

УДК 622.236.234-12

**УРГУЧТУ ТОКТОТУП- КЕЧИКТИРҮҮЧҮ
ГИДРОСОККУЧ СИСТЕМАСЫН
ЭКСПЕРИМЕНТАЛДУУ ИЗИЛДӨӨ**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ГИДРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ЗАДЕРЖКОЙ
ДВИЖЕНИЯ БОЙКА**

**EXPERIMENTAL STUDY OF HYDRAULIC
PERCUSSION SYSTEM WITH A STRIKER
DELAYED ACTION**

Л.В. Городилов, В.Г. Кудрявцев

Жайында физикалык модели гидроударной системасын объемного типтеги менен оригиналдуу распределителем, ишке ашырууга мүмкүндүк берүүчү жумушчу циклин невротикалык кыймылынын бойка. Изилдөөлөр жүргүзүлөт, анын динамикасына жана микросхемалардын дем алыш мүнөздөмөлөрүнүн. Жыйынтыгы сунушталууга түрүндө осциллограмм динамикалык мүнөздөмөлөрүн тутумду-темасын жана графиктерин зависимостей анын жыштыгын жана предударной ылдамдыгын берүүдөн насостун жана басымдын кармалып.

Представлена физическая модель гидроударной системы объемного типа с оригинальным распределителем, позволяющим реализовывать рабочий цикл с задержкой движения бойка. Проведены исследования ее динамики и интегральных выходных характеристик. Результаты представлены в виде осциллограмм динамических характеристик системы и графиков зависимостей ее частоты и предударной скорости от подачи насоса и давления задержки.

The paper presents a physical analogue of positive-displacement hydraulic percussion system with a peculiar distributor allowing operating cycle implementation delaying the striker movement. The authors studied its dynamics and integral output characteristics. The results are presented in the form of oscillogram of system dynamics and also in the form of plots of its frequency and velocity before the percussion against the pump delivery rate and delay pressure.

Түйүндүү сөздөр: гидроударная системасы; басым кармалып; чыгааша; жыштыгы; предударная ылдамдыгы; распределитель.

Ключевые слова: гидроударная система; давление задержки; расход; частота; предударная скорость; распределитель.

Keywords: hydraulic percussion system; delay pressure; consumption; frequency; velocity before percussion; distributor.

В работах [1, 2] численно исследовалась динамика гидроударной системы объемного типа. Ее особенностью является возможность ра-

боты в режимах без задержки и с задержкой движения бойка (боек начинает обратный ход лишь при достижении давлением в системе определенного значения, называемого давлением задержки).

Полученные результаты показали определенные преимущества систем с задержкой движения бойка, которые заключаются в возможности регулирования его предупредной скорости и ее слабой зависимости от расхода жидкости, поступающей к ударному устройству. При изменении параметров такой системы возможен переход от одного режима работы к другому. Например, при повышении расхода от нуля до максимального значения практически неизбежно произойдет переход от режима с задержкой к режиму без задержки. Показано, что за счет повышения давления задержки можно получить значения предупредных скоростей гораздо большие, чем в режиме без задержки движения бойка.

Полученные в расчетах результаты требуют экспериментальной проверки. Для этого на физической модели гидроударного устройства двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода, позволяющей осуществлять задержку движения бойка, проведено несколько серий экспериментов (таблица 1), в которых изменяли параметры бойка, давление задержки и подачу насоса.

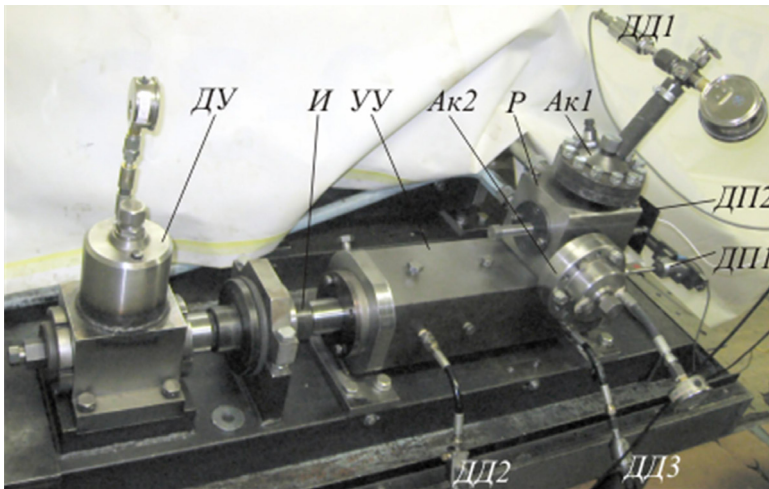


Рисунок 1 – Стенд и физическая модель: УУ – ударный узел; Ак1 и Ак2 – напорный и сливной аккумуляторы; Р – распределитель; И – инструмент (ограничитель); ДУ – демпфирующее устройство; ДП1, ДП2 – датчики перемещения; ДД1, ДД2, ДД3 – датчики давления

На рисунке 1 представлено фото гидроударного устройства. Оно состоит из ударного узла УУ, включающего корпус и боек; распределителя, состоящего из корпуса и золотника с напорным $Ак1$ и сливным $Ак2$ аккумуляторами и штуцерами для напорной и сливной линий; инструмента $И$ (ограничителя) и газожидкостного демпфирующего устройства $ДУ$.

В опытах использовали маслостанцию с насосом НШ14, приводом которой служил электродвигатель мощностью 5,9 кВт с частотным преобразователем. Это позволяло изменять подачу насоса в диапазоне 2–25 л/м. Предохранительный клапан был настроен на максимальное давление 8,7 МПа.

Таблица 1 – Результаты исследований выходных характеристик гидроударных устройств

Боек	Длина фазы обратного хода $x_{[1]}$, мм	Подача q_p , л/мин	Давление задержки $p_{[3]}$, МПа	Предударная скорость V_I^* , м/с	Частота n^* , c^{-1}
1	55	3,46–24,0	5.12 – 7.26	2.6 – 4.0	1.7 – 14.2
		3.46 – 22.5	6.05 – 7.68	3.2 – 4.15	1.6 – 13.1
		4.8 – 22.64	6.5 – 7.63	3.5 – 4.33	2.24 – 13.16
		4.04 – 23.53	6.7 – 7.82	3.6 – 4.48	1.4 – 14
	30	1.82 – 14.75	4.1 – 6.5	1.9 – 2.8	0.9 – 14.8
		2.81 – 14.23	5.87 – 6.65	2.66 – 3.03	1.55 – 14.8
		2.75 – 14.0	6.1 – 6.9	2.72 – 3.1	1.01 – 14.18
		4.28 – 22.36	7.15 – 7.8	3.66 – 4.34	0.91 – 17.5
2	55	5.0 – 23.68	4.6 – 6.53	4.15 – 5.12	1.2 – 11.36
		4.74 – 25.0	5.58 – 7.0	4.76 – 5.21	0.88 – 11.17
		5.63 – 24.16	6.8 – 7.64	4.9 – 5.64	1.35 – 9.9
		6.62 – 20.81	8.02 – 8.35	5.23 – 5.94	1.77 – 8.3
	30	5.25 – 25.9	5.38 – 6.52	2.87 – 3.99	2.08 – 19.8
		5.03 – 25.35	5.87 – 7.42	3.31 – 4.14	1.3 – 20.2
		5.22 – 25.0	6.57 – 7.78	3.6 – 4.04	1.27 – 18.52
		4.42 – 24.46	7.16 – 8.4	3.64 – 4.27	0.87 – 18.02
3	55	3.48 – 22.36	5.45 – 6.88	4.6 – 5.2	0.78 – 8.58
		5.92 – 23.38	6.18 – 6.88	4.78 – 5.42	1.39 – 8.33
		4.74 – 22.29	7.16 – 7.93	5.18 – 5.9	1.13 – 8.26
		6.02 – 21.82	8.16 – 8.88	5.3 – 6.0	1.58 – 7.66
	30	3.83 – 25.0	4.43 – 6.17	3.58 – 3.95	1.7 – 17
		3.63 – 24.32	5.54 – 6.99	4.07 – 4.27	1.76 – 16.13
		3.65 – 23.38	6.38 – 7.76	4.26 – 4.67	1.2 – 15.4

Для регистрации динамических характеристик (перемещение бойка и золотника, давление в аккумуляторах и рабочих камерах устройства, расхода, поступающего к устройству) использовали датчики перемещения ДП1, ДП2 (рисунок 1), давления ДД1, ДД2, ДД3, расходомер. Подробное описание стенда и методик измерения характеристик можно найти, например, в [3].

В экспериментах использовали бойки массами 6,33 (1-й), 6,3 (2-й) и 6,27 (3-й) кг с эффективными площадями со стороны камеры прямого хода соответственно 3,5, 5,1 и 6,8 см² и камеры обратного хода – 1,79 см², одинаковой для всех бойков. В устройстве можно было устанавливать две длины фазы обратного хода бойка $x_{[1]}$: 30 и 55 мм и изменять давление задержки $p_{[3]}$ от 4,5 до 8,5 МПа.

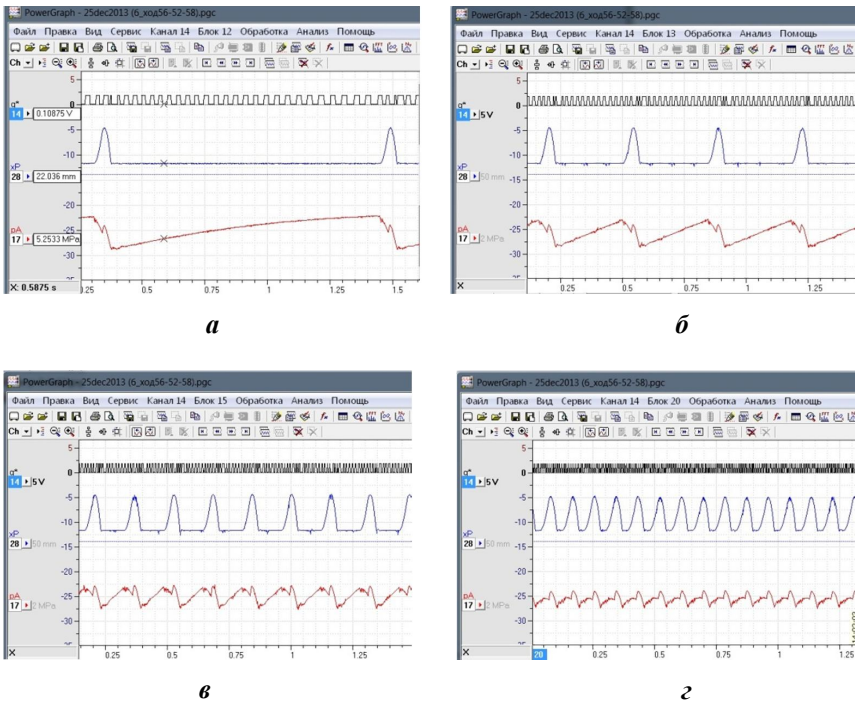


Рисунок 2 – Осциллограммы характеристик рабочих циклов системы, полученные при испытаниях бойка 2: импульсов расходомера q^* , координат бойка xP и давления в аккумуляторе pA . Предварительный натяг пружины распределителя $x_{[3]}$, определяющий давление задержки $p_{[3]}$, равен 20 мм. Изменялся поступающий к устройству расход q_0 : а – 4,7 л/мин; б – 8,4 л/мин; в – 14,7 л/мин; г – 25 л/мин

Результаты экспериментов сведены в таблице 1, из которой следует, что при заданных выше изменениях параметров предупредная скорость v_1^* изменяется в пределах от 2 до 6 м/с, а частота – от 1 до 20 Гц. Эти данные получены для трех разных бойков, для одной пары боек-корпус (одного ударного устройства) диапазоны изменения этих величин меньше. Чтобы достичь более глубокого регулирования предупредной скорости для одного ударного устройства, необходимо расширить диапазон изменения давления задержки $p_{[3]}$.

На рисунках 2–3 представлены осциллограммы характеристик предельных циклов системы с бойком 2, полученные копированием из программы *PowerGraph*: импульсы q^*-t , генерируемые расходомером, перемещений бойка $x-t$, давление в аккумуляторе $p-t$. Длина фазы обратного хода $x_{[1]}$ для всех графиков составляла $\sim 0,055$ м; на рисунках 2 а–г при фиксированных прочих одинаковых параметрах изменяли расход q_0 ; на рисунках 3 а–г – давление задержки $p_{[3]}$, которое регулировали предварительным натягом $x_{[3]}$ пружины золотника распределительного устройства.

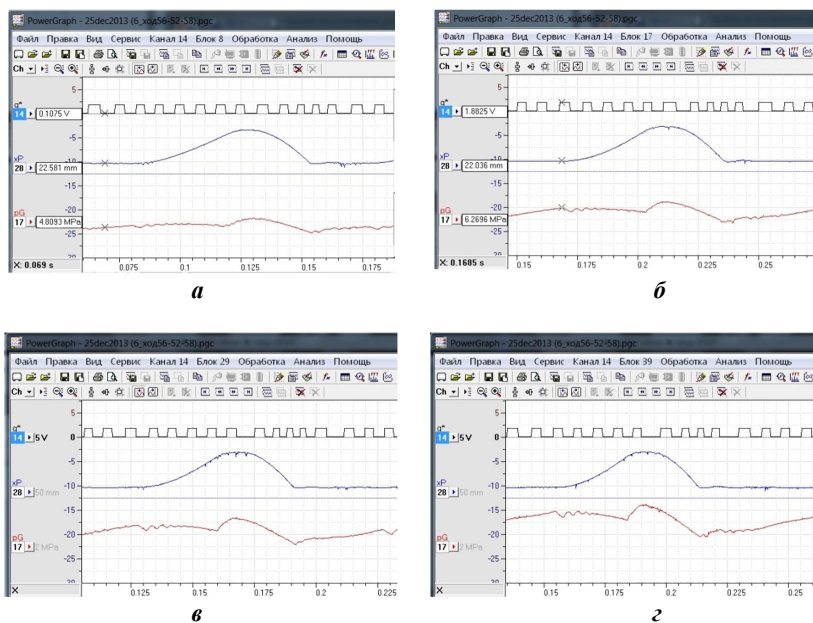


Рисунок 3 – Осциллограммы характеристик рабочих циклов системы, полученные при испытаниях бойка 2. Расход примерно одинаков ~ 22 л/мин. Изменяли предварительный натяг пружины распределителя $x_{[3]}$: а – 15 мм; б – 20 мм; в – 25 мм; г – 30 мм

На рисунке 4 а представлены графики зависимости частоты ударов n^* от расхода q_0 , рисунок 4 б – предупредной скорости v_l от давления задержки $p_{[3]}$. Можно отметить, что все экспериментальные точки 1-го графика можно достаточно точно описать линейной зависимостью

$$n^* = 0,5099 \times q_0 - 1,3893, \text{ Гц.}$$

Постоянная составляющая в ней связана с утечками жидкости в системе, а коэффициент перед q_0 определяется частным от отношения текущего расхода к объему камеры прямого хода.

Анализ 2-го графика показывает, что при повышении давления задержки предупредная скорость v_l увеличивается. Из-за большого разброса экспериментальных результатов и малого диапазона изменения $p_{[3]}$ сложно удовлетворительно аппроксимировать ее какой-либо зависимостью. Разброс данных снижается при увеличении величины предварительного натяга пружины золотника $x_{[3]}$, регулирующей давление задержки $p_{[3]}$. Возможно, что он является следствием конструктивных особенностей стенда, вызывающих его существенные вибрации, передающиеся на распределительное устройство, что, в свою очередь, приводит к разбросу давления в управляющей камере, при котором происходит начало его движения при переключении от фазы задержки к фазе обратного хода.

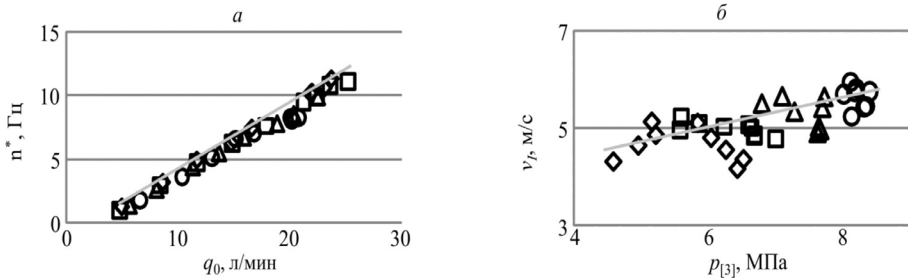


Рисунок 4 – Зависимости частоты n^* от расхода q_0 жидкости, подаваемой к устройству (а), и предупредной скорости v_l от давления задержки $p_{[3]}$: \diamond – предварительный натяг пружины распределителя $x_{[3]}$ – 15 мм, \square – 20 мм, \triangle – 25 мм, \circ – 30 мм

На рисунке 4 также представлены расчетные зависимости, полученные на модели гидроударной системы [1, 2] с учетом гидравлических сопротивлений и трения в уплотнениях пары «боек–кор-

пус» ударного устройства, которые показывают хорошее совпадение с экспериментальными данными. Несколько завышенные значения предупредной скорости могут быть вызваны тем, что в модели не учтен расход жидкости на работу распределительного устройства.

Экспериментальные исследования показали устойчивую работу устройства практически во всех исследуемых режимах. Существенный разброс полученных данных по предупредной скорости связан с колебаниями давления задержки, что вызвано конструктивными особенностями стенда и распределителя ударного устройства.

Экспериментальные результаты согласуются с результатами расчетов, полученными на модели автономной гидроударной системы с источником постоянного расхода [1, 2].

Литература

1. *Городилов, Л.В.* Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. I. Основные свойства // ФТПРПИ. 2012. № 3.

2. *Городилов, Л.В.* Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. II. Влияние на характеристики трения гидравлических сопротивлений, коэффициента восстановления // ФТПРПИ. 2013. № 3.

3. *Городилов, Л.В., Кудрявцев, В.Г., Пашина, О.А.* Стенд и методика экспериментальных исследований гидроударных систем // ФТПРПИ. 2011. № 6.

4. *Городилов, Л.В., Фадеев, П.Я.* Анализ и классификация эффективных конструктивных схем автоколебательных гидравлических ударных систем. «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды». Труды конф. с участием иностранных ученых «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды» (10–13 октября 2006.). В 2-х т. Т. II. Машиноведение. Новосибирск: Ин-т горного дела СО РАН, 2007. С. 71–79.