, а), определяемого усилием затяжки пружины 2 $P_{np} = p_1 \frac{\pi d_1^2}{4}$ (здесь p_1 – максимальное давление настройки срабатывания автоматического импульсного гидрораспределителя клапанного типа, d_1 – эффективный расчетный диаметр герметизации первой ступени клапана), двухступенчатый клапан гидрораспределителя 1 сместится вверх и на него будет действовать сила $P_2 \gg P_1$ ($P_2 = p_1 \frac{\pi d_2^2}{4}$, где d_2 – диаметр поперечного сечения второй ступени клапана гидрораспределителя). Сила, которая действует на всю площадь поперечного сечения двухступенчатого клапана гидрораспределителя 2, увеличится от P_{np} до P_2 импульсно и переместит его вверх на величину, большую величины размера перекрытия золотника Δ . В результате этого напорная магистраль 3 и трубопровод 7, связанный с полостью рабочего гидроцилиндра, соединятся со сливом 8. Давление в гидросистеме будет падать со скоростью, определяемой условным проходным сечением запорного органа автоматического импульсного гидрораспределителя. При достижении величины давления рабочей жидкости p_2 наступает равновесие $p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = p_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$, когда любое уменьшение давления ниже p_2 (обычно определяется потерями в сливной магистрали при обратном ходе рабочего органа) вызовет посадку двухступенчатого клапана автоматического импульсного гидрораспределителя 1 на седло под действием усилия затяжки пружины 2.

Трехходовой двухпозиционный автоматический импульсный гидрораспределитель золотникового типа [3, 6] (рис. 2, б) аналогичен по принципу действия двухходовому. При зарядке гидроаккумулятора 4 толкатель 2 перемещает золотник 1 до тех пор, пока не перекроется расточка 9, а расточка 11 не соединится с выточкой 8. Одновременно полость 7 соединится с расточкой 8, что приведет к быстрому переключению золотника в положение разрядки гидроаккумулятора 4 на рабочий гидроцилиндр через расточку 11, которая связана непосредственно с полостью исполнительного гидроцилиндра машины ударного или вибрационного действия.

Аккумуляция энергии в гидроимпульсном приводе осуществляется как в пружинных, так и в чисто гидравлических аккумуляторах. Принцип действия пружинных аккумуляторов известен [2, 3]. Чисто гидравлические аккумуляторы применяются редко, а их работа требует некоторого пояснения, так как основывается на сжимаемости жидкости. Энергия, накопленная за счет сжатия жидкости, определяется по известной зависимости [3]:

$$A = \frac{1}{2} (p_1^2 - p_2^2) W_n \beta, \quad (1)$$

где p_1 – наибольшее давление в гидроаккумуляторе, соответствующее давлению открытия автоматического импульсного гидрораспределителя; p_2 – давление закрытия автоматического импульсного гидрораспределителя; W_n – первоначальный объем полости гидроаккумулятора; β – коэффициент сжимаемости жидкости (при расчетах принимается $\beta = const$ для давлений рабочей жидкости свыше 3 МПа).

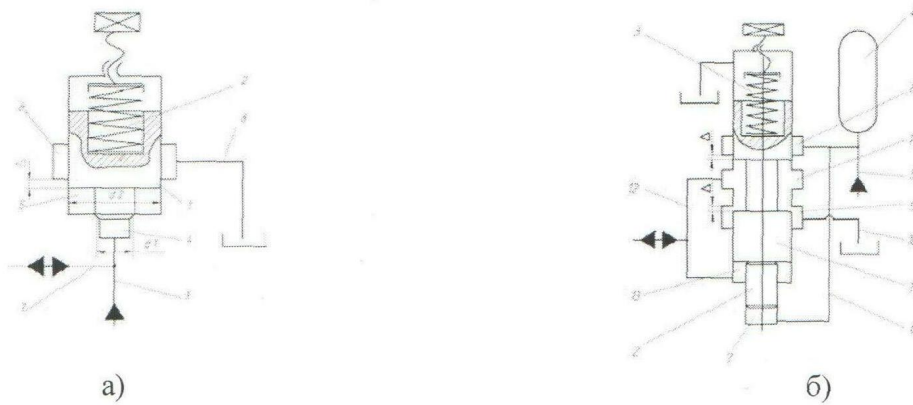


Рис. 2. Конструктивные схемы двух- (а) и трехходовых (б) автоматических импульсных гидрораспределителей

Мгновенная мощность гидроимпульсного привода определяется временем совершения одного рабочего хода t_{px} , а его минимальное значение зависит от быстродействия импульсного гидрораспределителя $t_{кн}$ ($t_{кн} \leq t_{px}$). Величина средней мгновенной мощности за один импульс $N_{умм}$ и время рабочего хода с достаточной степенью точности для проектных расчетов определяются по зависимостям:

$$N_{умм} = p_1^2 W_n \beta / 2 t_{px}; \quad (2)$$

$$t_{px} = \sqrt{\frac{2mL_{px}}{(\frac{p_1 - p_2}{2}) S_{сеч}}}, \quad (3)$$

где m – масса подвижного рабочего органа машины; L_{px} – рабочий ход; $p_{cp} = \frac{p_1 - p_2}{2}$ – среднее давление рабочей жидкости за время цикла (принимается его среднеарифметическое значение), $S_{сеч}$ – эффективная рабочая площадь поршней или плунжеров [3].

Предельная частота работы таких приводов (соответствует числу двойных ходов рабочего органа машины), например, для чисто гидравлического аккумулярования,

$$n = \frac{1}{t_{эи}} = \frac{1}{2A_{px} / Q_n p_{н0} + t_{эе}} \approx \frac{0,9 Q_n p_1}{2 A_{px}}, \quad (4)$$

где $0,9$ – коэффициент, учитывающий время срабатывания автоматического импульсного гидрораспределителя [3]; $Q_n = const$ – подача насоса; A_{px} – заданная энергия одного рабочего хода.

Эксперименты, проведенные на ряде рассмотренных машин с гидроимпульсным приводом подтверждают достаточную точность в пределах $\pm (6 - 10\%)$ зависимости (4).

О существенных технических возможностях гидроимпульсного привода, даже для незначительных объемов жидкости W_n и при сравнительно небольших давлениях рабочей жидкости p_1 можно судить, рассмотрев следующий пример. Пусть, в гидроприводе используются шестеренный гидронасос типа НШ-10, подача которого составляет $Q_n = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$, создающий давление $p_1 = 16 \text{ МПа}$, гидросистема имеет чисто гидравлический аккумулятор с объемом полости $W_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и коэффициентом сжимаемости рабочей жидкости $\beta = 1/16 \cdot 10^8 \text{ м}^2 / \text{Н}$. Накопленная энергия в таком гидроприводе передается на рабочий орган, как показали проводимые экспериментальные исследования, за $t_{px} = 10^{-2} \text{ сек}$. Следовательно,

$$N_{эи} = p_1^2 W_n \beta / 2 t_{px} = \frac{(16 \cdot 10^6)^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-2} \cdot 16 \cdot 10^8} = 20 \cdot 10^3 \text{ А} \dot{\delta} = 20 \text{ эА} \dot{\delta}.$$

Мощность привода насосной станции без учета потерь составляет:

$$N_{прив} = p_1 Q_n = 16 \cdot 10^6 \cdot 0,24 \cdot 10^{-3} = 3,84 \text{ кВт}.$$

Экспериментальные исследования и производственный опыт эксплуатации гидроимпульсных приводов ударных и ударно-вибрационных горных машин, управление которых осуществлялось в соответствии с рассмотренными схемами, представленными на рис. 1 и 2, показали их высокую эффективность в качестве привода рабочих органов вибрационных транспортирующих устройств, грохотов, мельниц, гидрореперфораторов, навесных гидромолотов для дробления негабаритов горных пород, прицепных рыхлителей мерзлого грунта, экскаваторных ковшей активного действия.

Выводы.

Таким образом, для быстродействующих горных машин ударного и ударно-вибрационного действия, потребляющих значительную мгновенную мощность, достаточно эффективен и прост в эксплуатации и изготовлении импульсный гидропривод с одноходовым гидроаккумулятором или пружинным механическим аккумулятором и автоматическим импульсным гидрораспределителем, который имеет дистанционное бесступенчатое управления автоматическими повторяющимися двойными ходами рабочего органа технологической машины. Успешно работают в производственных условиях гидроимпульсные приводы описанного типа с установочными мощностями до 30 кВт, мгновенными мощностями до 200 кВт и более при частоте импульсов до 30 Гц. В лабораторных условиях получены частоты до 90 Гц с установочными мощностями 16 кВт.

Список литературы

1. Потураев В.Н., Франчук В.П., Надутый В.П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, В.П. Надутый. — Днепропетровск: НГА Украины, 2002. — 186 с.
2. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия / И.Б. Матвеев. — М.: Машиностроение, 1977. — 184 с.
3. Иванов М.Е. 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.
4. Коц І.В. Динаміка грохотів з гідравлічним штовхаючим приводом / І.В. Коц // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий наук.-техн. зб. — Львів: Вид-во Нац. техн. ун-ту «Львівська політехніка», 2006. — Вип. 40. — С.143–148.
5. А.с. № 713614 СССР, МКИ² В 07В 1/40. Вибрационный грохот / Земляков Б.А., Коц И.В. (СССР). — № 2491343/29–03 ; заявл. 01.06.77 ; опубл. 05.02.1980, Бюл. №5.
4. А.с. № 912834 СССР, МКИ³ Е 02D 7/10. Гидромолот / Коц И.В., Матвеев И.Б., Иванов М.Е. (СССР). — № 2953568/29–03 ; заявл. 09.07.80 ; опубл. 15.03.1982, Бюл. №10.
6. Патент на корисну модель № 19371U Україна, МПК⁶ В 25D 9/00. Гідравлічний ударний пристрій / Коц І.В., Петрусь В.В. Насіковський А.Б., Штанько О.С.; заявник і власник патента Вінницький національний технічний університет. — № u20060613; заявл. 13.06.06; опубл. 15.12.06, Бюл. №12.
7. Коц І.В., Островський А.Й. Дослідження вібротранспортуючих пристроїв з гідравлічним приводом / І.В. Коц, А.Й. Островський // Всеукраїнський н.-т. журнал «Вібрації в техніці та технологіях». — 2005. — №4(42). — С.54–57.