



ВЕСТНИК

Брестского государственного технического университета

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Научно-теоретический журнал
Издаётся с января 2000 г.
Периодичность - 6 раз в год.

4(82)'2013

СОДЕРЖАНИЕ

- ЗАЯЦ В.Р., РУСАН С.И., ТАЛАЧЫНЕЦ И.М.** Альтэрнатыўны метад сілавога аналізу плоскіх рычажных механізмаў..... **2**
- РУСАН С.И., ДРЭМУК У.А., ГАЎРЫЛЕНЯ А.К.** Графааналітычная рэалізацыя метаду Асура **4**
- БАДЁРА Н.П., СТОРОЖУК С.Б., КОЦ И.В.** Эфектыўнасць іспользавання гідроімпульснага прывода для актывных рабочых органаў тэхналагічных машын ударнаго і ударна-вібрацыйнаго дзейства **7**
- ИВАНОВ В.П., КАСТРЮК А.П.** Полное использование остаточной долговечности деталей – основа эффективности ремонта машин **10**
- ИВАНОВ В.П., ВИГЕРИНА Т.В., СЕМЕНОВ В.И.** Восстановление станин технологического оборудования..... **14**
- ИВАНОВ В.П., КАСТРЮК А.П.** Совершенствование системы качества ремонта автотракторных двигателей путем внедрения необезличенного ремонта **17**
- ИВАНОВ В.П., КАСТРЮК А.П., ВИГЕРИНА Т.В.** Направления ресурсосбережения при ремонте агрегатов **21**
- САМЧУК В.В.** Повышение качества отверстий в изделиях из полимерных композиционных материалов (ПКМ) **24**
- ЛЕВДАНСКИЙ А.М., ЛЕВДАНСКИЙ С.А.** Обработка резцом с механическим креплением вставки из искусственного алмаза алюминио-во-магниево-кремниевых сплавов **27**
- НЕРОДА М.В.** Влияние электроискровых и электродуговых разрядов в зоне обработки при магнитно-электрическом шлифовании на производительность процесса **29**
- ПОЛОЗКОВ Ю.В., ЕВТУШЕНКО А.В.** Алгоритмизация описания геометрической формы конструкторско-технологических элементов деталей с помощью отсеков поверхности..... **33**
- ДРАГАН А.В., ОМЕСЬ Д.В.** Исследование модуляции виброакустического сигнала при зарождении и развитии дефекта зубчатого колеса **37**
- ДРАГАН А.В., ПАРФИЕВИЧ А.Н.** К вопросу диагностирования состояния подшипников качения по вибропараметрам на примере коробки передач токарного станка мод. СН-501..... **42**
- САНЮКЕВИЧ Ф.М., МОНТИК С.В.** Расчет механизмов при курсовом проектировании деталей машин **45**
- МЕДВЕДЕВ О.А., ФУ ЧАО** Выбор критерия оптимизации и ограничений режима сверления отверстий спиральными сверлами **49**
- ОСТРИКОВ О.М., ИНОЗЕМЦЕВА Е.В.** Расчет напряженно-деформированного состояния твердого тела, подвергнутого одноосному растяжению или сжатию, при наличии в нем упругого линзовидного двойника..... **52**
- КОСТРИЦКИЙ В.В., ЛИСОВСКИЙ А.Л.** Создание микрорельефа на внутренней поверхности гильзы цилиндров для обеспечения жидкостного трения **55**
- ХВИСЕВИЧ В.М., ВЕРЕМЕЙЧИК А.И., ГАРБАЧЕВСКИЙ В.В.** Численная реализация интегральных уравнений двумерных задач теории упругости методом ГИУ **58**
- САЗОНОВ М.И., ВЕРЕМЕЙЧИК А.И.** Влияние вдува газа на электрические и тепловые характеристики анода турбулентной дуги **61**
- СТРОКАЧ П.П., ЯЛОВАЯ Н.П., БАСОВ С.В., ХАЛЕЦКИЙ В.А., ТУР Э.А., ГОЛУБ Н.М.** Электрохимическое осаждение никелевых и композиционных покрытий, содержащих диоксид кремния **64**
- КОНСТАНТИНОВ В.М.** Борсодержащий сплав для упрочнения наплавкой инструмента горячештамповой оснастки **71**
- КОТОВ С.Ю., БЕЛЯЕВ Г.Я.** Методика оценки характеристик вакуумно-плазменных покрытий с целью использования в узлах трения. **74**

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДЛЯ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО И УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

Введение. Технологические процессы разрушения, транспортирования и разделения твердых кусковых и сыпучих материалов, уплотнения грунта и бетона в строительной-дорожной и 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].

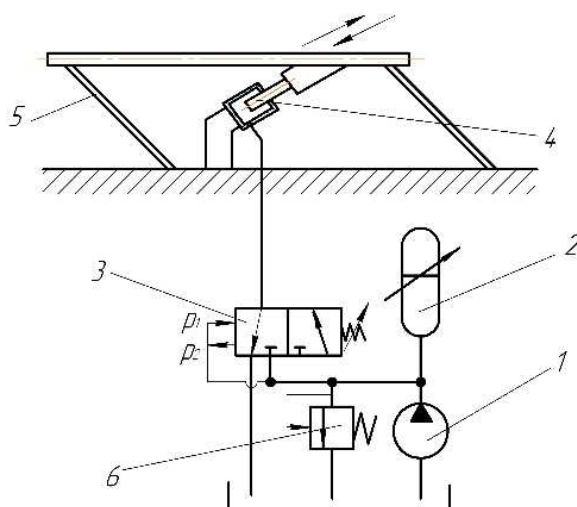
Анализ последних исследований. Основными конструктивными элементами известных вибрационных машин являются привод и рабочий орган. В настоящее время наибольшее распространение в строительной-дорожной и горной промышленности получили инерционные, эксцентриковые, пневматические и гидравлические вибраторы. Альтернатива перечисленным механизмам – новый тип гидравлического привода, характеризуемый 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 однокходовой гидроаккумулятор, накапливающий энергию только на один рабочий ход машины, причем автоматически повторяющаяся передача этой энергии рабочему органу осуществляется специальным элементом управления – импульсным клапаном-пульсатором [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 импульсным клапаном-пульсатором.

Изложение основного материала. В зависимости от способа подключения и конструктивных особенностей импульсного клапана-пульсатора различают две основные принципиальные схемы гидроимпульсного привода (рис. 1) [3–7]. Принципиальная схема гидроимпульсного привода с трехходовым двухпозиционным импульсным клапаном-пульсатором 2 (рис. 1,а), которая может применяться в вибрационных конвейерах, гидромолотах, гидроперфораторах, устройствах для нагнетания скрепляющего раствора в грунтовой массив и других машинах с повышенными энергией импульса, быстроходностью и более высокими требованиями к КПД [3–7]. Реализация этой схемы показана на примере вибрационного транспортирующего устройства [3, 5]. Она включает приводной гидронасос 1, однокходовой гидроаккумулятор 2, импульсный клапан-пульсатор 3, исполни-

тельный рабочий орган – плунжерный гидроцилиндр 4, упругий элемент возврата – пружинные рессоры 5 и предохранительный клапан 6. Особенность работы гидропривода заключается в том, что в однокходовом 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 однокходовой гидроаккумулятор 2 от напорной магистрали 1 до некоторого заданного давления p_1 , при котором импульсный клапан-пульсатор 3 открывается и обеспечивает рабочий ход – перемещение плунжера рабочего органа 4 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 импульсный клапан-пульсатор 3 закрывается, а полость гидроцилиндра соединяется со сливом, после чего под действием пружин 3 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, трамбовки, вибромельницы и другие ударно-вибрационные машины). На рис. 1, б представлена принципиальная схема гидроимпульсного привода навесного молота для дробления негабаритов скальных пород [3 и 4], которая содержит более простой двухходовой импульсный клапан-пульсатор 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 импульсный клапан-пульсатор 2 соединяет напорную магистраль 1 со сливом. Возврат – падение рабочего органа ударной массы 5 в исходное положение при открытом импульсном клапане-пульсаторе 2 совершается под действием пружины 6 или веса ударной части 5. Давление в гидросистеме падает, прекращается расход в сливном трубопроводе, и импульсный клапан-пульсатор 2 закрывается.

а)



Бадёра Наталья Петровна, аспирант Винницкого национального технического университета, Украина.

Сторожук Сергей Болеславович, аспирант Винницкого национального технического университета, Украина.

Коц Иван Васильевич, кандидат технических наук, профессор Винницкого национального технического университета, Украина.

б)

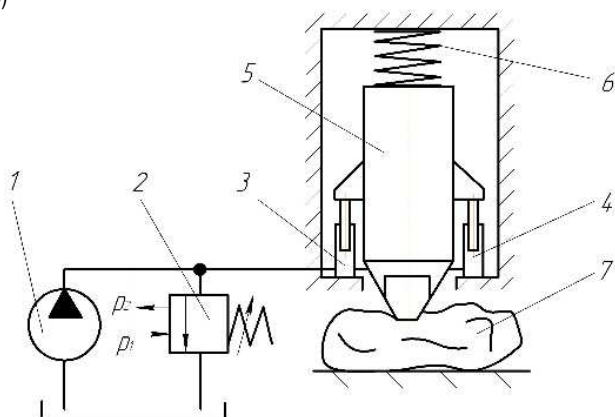


Рис. 1. Принципиальные схемы гидроимпульсных приводов машин с трех- (а) и двухходовым (б) импульсными клапанами-пульсаторами

Роль аккумулятора потенциальной энергии выполняет пружина 6 (рис. 1,б) 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 клапаны-пульсаторы. На рис. 2 представлены конструктивные схемы двух- и трехходовых двухпозиционных импульсных клапанов-пульсаторов [3–7]. При достижении в системе давления p_1 (рис. 2,а), определяющего усилие затяжки пружины 2

$$P_{np} = p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (\text{здесь } p_1 - \text{максимальное давление настройки}$$

срабатывания импульсного клапана-пульсатора, d_1 – эффективный расчетный диаметр герметизации первой ступени клапана), двухступенчатый клапан 1 сместится вверх и на него будет действовать

$$\text{сила } P_2 \gg P_1 \quad (P_2 = p_1 \frac{\pi d_2^2}{4}, \text{ где } d_2 - \text{диаметр поперечного}$$

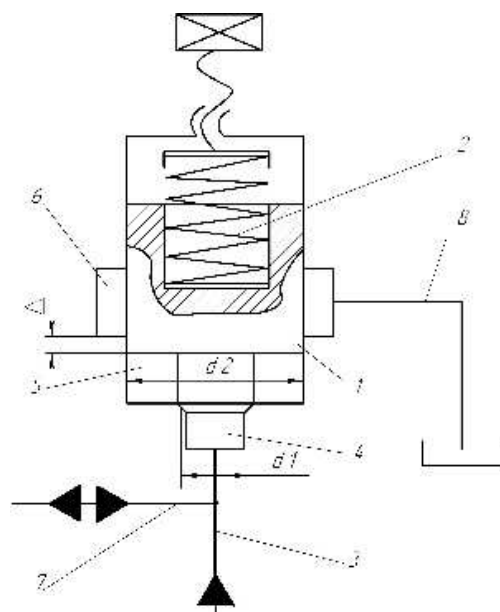
сечения второй ступени клапана). Сила, которая действует на всю площадь поперечного сечения двухступенчатого клапана 2, увеличится от P_{np} до P_2 импульсно и переместит его вверх на величину, большую величины размера перекрытия золотника Δ . В результате этого напорная магистраль 3 и трубопровод 7, связанный с полостью рабочего гидроцилиндра, соединится со сливом 8. Давление в гидросистеме будет падать со скоростью, определяемой условным проходным сечением запорного органа импульсного клапана-пульсатора. При достижении величины давления рабочей жидкости

$$p_2 \text{ наступает равновесие } p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = p_2 \frac{\pi d_2^2}{4}, \text{ когда любое}$$

уменьшение давления ниже p_2 (обычно определяется потерями в сливной магистрали при обратном ходе рабочего органа) вызовет посадку двухступенчатого клапана 1 на седло под действием усилия затяжки пружины 2.

Трехходовой двухпозиционный импульсный клапан-пульсатор [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 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 и вибрационного действия.

а)



б)

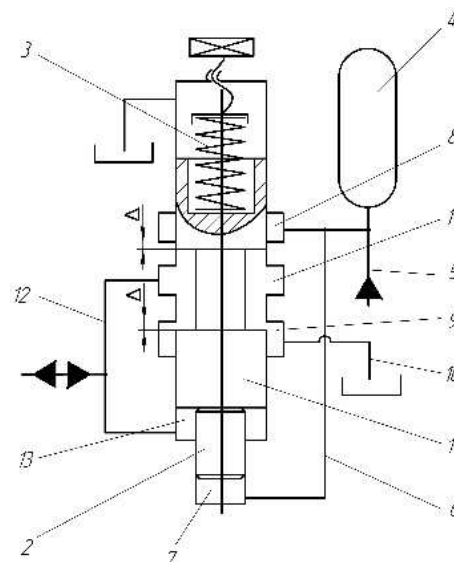


Рис. 2. Конструктивные схемы двух- (а) и трехходового (б) импульсных клапанов-пульсаторов

Аккумулярирование 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, и 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 импульсного клапана-пульсатора; p_2 – давление закрытия импульсного клапана-пульсатора; W_n – первоначальный объем полости гидроаккумулятора; β – коэффициент сжимаемости жидкости (при расчетах принимается $\beta = const$ для давлений рабочей жидкости свыше 3 МПа).

Мгновенная мощность гидроимпульсного привода определяется временем совершения одного рабочего хода t_{px} , а его минималь-

ное значение зависит от быстродействия импульсного клапана-пульсатора $t_{кл}$ ($t_{кл} \leq t_{рх}$). Величина средней мгновенной мощности за один импульс $N_{имп}$ и время рабочего хода с достаточной степенью точности для проектных расчетов определяются по зависимостям:

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

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

где m – масса подвижного рабочего органа машины; $L_{рх}$ – рабочий ход; $p_{ср} = \frac{p_1 - p_2}{2}$ – 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 аккумулирования,

$$n = \frac{1}{t_{имп}} = \frac{1}{2A_{рх} / Q_n p_{ср} + t_{кл}} \approx \frac{0,9Q_n p_1}{2A_{рх}}, \quad (4)$$

где 0,9 – коэффициент, учитывающий время срабатывания импульсного клапана-пульсатора [3]; $Q_n = const$ – подача насоса; $A_{рх}$ – 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 $t_{рх} = 10^{-2} \text{ сек}$. Следовательно,

$$N_{имп} = p_1^2 W_n \beta / 2 t_{рх} = \frac{(16 \cdot 10^6)^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-2} \cdot 16 \cdot 10^8} = 20 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 20 \text{ кВт}.$$

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 технологических 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, устройств для нагнетания скрепляющих растворов в грунтовый массив.

Заключение. Таким образом, для быстродействующих технологических 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 импульсным клапаном-пульсатором, который имеет дистанционное бесступенчатое управление 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 ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Потураев, В.Н. 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. – М.: Машиностроение, 1977. – 184 с.
3. 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 // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: український міжвідомчий н.-т. збірник – № 40. – Львів: НТУ «Львівська політехніка», 2006. – С. 143–148.
5. Вибрационный грохот: а.с. № 713614 (СССР), МКл.² В 07В 1/40 / Б.А. Земляков, И.В. Коц; опубл. 05.02.1980 // Бюл. № 5. – С. 68.
6. Гидромолот: А.с. № 912834 (СССР), МКл.³ Е 02D 7/10 / И.В. Коц, И.Б. Матвеев, М.Е. Иванов; опубл. 15.03.1982 // Бюл. № 10. – С. 76.
7. Гідравлічний ударний пристрій: патент № 19371U Україна. МКл.⁶ В 25D 9/00 / І.В. Коц, В.В. Петрусь, А.Б. Насіковський, О.С. Штанько – № 20060613; заявл. 13.06.2006; опубл.15.12.2006 // Бюл. № 12. – С. 69.
8. Коц, І.В. 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.

Материал поступил в редакцию 27.12.13

BADERA N.P., STOROZHUK S.B., KOTS I.V. Efficiency use of a hydroimpulsive drive for actively working organ of technology machines with shock and shock-vibration actions

The features of new type of hydraulic drive of technology machines of shock and shock-vibration action which guided after the pressure size by the impulsive valve-pulsator, is considered. The two basic schemes of connect of impulsive valves-pulsator and feature of structural its implementation are analysed. The analytical dependences for the project computation of hydraulic impulsive drive are given.