УДК 622.233.5(088.8)

РАЗРАБОТКА И ОСВОЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИМПУЛЬСНЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ С ПИТАНИЕМ ОТ АВТОНОМНОГО ПЕРЕДВИЖНОГО ГИДРОАГРЕГАТА ИЛИ ОТ БАЗОВОЙ МАШИНЫ, ОБОРУДОВАННОЙ ГИДРОПРИВОДОМ

канд. техн. наук, доц. В.В. КОЛЕНО, канд. техн. наук В.Б. ХАЛИЛ
(Полоцкий государственный университет)

Представлены результаты разработки и освоения новой гидравлической импульсной техники ударного действия для выполнения многих технологических операций при производстве строительно-монтажных и ремонтных работ, а также при реконструкции действующих предприятий. Новым видом машин ударного действия являются машины с гидравлическим масляным приводом, обладающие экономичностью (КПД достигает 55…80 %) и компактностью конструкции, безопасностью в эксплуатации и лучшими показателями по шуму и вибрации, что подтверждается исследованиями и разработками Полоцкого государственного университета совместно с Борисовским заводом «Автогидроусилитель». Приводятся опытно-промышленные партии универсальных гидромолотков ГМ-9 и импульсных гидрогайковертов ГГУ-1. Для питания указанных инструментов разработан передвижной гидроагент ПГА с электрогидроприводом. Для работы со стрелы самоходных гидроэкскаваторов ЭО-3322 и ЭО-4121А разработаны гидравлические трамбовки ГТУ-1 и более мощные гидромолоты ГПМ-5000, приводятся их промышленные испытания. Рассмотрены режимы работы гидропривода ударного устройства с сетевым гидропневмоаккумулятором, рекомендуются расчетные зависимости энергетических параметров и мощности привода.

Введение. В настоящее время для выполнения многих технологических операций при производстве строительно-монтажных и ремонтных работ, а также при реконструкции действующих предприятий широко применяются пневматические отбойные молотки, бетоноломы, пневмотрамбовки, пневмогайковерты, перфораторы, пневмоножницы и грунтопроходчики для прокладки коммуникаций, работа которых обеспечивается дорогой и сложной в эксплуатации системой пневмопривода. Коэффициент полезного действия их не более 7…15 %. Кроме того, при работе создается сильный шум (от выхлопов воздуха) и загрязненность масляным туманом атмосферы, содержащимся в выбрасываемом наружу воздухе, а также образование конденсата в холодное время года. Мощность, а следовательно, и производительность пневматических машин существенно ограничена возможностями пневмопривода. Это в свою очередь не позволяет создать и эффективную мобильную малогабаритную импульсную технику для разработки мерзлых, прочных грунтов и пород, разборки бетонных и железобетонных покрытий, сооружений и фундаментов при реконструкции действующих предприятий, для устройства свайных фундаментов, бестраншейной прокладки труб и многих других важных и необходимых технологических операций в строительстве и других отраслях промышленности.

Основная часть. Новым видом машин ударного действия являются машины с гидравлическим масляным приводом, обладающие экономичностью (КПД достигает 55…80 %) и компактностью конструкции, безопасностью в эксплуатации и лучшими показателями по шуму и вибрации. Это подтверждается исследованиями и разработками Полоцкого государственного университета совместно с Борисовским заводом «Автогидроусилитель» (Республика Беларусь) [1 – 6] (рис. 1), а также опытом создания аналогичных машин зарубежными фирмами «Крупп» (Германия), «Монтаберт» (Франция), «Стейнли» (Англия), «Миппом» (Япония) и др. [7 – 9].

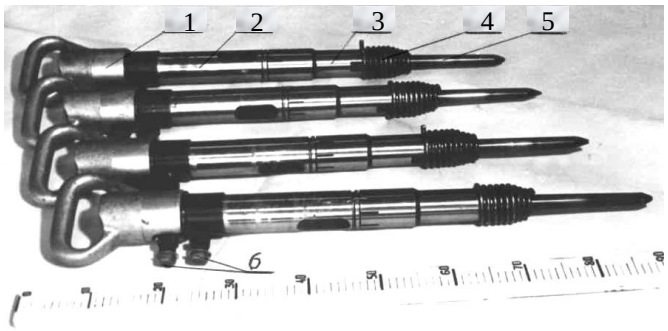

Рис. 1. Опытно-промышленная партия гидромолотков ГМ-9:
1 – рукоятка; 2 – ствол; 3 – носовая часть; 4 – пружина;
5 – рабочий инструмент; 6 – штуцера для подсоединения к насосной станции

Питание ударной машины осуществляется от компактной передвижной маслостанции (рис. 2), обслуживание и перемещение которой выполняет сам отбойщик. Гидравлическая машина с питающей силовой установкой имеет в 3…3,5 раза меньшую массу, чем пневматическая с компрессором, и обеспечивает уменьшение потребления энергии в 4,5 раза при пониженном уровне шума и вибрации.

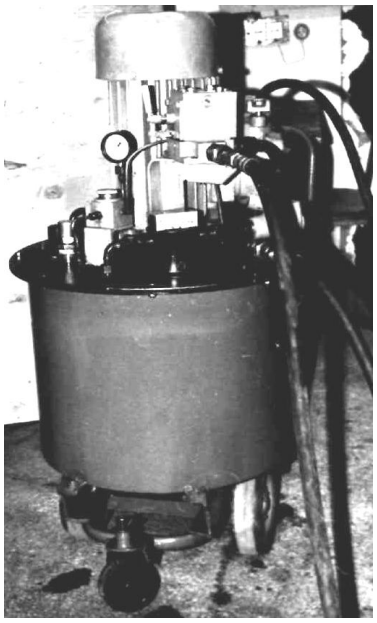

Рис. 2. Общий вид передвижного гидроагрегата ПГА с электрогидроприводом

Технические характеристики передвижного гидроагрегата: тип привода насоса – электрический или ДВС типа УД-2; мощность двигателя 5…6 кВт; давление рабочей жидкости 10…12 МПа; подача насоса 25…30 л/мин; рабочая жидкость – масло «Индустриальное-20»; емкость маслобака 6 л; масса 300 кг.

Разработанные в УО «ПГУ» новые гидравлические устройства ударного действия обладают компактностью, малым весом и высокой надежностью в работе, так как включают всего четыре подвижных элемента: поршень-боек, гидравлический распределитель, плунжер-толкатель и сменный инструмент. Кроме того, по сравнению с известными предлагаемые ударные механизмы обладают меньшей материало- и энергоемкостью. Общий уровень шума при работе не превышает 65 дБа, а КПД достигает 55…80 %. Подобные устройства положены в основу при создании компактных гидромолотков, гидротрамбовок (рис. 3), импульсных гайковертов и других принципиально новых машин. Так, например, гидравлический молоток ГМ-9 конструкции УО «ПГУ» весит 9 кг и обладает высокой надежностью из-за наличия 4-х подвижных элементов, в то время как на такие же энергетические параметры лучший зарубежный гидромолоток фирмы «Крупп» (Германия) весит 13,5 кг и имеет в конструкции 13 подвижных элементов и, следовательно, обладает невысокой надежностью.

Рис. 3. Общий вид гидравлических трамбовок ударного действия ГТУ-1 на стреле гидроэкскаватора ЭО-3322

Таким образом, технологичность конструктивного исполнения, возможность быстрого ремонта, отсутствие вибрации, чрезвычайно высокая энергия удара – существенное отличие гидромашины, разработанной в Полоцком университете, от других подобных машин и инструментов [7, 8]. Они обладают всеми преимуществами агрегатов с гидравлическим масляным приводом, причем замкнутый цикл подачи масла делает их эксплуатацию совершенно безвредной и безопасной для окружающей среды (рис. 4, 5). Технические характеристики гидромолотов ГПМ-5000, гидромолотков ГМ-9 и гидрогайковертов ГГУ-1 представлены в таблице.

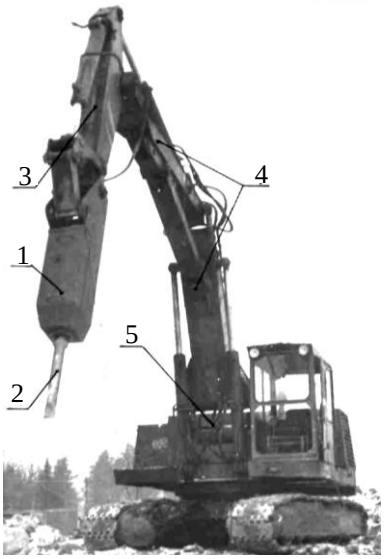

Рис. 4. Общий вид гидромолота ГПМ-5000 в герметичной подвеске на рукояти гидроэкскаватора ЭО-4121А:
1 – корпус герметичной подвески; 2 – рабочий инструмент гидромолота ГПМ-5000;
3 – рукоять гидроэкскаватора; 4 – стрела экскаватора; 5 – гидроэкскаватор ЭО-4121А

Рис. 5. Разработка траншеи в мерзлом грунте гидромолотом ГПМ-5000 для прокладки коммуникаций в зимнее время года

Для оценки загрузки гидропривода и достижения максимального использования мощности электродвигателя необходимо исходить из рассмотрения двух периодов работы исполнительного органа машины ударного действия: периода взвода и рабочего хода ударника. В период взвода гидропневмоударника величины перепада давления газа определяют колебания давления и расхода в напорной гидромагистрали и колебания электрической мощности, потребляемой двигателем привода из сети. Из условий максимального использования энергии аккумулятора и мощности двигателя привода оптимальное значение степени сжатия газа составляет 1,8…2,0 при показателе политропы 1,25…1,35 [1]. Это значение степени сжатия соответствует коэффициенту полезного действия аккумулятора 0,9…0,92, а двигатель привода загружен в среднем на 80 % номинального значения. При такой загруженности двигателя его коэффициенты полезного действия и мощности лежат в зоне оптимальных значений.

Технические характеристики гидромолотов ГПМ-5000, гидромолотков ГМ-9 и гидрогайковертов ГГУ-1

Показатели	ГПМ-5000	ГМ-9	ГГУ-1
Энергия единичного удара, Дж	5000	40	30
Частота ударов, Гц	3	20…23	12…18
Давление рабочей жидкости, МПа	16	10	12
Расход рабочей жидкости, см^3/с	1330	167…209	250
Габаритные размеры, мм:			
- длина с инструментом	2000	640	450
- диаметр ствола	350	62	70
Масса машины, кг	600	9	12

В период рабочего хода гидропневмоударника гидропривод отключен от гидродомкрата взвода ударника, и его работа может быть представлена тремя вариантами (рис. 6, а – в).

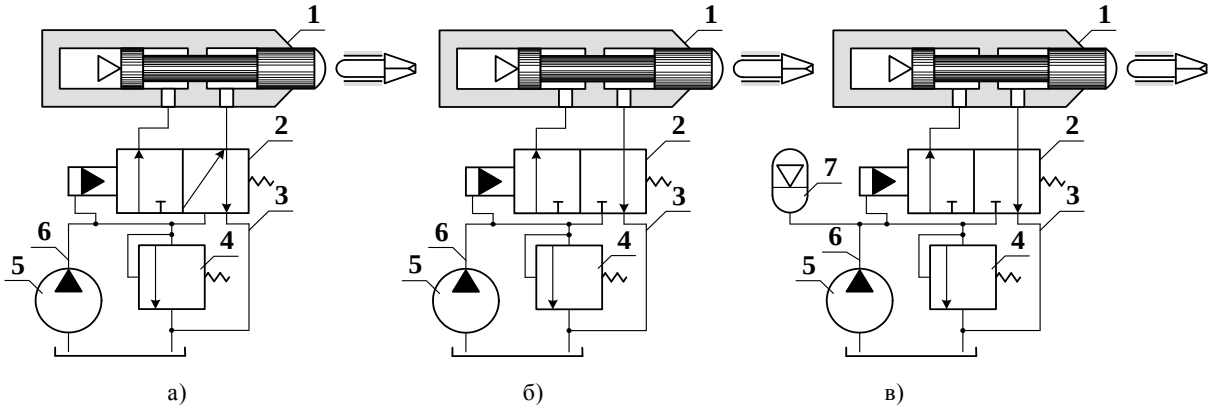

Рис. 6. Принципиальные гидравлические схемы возможных вариантов работы гидропривода в период рабочего хода ударной машины:
а – на слив; б – на предохранительный клапан; в – на сетевой гидропневмоаккумулятор;
1 – гидропневмоударник; 2 – золотниковый распределитель; 3 – сливная гидромагистраль;
4 – предохранительный клапан; 5 – насос; 6 – напорная гидромагистраль; 7 – гидропневмоаккумулятор

Первый (рис. 6, а) заключается в том, что напорная магистраль *5* на время разгона ударника соединяется золотниковым распределителем со сливной *3*. В этом случае некоторая мощность привода затрачивается на холостую перегонку масла по гидросистеме обратно в гидробак и увеличивается динамика при повторении, т.е. при повторном подключении насоса к гидропневмоударнику *1*, так как затягивается период разворота насоса.

Второй вариант (рис. 6, б) включает момент, когда гидропневмоударник *1* совершает рабочий ход, напорная гидромагистраль *6* перекрыта золотниковым распределителем *2* и давление в гидросистеме повышается до максимального, а жидкость, нагнетаемая насосом *5*, через предохранительный клапан *4* вытесняется в бак. Таким образом, вся энергия привода, затрачиваемая на проталкивание жидкости через клапан, превращается в тепло, а насос работает с максимальной нагрузкой в момент рабочего хода гидропневмоударника. Работа насоса в этот период на предохранительный клапан из-за нагрева жидкости является нежелательной.

Третий вариант (рис. 6, в) заключается в том, что на момент рабочего хода ударника исполнительного органа напорная магистраль перекрыта золотниковым распределителем *2*, жидкость, нагнетаемая насосом *5*, потребляется сетевым аккумулятором *7*, включенным перед золотником *2*. В период взвода механической системы гидропневмоударника сетевой гидроаккумулятор, являясь самостоятельным источником энергии, возвращает запасенную энергию во время рабочего хода в гидросистему. Таким образом, в системе гидропривода при таком соединении имеются два источника гидравлической энергии – насос и сетевой гидроаккумулятор.

Проанализируем особенности привода с гидропневмоаккумулятором. Если на перемещение поршня гидропневмоударника израсходованы расходы жидкости $Q_Г$, то соответствующая этому расходу израсходованная энергия при наличии гидропневматического аккумулятора в системе будет определяться выражением:

$$W_a = Q_Г \int_{Q_{a_1}}^{Q_{a_2}} \frac{p\ Q_a\ dQ_a}{Q_{a_2} - Q_a},$$

где $p(Q_a)$ – функция, отражающая изменение давления в аккумуляторе в зависимости от изменения объема жидкости в нем; $Q_{a_2} - Q_{a_1}$ – абсолютная величина изменения объема жидкости в аккумуляторе за период ее потребления гидродомкратом взвода ударника.

Так как

$$Q_Г \neq Q_{a_2} - Q_{a_1},$$

где Q_{a_1} и Q_{a_2} – соответственно объемы жидкости в аккумуляторе в момент начала ее расхода гидродомкратом взвода ударника и отличается на величину объема жидкости, поданной в систему насосом за этот период. Очевидно, что $Q_{a_2} - Q_{a_1}$ зависит не только от $Q_Г$, но также от $\frac{dQ_Г}{dt}$ и от производительности насоса q_H. Если $\frac{dQ_Г}{dt} = q_H$, то потребление расхода $Q_Г$ работающим гидропневмоударником будет происходить при постоянном давлении $p(Q_a)$ в аккумуляторе и, следовательно, в нагнетательном коллекторе насоса. Если $\frac{dQ_Г}{dt} > q_H$, то потребление расхода будет происходить при уменьшающемся, а при $\frac{dQ_Г}{dt} < q_H$ – увеличивающемся давлении в аккумуляторе и нагнетательном коллекторе насоса.

Таким образом, величина работы, производимой сетевым гидроаккумулятором при одном и том же q_H, будет меньше при больших расходах жидкости, а производимой гидропневмоударником больше при малых расходах.

Из изложенного видно, что для точного подсчета энергии сетевого гидроаккумулятора при потреблении его расхода работающим гидропневмоударником необходимо знать величину объема жидкости в аккумуляторе в момент начала движения ударника, а также закон изменения этого объема в процессе движения поршня ударника и перепад давления в аккумуляторе.

Названные величины можно получить путем проведения экспериментальных исследований. Аналитически можно с достаточной точностью [1] определить энергию, затраченную гидроаккумулятором на перемещение поршня ударника, по следующей формуле:

$$W \cong Q_Г \cdot p_{a_1},$$

где $Q_Г$ – объем жидкости, израсходованной гидродомкратом взвода ударника; $p_{a_1} = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2} = const$ – среднее значение давления в аккумуляторе.

Дифференцируя выражение для энергии и приравнивая к нулю, находим максимум $p_{\max} = \frac{1}{2} p_{\min}$, следовательно, минимальное рабочее давление должно быть равно половине максимального рабочего давления из условия максимального использования энергии сетевого гидропневмоаккумулятора. Однако для выполнения этого условия, возможно, $p_{\max}$ не изменяется до $p_{\min}$, следовательно, количество отдаваемой энергии гидропневмоаккумулятором будет колебаться от максимума до $\frac{1}{2} E_{\max}$. С другой стороны, минимальное давление зарядки аккумулятора должно выбираться из условия обеспечения достаточной жесткости гидропередачи. В связи с этим необходимы экспериментальные исследования по выбору рациональных параметров сетевого гидропневмоаккумулятора для гидропривода ударной машины с целью снижения установленной мощности насосной станции на величину энерговооруженности гидроаккумулятора и для сглаживания колебания давления в гидросистеме и улучшения загрузки двигателя привода.

Сравнение трех вариантов работы гидропривода в системе гидропневмоударника, вытесняющего жидкость в период рабочего хода, показало, что вариант снятия нагрузки с привода в момент разгона ударника соединением напорной магистрали со сливной является неэкономичным и ухудшает динамику системы привода. Более перспективным с точки зрения снижения установленной мощности и улучшения динамики системы является вариант с сетевым гидропневмоаккумулятором в напорной магистрали. При этом мощность, потребляемая электродвигателем из сети в момент рабочего хода ударника, колеблется около номинальной величины, а расход насоса потребляется сетевым гидроаккумулятором, который он возвращает в гидросистему в период взвода гидропневмоударника.

Следовательно, установленная мощность привода может быть снижена на величину энергии, запасаемой сетевым аккумулятором. В этой связи для расчета установленной мощности электродвигателя гидропривода пневмогидравлического ударного устройства с сетевым гидроаккумулятором в напорной магистрали необходимо пользоваться расчетной формулой, включающей производительность насоса с учетом дополнительного расхода сетевого гидропневмоаккумулятора:

$$N = 1{,}9\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\right)\sqrt{\frac{1+\varepsilon+\varepsilon^2}{3} \cdot \frac{p_a Q_H^{/}}{612\sigma^2}},$$

где $Q_H^{/}$ – расход гидросистемы с учетом дополнительной производительности сетевого гидроаккумулятора; 1,9 – коэффициент, учитывающий инерционность системы и КПД гидропередачи.

Кроме того, при наличии аккумулятора снижается динамика гидросистемы и увеличивается загрузка привода. Анализируя, приходим к выводу, что для гидропривода с гидропневматическим ударным устройством исполнительного органа машины вариант с сетевым гидроаккумулятором является наиболее эффективным. С целью защиты гидросистемы от гидроударов разработан сетевой пневмогидроаккумулятор и рекомендуется выбор его параметров из условий допустимого максимального давления для данного гидропривода. Экспериментами установлено, что заброс давления при наличии аккумулятора в гидросети не превышал (10…15) % P_H. Для придания гидропередаче достаточной жесткости давление зарядки необходимо принимать равным (0,8...0,85) P_H.

Выводы:

1) на основе анализа общественных и зарубежных разработок машин ударного действия обоснована необходимость создания новой прогрессивной гидравлической импульсной техники, обладающей целым рядом преимуществ перед пневматическими инструментами ударного действия, применяемыми в настоящее время при производстве строительно-монтажных и ремонтных работ, а также при реконструкции действующих предприятий (их КПД не более 7…15 %). Кроме того, при работе создается сильный шум (от выхлопов воздуха) и загрязненность масляным туманом атмосферы, а также образование конденсата в холодное время года. Гидравлические машины ударного действия обладают экономичностью (КПД достигает 55…80 %) и компактностью конструкции, безопасностью в эксплуатации и лучшими показателями по шуму и вибрации;

2) Полоцким государственным университетом совместно с Борисовским заводом «Автогидроусилитель» разработаны опытно-промышленные партии гидромолотков ГМ-9 и импульсных гидрогайковертов ГГУ-1 с питанием от передвижного гидроагрегата ПГА. Гидравлическая машина с питанием от ПГА имеет в 3…3,5 раза меньшую массу, чем пневматическая с компрессором и обеспечивает уменьшение потребления энергии в 4,5 раза при пониженном уровне шума и вибрации;

3) для уплотнения грунтов, например, под нефтепроводы при производстве капитального ремонта разработаны гидравлические трамбовки ударного действия ГТУ-1, на базе гидроэкскаватора ЭО-3322 с

питанием от гидросистемы экскаватора. Для разработки прочных и мерзлых грунтов для прокладки коммуникаций в зимнее время года разработан более мощный гидромолот ГПМ-5000 с подвеской на рукояти гидроэкскаватора ЭО-4121А, также с питанием от гидросистемы экскаватора. Промышленные испытания указанных гидромашин проведены на объектах НРУПТН «Дружба» (г. Новополоцк). За период испытаний установлена работоспособность и высокая производительность новых гидромашин;

4) для оценки загрузки гидропривода и достижения максимального использования мощности приводного двигателя необходимо исходить из рассмотрения двух периодов работы исполнительного органа машины ударного действия: периода взвода и рабочего хода ударника. Рассмотрены принципиальные гидравлические схемы возможных вариантов работы гидропривода в период рабочего хода ударника: на слив, на предохранительный клапан, на сетевой гидроаккумулятор. Представлен анализ энергетических параметров работы каждого варианта гидравлической схемы, оцениваются преимущества и недостатки, рекомендуется наиболее экономичный вариант с сетевым гидропневмоаккумулятором в напорной магистрали. По результатам исследований приводится расчетная формула установленного в напорной магистрали пневмогидроударника с сетевым гидроаккумулятором (производительность насоса с учетом дополнительного расхода сетевого гидроаккумулятора).

ЛИТЕРАТУРА

1. Колено, В.В. Основы расчета и проектирования гидромеханических импульсных систем / В.В. Колено // сб. науч. тр. / АН БССР, институт тепломассообмена им А.В. Лыкова. – Минск, 1986. – С. 128 – 133.
2. Колено, В.В. Ручной гидравлический молоток ГМ-9: информ. листок № 156 / В.В. Колено, С.В. Григорьев. – Минск: БелНИИНТИ, 1988. – 2 с.
3. Гидравлический бетонолом-трамбовка ГБТ-20М: рекламный проспект / В.В. Колено [и др.]. – Минск: Полымя, 1985. – 6 с.
4. Гидравлическое устройство ударного действия: пат. Респ. Беларусь № 79 / В.В. Колено [и др.]. – Минск, 1993.
5. Гидравлический ударный механизм: пат. Респ. Беларусь № 126 / В.В. Колено [и др.]. – Минск, 1993.
6. Рычажный гайковерт ударного действия: пат. Респ. Беларусь № 279 / В.В. Колено [и др.]. – Минск, 1994.
7. Проспект фирмы «Крупп» (ФРГ).
8. Специализированный журнал по гидроударникам. – 1988. – № 2 (Изд-во фирмы «Раммер», Финляндия).
9. Проспект фирмы «Миппом» (Япония): Осака, 1988.

Поступила 12.01.2010

WORKING OUT AND DEVELOPMENT OF HYDRAULIC PULSE MACHINE WITH SHOCK ACTION WITH FOOD FROM THE AUTONOMOUS MOBILE HYDROUNIT OR FROM BASE MACHINE EQUIPPED WITH HYDRODRIVE

V. KOLENO, W. KHALIL

Results of working out and development of new hydraulic pulse equipment with shock action for performance of many technological operations at manufacture of construction and repair works and at reconstruction of the operating enterprises are presented. At the present the performance of the specified works is made by means of the pneumatic tools. The work of these tools is provided by pneumodrive system which is expensive and difficult in operation. Their efficiency is no more than 7…15 % Equipment with the hydraulic oil drive is a new kind of equipment of shock action. They possess profitability (efficiency reaches up to 55…80 %) and compactness of construction, safety in operation and the best indicators on noise and vibration. This fact is proved by researches and developments of PSU together with Borisovsky factory «Avtogidrousilitel». Trial parties of universal hydrohammers GM-9 and pulse hydroscrew-drivers GGU-1 are presented. Mobile hydroagent PGA is developed for a food of the specified tools with the electric drive. Hydraulic rammers GTU-1 and more powerful hydrohammers GPM-5000 are developed for work from an arrow of hydrodredges EO-3322 and EO-4121A. Their industrial tests are presented. Operating modes of a hydrodrive of an shock device with network hydropneumoaccumulator are considered and account dependences of power parametres and capacity of a drive are recommended.