

## ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.225.2 + 622.2

### ВЫБОР КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ АКТИВНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГОРНОЙ МАШИНЫ

Л. В. Городилов<sup>1,2</sup>, А. Н. Коровин<sup>1</sup>, В. Г. Кудрявцев<sup>1</sup>, А. И. Першин<sup>1</sup>

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,  
E-mail: gor@misd.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*  
<sup>2</sup>*Сибирский государственный университет водного транспорта,  
ул. Щетинкина, 33, 630099, г. Новосибирск, Россия*

Дано обоснование конструкции активного исполнительного органа экскаватора для работ, совмещающих процессы разрушения и погрузки горных пород. Представлена возможная конфигурация размещения гидроударных устройств в исполнительных органах горных машин и их конструктивная схема. Разработана и создана физическая модель гидроударных устройств, проведены ее испытания и доводка, приведены результаты исследований динамики и выходных характеристик при нескольких значениях расхода жидкости, поступающей к ударному устройству. Разработана имитационная модель ударного устройства, на основе полученных экспериментальных данных проведена ее верификация. Рассчитаны характеристики при планируемых режимах работы в системе гидроударных устройств. Для активных исполнительных органов предложено использовать схему управления гидроударным устройством с задержкой фазы обратного хода бойка, что дает возможность более гибкого регулирования выходных характеристик данной системы и достижения требуемой ударной мощности при невысоких значениях расхода жидкости

*Активный исполнительный орган, гидроударное устройство, рабочий цикл, ударная мощность*

DOI: 10.15372/FTPRPI20230109

Идея совмещения процессов отбойки и погрузки горных пород и других твердых материалов предложена в СССР в 1938 г. [1]. В настоящее время зарегистрированы десятки возможных конструкций активных исполнительных органов горных машин, отличающихся характером приложения виброударной нагрузки и видом, геометрией и расположением ударных устройств [2–6]. Имеется опыт создания ковшей активного действия для карьерных и строительных экскаваторов и даже их серийного производства [2]. Сейчас такое оборудование не выпускается и не ис-

Работа выполнена в рамках проекта НИР (№ государственной регистрации 121052600390-5).

пользуется, несколько угас интерес к этому вопросу. Однако представляется, что на современном этапе развития машиноведения, в частности теории и практики ударных машин, возможно создание выемочно-погрузочных машин с активными исполнительными органами, которые могут занять определенную нишу при разработке горных пород и других твердых материалов в горной промышленности и в городском хозяйстве. В связи с этим возникают вопросы выбора конструкции активного исполнительного органа, типа энергоносителя ударного устройства, определения его конструктивных параметров и режимов работы для обеспечения необходимой производительности. Это требует конструктивной проработки ковша и ударных устройств, схемы управления последними для получения необходимых выходных характеристик. Требуется разработка и верификация имитационной модели, что также связано с созданием и испытаниями физической модели ударного устройства, определением его возможных режимов работы. Настоящая работа посвящена этим вопросам, а также возможности применения разработанного прототипа ударного устройства в ковше активного действия экскаватора второй размерной группы.

### ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА И УДАРНЫХ УСТРОЙСТВ

Анализ конструкций ковшей активного действия показал, что наиболее удачное их исполнение — это ковш со встроенными в переднюю стенку ударными устройствами с пневматическим или гидравлическим приводом, 3D-модель которого представлена на рис. 1. Передняя стенка ковша 1 выполнена со специальными цилиндрическими кожухами 2 для ударных устройств 3 и буксами для инструмента 4. Такое решение обеспечивает удобное техобслуживание ковша, делает достаточно простым монтаж и демонтаж ударных устройств и ударных зубьев.

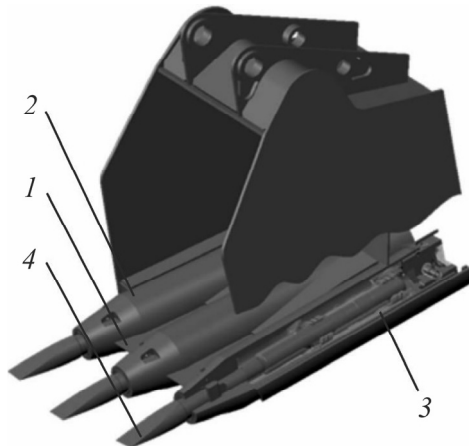


Рис. 1. Конструкция ковша активного действия экскаватора: 1 — передняя стенка ковша; 2 — кожух гидроударного устройства (ГУ); 3 — гидроударное устройство; 4 — ударный зуб

Очевидно, что корпус ударных устройств также должен иметь цилиндрическую форму. Одно из требований к передней стенке исполнительного органа заключается в ее минимальном поперечном сечении, что обеспечивает низкое сопротивление загрузке разрыхленной массы и большую вместимость ковша. Предпочтительное конструктивное исполнение ударного устройства — вариант с соосно расположенными ударным узлом, распределителем и аккумулятором, что подтверждается анализом известных активных исполнительных органов. Это

в определенной степени вызывает проблему с каналами, ведущими от энергоносителя к ударному устройству, они получаются достаточно протяженными, что может привести к снижению его КПД. Возможно применение различных конструктивных схем и схем управления ударным устройством, однако предъявляемые к ним требования едины: это высокие КПД и ударная мощность, компактные диаметр и длина.

В случае горных и строительных машин с гидравлическим приводом рабочих органов естественным выбором представляется использование гидроударных устройств. Как показывают расчеты, маслостанции гидравлических экскаваторов позволяют получить требуемую ударную мощность системы ударных устройств в значимом для таких работ диапазоне прочностей разрабатываемых материалов (с пределом прочности 60–80 МПа) [7].

### СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ И ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА

Для тестирования изготовлена, испытана и доведена до рабочего состояния физическая модель гидроударного устройства двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода и золотниковым распределителем. Фотография стенда с устройством представлена на рис. 2.

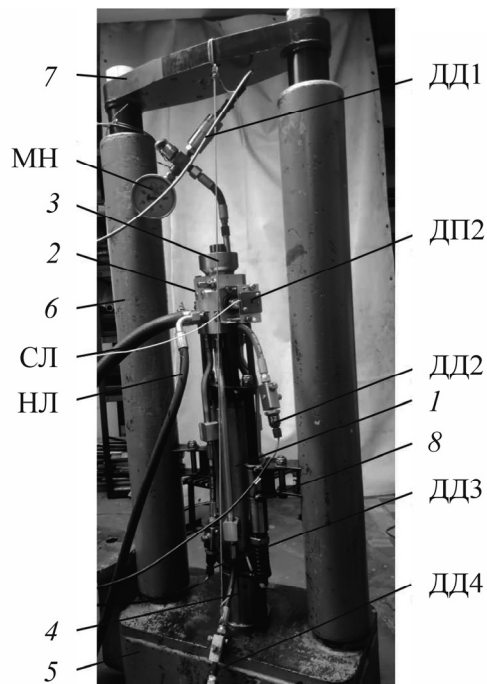


Рис. 2. Стенд с гидроударным устройством: 1 — ударный узел (УУ); 2 — распределитель; 3 — аккумулятор; 4 — демпфирующее устройство; 5, 6, 7 — соответственно основание, стойки и траверса стенда; 8 — прижимное устройство; НЛ, СЛ — напорная и сливная линии; ДД1–ДД4 — датчики давления; ДП2 — датчик перемещения золотника; МН — манометр

Стенд состоит из массивного основания 5 с демпфирующим устройством 4, стоек 6 с прижимным устройством 8 и верхней траверсы 7, объединяющей стойки. Демпфирующее устройство 4 имеет наковальню и обоймы с деревянной кольцевой вставкой между ними, гасящей энергию удара. С помощью прижимного устройства 8, снабженного пружинами, ударное устройство удерживается в заданном направлении и прижимается к демпфирующему устройству. Пружины позволяют регулировать натяг и усилие поджатия ударного устройства.

Гидроударное устройство двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода состоит из ударного узла 1, включающего составной корпус (гильзу и кожух) и боек, распределителя 2, также состоящего из составного корпуса и золотника, напорного аккумулятора 3, штуцеров для подсоединения к напорной и сливной линиям, штуцеров в корпусах распределителя и ударного узла для соединения их между собой внешними трубками. Ударный узел и распределитель изготовлены из дюралюминия Д16Т со стальными гильзами соответственно для бойка и золотника.

Распределитель 2 золотниковый одностороннего действия двухпозиционный, в исходном состоянии (первой позиции) золотник удерживается силой со стороны пружины, его переключение и удержание во второй позиции производится давлением жидкости, подаваемой в камеру управления по каналу управления от ударного узла. Начало смещения золотника из исходной позиции и начало рабочего цикла ударного устройства регулируются дроссельным устройством и предварительным натягом пружины золотника, таким образом осуществляется управление давлением в системе и изменение энергии удара при постоянной подаче насоса. Дроссельное устройство состоит из двух регулируемых дросселей, соединяющих гидравлическую камеру золотника (камеру управления) соответственно с каналом управления и со сливом. Ниже приведены основные параметры ударного устройства, устройства подачи и регулирования расхода, приборно-измерительного комплекса:

Стенд и гидроударное устройство:	
общая масса устройства, кг	33.50
высота без инструмента, мм	700
диаметр, мм	140
Ударный узел:	
масса бойка, кг	5.20
площадь поверхности бойка со стороны камеры прямого хода, см <sup>2</sup>	3.34
площадь поверхности бойка со стороны камеры обратного хода, см <sup>2</sup>	1.30
положение бойка, при котором происходит соединение канала управления распределителя со сливной линией, мм	35.00
положение бойка, при котором происходит соединение канала управления распределителя с напорной линией, мм	10.00
объем газа в напорном аккумуляторе $V_0$ , см <sup>3</sup>	120.00
диаметры сечений каналов, соединяющих распределитель с камерами УУ, мм	11.00
Распределитель:	
масса золотника $m$ , кг	0.25
площадь поверхности золотника со стороны гидравлической камеры, см <sup>2</sup>	2.55
полный ход золотника, мм	6.00
диаметры сечений каналов управления, мм	6.00
Маслостанция:	
насос НШ14, расход, л/мин	32.00
регулятор расхода МГП55-22	
давление настройки предохранительного клапана, МПа	11.00
диаметр напорного рукава (НЛ), мм	12.00
диаметр сливного рукава (СЛ), мм	25.00
Датчики, аппаратура, программа:	
давления Honeywell AP121DN класс точности 0.3	
давления Honeywell MLH03 класс точности 2	
RIDS-100FS фирмы "Сенсорика-М" класс точности 0.3	
ДЛП-6 фирмы "Сенсорика-М" класс точности 0.3	
расходомер DV04.7 класс точности 0.3	
согласующий блок	
аналого-цифровой преобразователь Е-440 16 каналов	
персональный компьютер, программа PowerGraph 3.3	

Детальное описание устройства подачи и регулирования расхода (маслостанция) и приборно-измерительного комплекса (датчики, аппаратура, программа) дано в [8].

При испытаниях выявлены недостатки в конструкции. В частности, для получения должного качества внутренних поверхностей цилиндрических деталей (гильз и корпусов ударного узла и распределителя) изготовлены специальные притиры, которые обеспечили отклонение в размерах цилиндров от заданных не более 0.01–0.02 мм. Кроме того, изменена конструкция втулок рабочих камер ударного узла и распределителя, что позволило выполнить требуемую соосность внутренних цилиндров гильз и подвижных элементов этих узлов. После доводки гидроударное устройство показало устойчивую работу во всех запланированных режимах, могло регулировать энергию и частоту ударов при изменении подачи жидкости к нему.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ, ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА

Изменение расхода жидкости осуществлялось с помощью регулятора расхода МПГ55-12. На рис. 3а–г представлены осциллограммы динамических характеристик гидроударной системы: перемещений и скоростей бойка, давлений в аккумуляторе и камере прямого хода, перемещений золотника, полученные при расходе  $q_0 = 10.2, 12.8, 14.8$  и  $18.5$  л/мин.

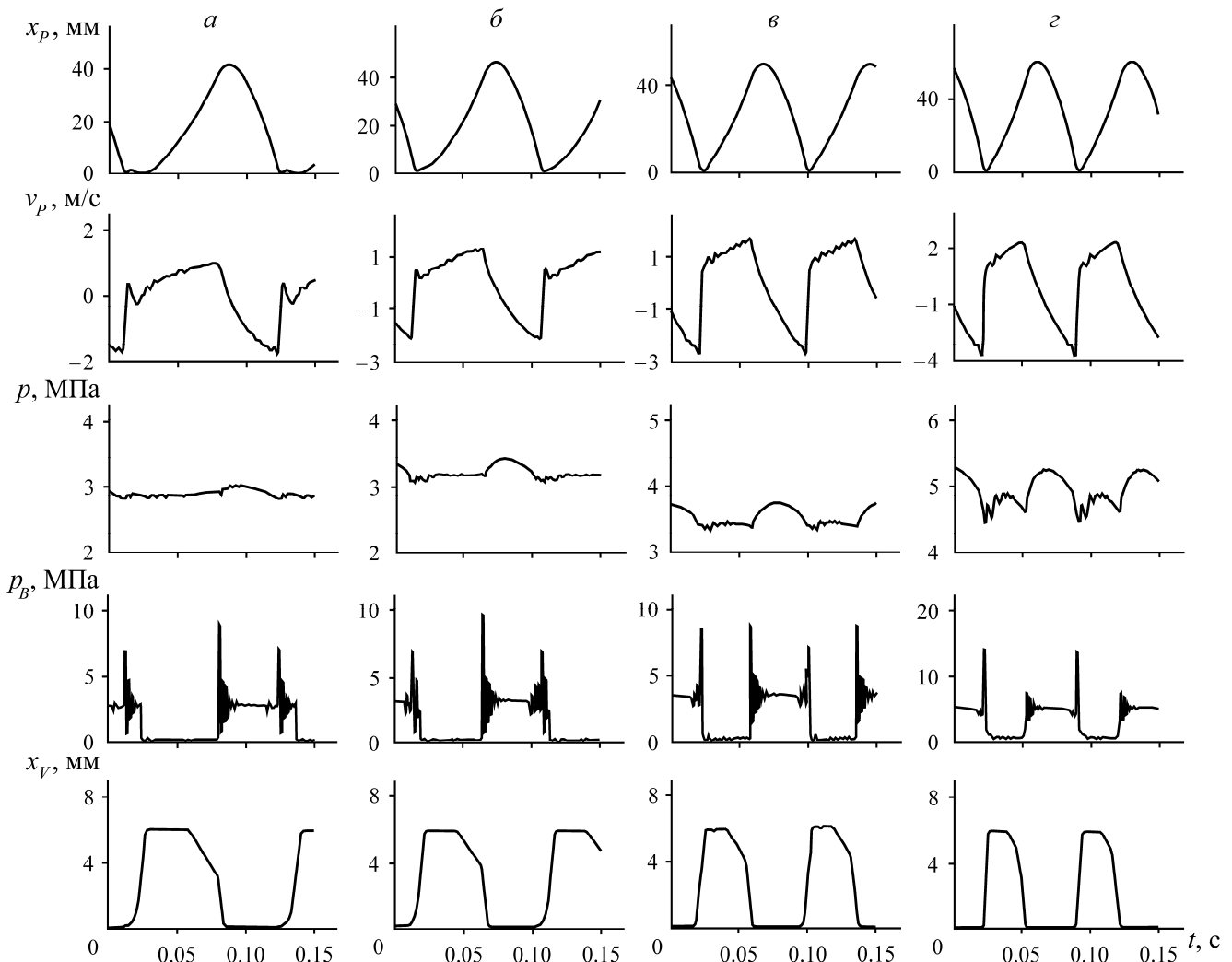


Рис. 3. Осциллограммы (сверху вниз) перемещения  $x_p$  и скорости  $v_p$  бойка, давлений в аккумуляторе  $p$  и камере прямого хода  $p_B$ , перемещения золотника  $x_v$ : а — подача насоса 10.2 л/мин; б — 12.8 л/мин; в — 14.8 л/мин; г — 18.5 л/мин

В таблице приведены характеристики гидроударного устройства при  $q_0 = 10.2, 12.8, 14.8$  и  $18.5$  л/мин:  $p_{\min}, p_{\max}$  — минимальное и максимальное давление в системе в течение цикла;  $f$  — частота ударов;  $v_1$  — предударная скорость бойка;  $E_{\text{уд}}$  — энергия удара;  $\eta$  — КПД устройства. Анализ экспериментальных данных показал, что увеличение подаваемого к устройству расхода  $q_0$  приводит к повышению давления в системе  $p_{\max}$  в 2–3 раза, увеличению более чем в 2 раза предударной скорости  $v_1$  и в  $\sim 1.6$  раз частоты ударов  $f$ . Растут энергии удара  $E_{\text{уд}}$ , ударная мощность и КПД.

Характеристики гидроударного устройства при изменении расхода  $q_0$

Номер блока	$q_0$ , л/мин	$n_{\text{Д1}}$ , об.	$p_{[3]}$ , МПа	$p_{\min}$ , МПа	$p_{\max}$ , МПа	$f$ , Гц	$v_1$ , м/с	$E_{\text{уд}}$ , Дж	$\eta$
7	10.20	5.00	2.86	2.78	3.00	8.78	1.79	7.92	0.14
14	12.80	5.00	3.14	3.11	3.47	11.06	2.20	12.66	0.21
22	14.80	5.00	3.40	3.33	3.76	12.85	2.71	19.20	0.28
31	18.50	5.00	4.69	4.44	5.33	15.06	3.66	35.03	0.34

Динамика системы типична для данного класса устройств. Особенности представленных осциллограмм связаны с конструкцией золотникового распределителя, что приводит при малом расходе к задержке (рис. 3а) движения бойка в начале цикла, так как давление в гидравлической системе и в камере управления золотника ниже давления, необходимого для создания силы, превосходящей силу со стороны пружины. На осциллограммах наблюдается преждевременное начало движения золотника из второй позиции в исходную сразу после прохождения бойком координаты, при которой происходит отсоединение канала управления от напорной линии (рис. 3а–в).

#### ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА, ТЕСТОВЫЕ РАСЧЕТЫ, ВЕРИФИКАЦИЯ

Распространение полученных результатов на ГУ с другими параметрами возможно при наличии имитационной модели, схема которой приведена на рис. 4. На схеме элементы разделены на отмеченные прямоугольниками группы, представляющие собой отдельные устройства: 1 — ударный узел; 2 — распределитель; 3 — маслостанция с напорным и сливным рукавами; 4 — газожидкостный аккумулятор; 5 — дроссельное регулировочное устройство. Они соединены между собой каналами в распределителе с присоединенным к нему аккумулятором, трубками между распределителем и ударным узлом, а также рукавами высокого давления, соединяющими маслостанцию с распределителем. Управляющее началом фазы обратного хода бойка (и давлением в системе) регулировочное устройство 5 состоит из игольчатого Д1 и диафрагменного Д2 дросселей, сопротивления которых определяются гидравлическими диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ .

Для верификации модели проведены тестовые расчеты ее рабочих циклов при параметрах, повторяющих параметры в экспериментах (таблица). На рис. 5 представлены экспериментальные и теоретические осциллограммы перемещения и скорости бойка  $x_p$  и  $v_p$ , давления в аккумуляторе  $p$  и в камере прямого  $p_B$  хода, перемещения золотника  $x_V$  при расходе поступающей к устройству жидкости 14.8 л/мин.

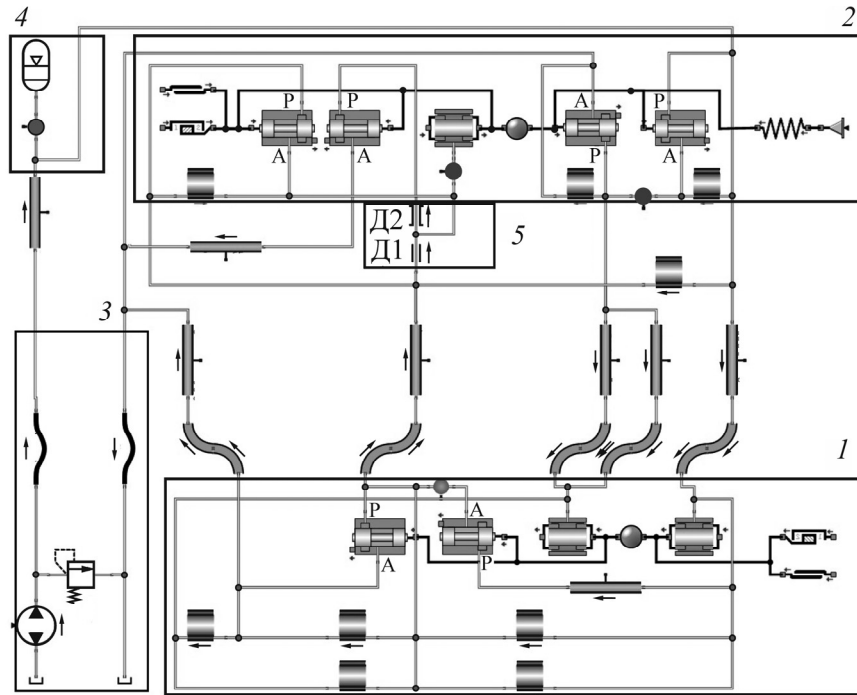


Рис. 4. Имитационная модель ГУ с регулируемой энергией удара: 1 — ударный узел; 2 — распределитель; 3 — маслостанция; 4 — аккумулятор; 5 — регулировочное дроссельное устройство

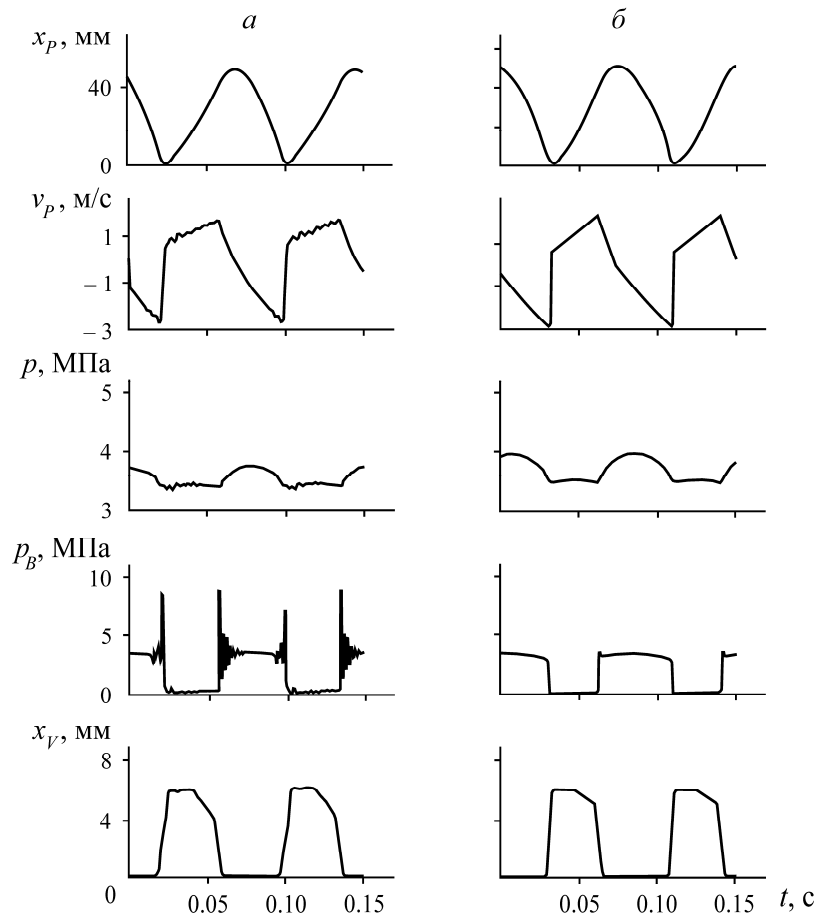


Рис. 5. Экспериментальные (а) и расчетные (б) осциллограммы рабочих циклов гидроударного устройства при расходе  $q_0 = 14.8$  л/мин

При сравнении экспериментальных и полученных на имитационной модели результатов найдено, что расхождение динамических и интегральных выходных характеристик не превышает 10%. Отметим особенность экспериментальных данных, которая заключается в снижении темпов повышения давления при увеличении расхода в диапазоне 12–16 л/мин, вследствие чего при  $q_0 > 16$  л/мин экспериментальные значения давления становятся ниже расчетных. Возможно, это связано с невыявленными дефектами физической модели или с неправильным подбором комплектующих, в частности уплотнений. Это может вести к наблюдаемому расхождению расчетных и экспериментальных данных.

#### РАСЧЕТ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РАСХОДА

Мощность используемой в опытах маслостанции не позволяла повысить давление в устройстве выше 10–11 МПа, поэтому полное исследование режимов работы проведено на имитационной модели ГУ. Оно включало определение выходных характеристик при расходах гидроударного устройства до 43 л/мин.

На рис. 6 представлены зависимости расчетных выходных характеристик ударного устройства от подаваемого к нему расхода (кружки без заливки). В диапазоне расходов до 20 л/мин нанесены экспериментальные точки (кружки с заливкой). Отмечен рост всех характеристик при увеличении подачи жидкости к устройству. Особенно показательно повышение ударной мощности, которая увеличивается более чем на порядок при сравнительно небольшом повышении расхода. С учетом того, что этот показатель играет определяющую роль в процессе отбойки горной породы, можно говорить о возможности глубокой регулировки устройства лишь изменением подачи и, следовательно, высоких возможностях управления процессом разрушения пород.

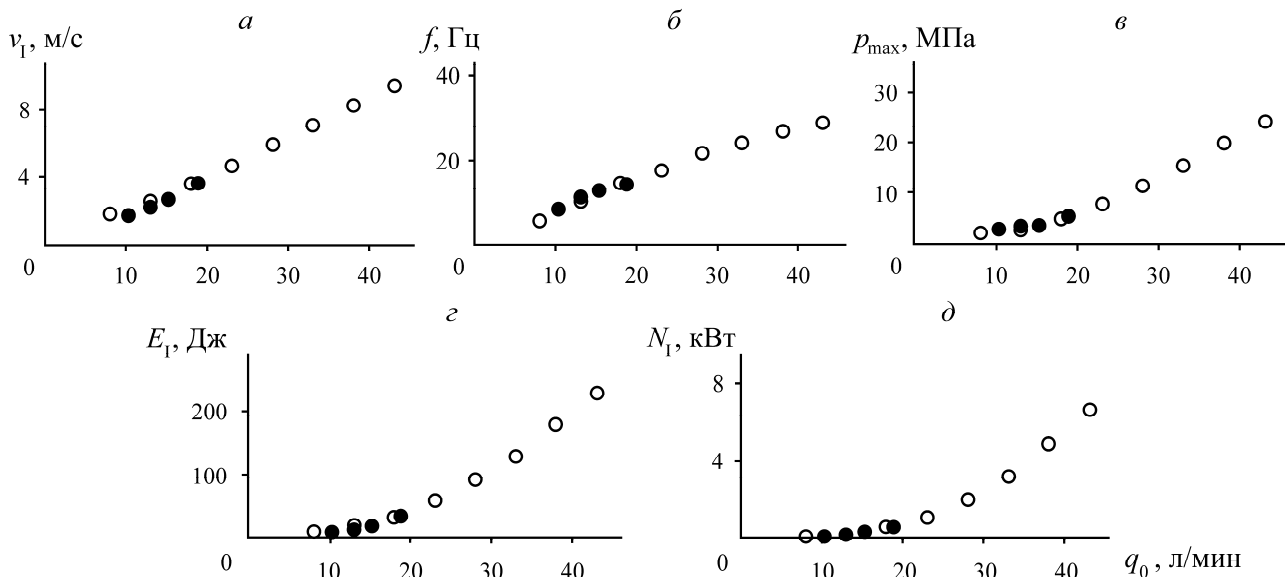


Рис. 6. Зависимости расчетных и экспериментальных интегральных выходных характеристик устройства (предударной скорости  $v_1$  (а), частоты  $f$  (б), максимального давления  $p_{\max}$  в аккумуляторе (в), энергии удара  $E_1$  (г), ударной мощности  $N_1$  (д)) от поступающего к нему расхода жидкости  $q_0$



Из анализа данных следует, что ударное устройство при таком режиме работы выходит на высокие энергетические показатели при расходе 30 л/мин и более, так предупредная скорость 8 м/с достигается при расходе 35 л/мин. При планируемой установке устройств, например, на экскаваторе второй размерной группы в количестве трех штук, суммарный расход при их непрерывной работе превысит 100 л/мин, что много для такого экскаватора. В данном случае необходимо рассмотреть элементы управления рабочим циклом ударного устройства, которые позволят существенно повысить предупредную скорость и мощность ударного устройства при более низких расходах за счет повышения давления в системе.

Это возможно с использованием схемы управления ГУ с задержкой рабочего цикла [9], которая реализована в представленных выше физической и имитационной моделях. Расчеты проведены на имитационной модели (рис. 4) с несколькими вариантами параметров управляющих дросселей (Д1 и Д2).

На рис. 7 приведены зависимости выходных характеристик ударного устройства от подаваемого к нему расхода жидкости с установленными гидравлическими диаметрами дросселей  $d_2 = 0.9$  мм и  $d_1 = 0.09, 0.10$  и  $0.13$  мм.

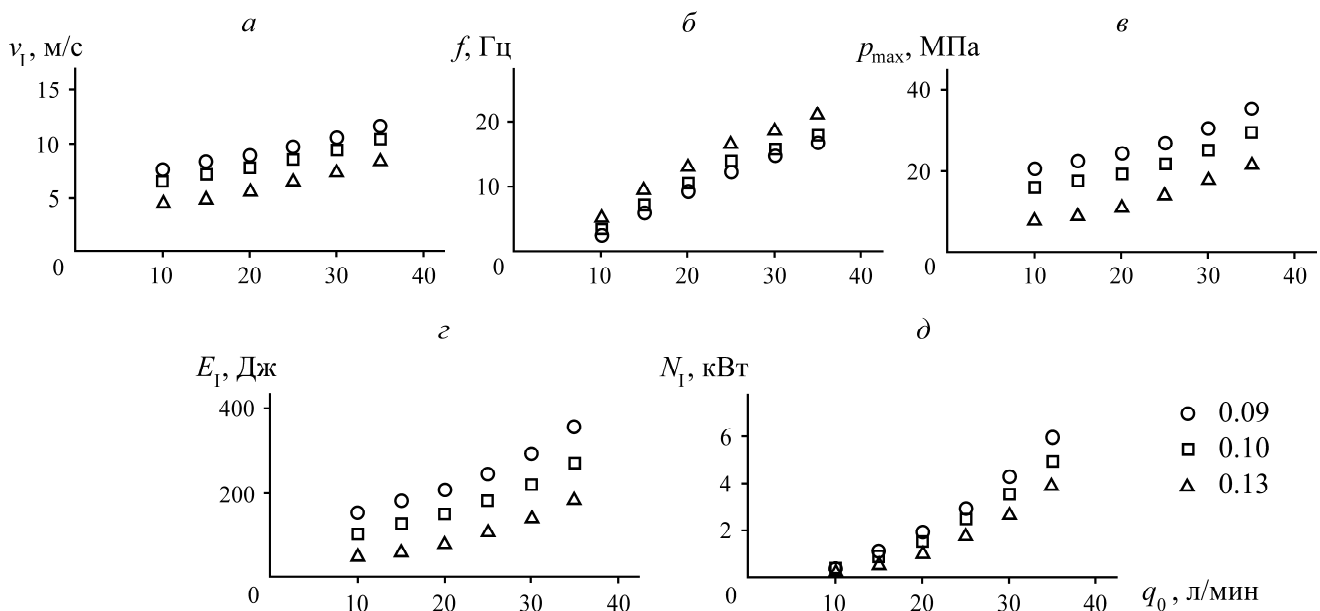


Рис. 7. Зависимости интегральных выходных характеристик устройства (предупредной скорости  $v_1$  (а), частоты  $f$  (б), максимального давления  $p_{max}$  в аккумуляторе (в), энергии удара  $E_1$  (г), ударной мощности  $N_1$  (д)) от поступающего к нему расхода жидкости  $q_0$

Анализ представленных зависимостей показывает, что в случае применения такой схемы управления возможно получение более высоких энергетических показателей при тех же расходах, что и в циклах без задержки. Так, предупредная скорость  $v_1$  достигает значений выше 8 м/с в случае гидравлических диаметров  $d_1 = 0.09$  и  $0.10$  мм при расходах  $q_0$  соответственно больших 10 и 20 л/мин, тогда как при работе устройства без задержки ( $d_1 = 0.13$ ) она достигается при расходе, превышающем 30 л/мин. Будем ориентироваться на ударную мощность ударных устройств  $N_1$ , которая при использовании дроссельного регулирования при расходе 30 л/мин доходит до 4 кВт и выше.

Опыт работы строительного (ЭО-4121, емкость ковша обратная лопата  $\sim 1 \text{ м}^3$ ) и карьерного (ЭКГ-5В, емкость ковша прямая лопата  $\sim 5 \text{ м}^3$ ) экскаваторов, оснащенных соответственно пневматическими ударными устройствами ПН1300 (энергия удара 1.3 кДж, частота 8 Гц) [7] и ПН1700 (1.7 кДж, 7 Гц) [10], позволяет сделать вывод, что для эффективной разработки грунтов повышенной прочности и горных пород прочностью на сжатие до 60 МПа ударная мощность, приходящаяся на единицу ширины кромки передней стенки ковша, должна составлять 20–30 кВт/м.

Таким образом, если исходить из ширины кромки передней стенки ковша экскаватора второй размерной группы  $\sim 0.5 \text{ м}$ , то ударной мощности трех ударных устройств оказывается достаточно, чтобы разрабатывать твердый материал с пределом прочности на сжатие до 60 МПа. Повышение качества изготовления деталей ударных устройств, уменьшение зазоров в парах “цилиндр – поршень”, а также оптимизация параметров устройства позволят сократить утечки, повысить частоту ударов  $f$  и ударную мощность системы при одном и том же давлении рабочей жидкости.

### ВЫВОДЫ

Разработан и создан прототип гидроударного устройства, конструктивно пригодного для использования в ковше активного действия, проведены его испытания и доводка. Экспериментально определены для ограниченного диапазона поступающего к ГУ расхода жидкости динамика его рабочих циклов и выходные характеристики.

В программе имитационного моделирования построена расчетная модель гидроударного устройства, проведена ее верификация, получено удовлетворительное соответствие экспериментальных и расчетных точек. Результаты численных расчетов показали возможность ее глубокого регулирования, даже небольшой рост подаваемого к устройству расхода жидкости позволяет более чем на порядок увеличить его ударную мощность.

Предложен способ увеличения мощности гидроударного устройства с применением специальной схемы управления с задержкой цикла. Расчеты подтвердили эффективность ее использования в данном случае: при одном и том же расходе рабочей жидкости, что и в случае схемы с непрерывным циклом, удастся кратно повысить ударную мощность устройства.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 99240 СССР. Ковш экскаватора / Ю. С. Верниковский // Оpubл. в БИ. — 1954. — № 11. — С. 4.
2. **Экскаваторы** с ковшом активного действия: опыт создания, перспективы применения / А. Р. Маттис, В. И. Кузнецов, Е. И. Васильев и др. — Новосибирск: Наука, 1996. — 174 с.
3. **Ветров Ю. А., Баландинский В. Л., Баранников В. Ф.** Разрушение прочных грунтов. — Киев: Будивельник, 1973. — 352 с.
4. **Шкуренко Н. С., Рахлин А. Б., Спектор М. Д.** Виброметод разработки мерзлых грунтов. — М.: Стройиздат, 1965. — 185 с.
5. **Зеленин А. Н.** Основы разрушения грунтов механическими способами. — М.: Машиностроение, 1968. — 376 с.

6. Галдин Н. С., Бедрина Е. А. Ковши активного действия для экскаваторов. — Омск: СибАДИ, 2003. — 53 с.
7. Маттис А. Р., Лабутин В. Н. К созданию ковшей активного действия гидравлических строительных экскаваторов // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды. — 2010. — Т. 3. — С. 152–159.
8. Городилов Л. В., Кудрявцев В. Г., Пашина О. А. Стенд и методика экспериментальных исследований гидроударных систем // ФТПРПИ. — 2011. — № 6. — С. 67–76.
9. Городилов Л. В., Кудрявцев В. Г. Анализ способов и схем управления характеристиками гидроударных машин объемного типа // ФТПРПИ. — 2022. — № 1. — С. 1–15.
10. **Безвзрывные технологии** открытой добычи твердых полезных ископаемых / А. Р. Маттис и др. — Новосибирск: СО РАН, 2007. — 335 с.

*Поступила в редакцию 20/XI 2022*

*После доработки 25/XII 2022*

*Принята к публикации 19/I 2023*