



**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ
С ДВУМЯ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ ДВИЖЕНИЯ БОЙКА**

Л. В. Городилов, А. И. Першин

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: a.ig.pershin@gmail.com,
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Разработана имитационная модель автоколебательной гидроударной системы одностороннего действия с двумя ограничителями движения бойка, включающая насос (источник постоянного расхода), боек и корпус (с ограничителями), связанные между собой механической пружиной, золотниковый распределитель, газожидкостный аккумулятор, соединительные гидравлические линии. Проведены расчеты режимов работы реверсивного гидроударного устройства с энергией удара, изменяющейся от 8 до 110 Дж. Полученные результаты сравниваются с результатами расчетов на “идеальной” модели (без гидравлических и механических потерь и с мгновенно переключающимся распределителем). Разрабатываемое оборудование может быть использовано для преодоления заклинивания оборудования при бурении и использовании в уже пробуренных скважинах специального оборудования, при проходке выработок ударным методом в грунтах.

Гидроударное устройство, ограничители, реверсивный режим работы, ударная мощность

**SIMULATION MODEL OF A HYDRO-IMPACT SYSTEM
WITH TWO LIMITERS OF STRIKER MOVEMENT**

L. V. Gorodilov and A. I. Pershin

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
E-mail: a.ig.pershin@gmail.com, Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

A simulation model of a one-way self-oscillating hydro-impact system with two limiters of striker movement has been developed. The system includes a pump (a constant flow source), a striker (piston) and body (with limiters) connected by a mechanical spring, a spool distributor, a gas-liquid accumulator, and connecting hydraulic lines. By comparing the results of calculations on the simulation model with the results of calculations on the “ideal” model (without hydraulic and mechanical losses and instantly switching distributor), the developed model was verified. Calculations of the operation modes of reverse hydraulic shock devices with an impact energy of 80 and 160 J were performed, their parameters were determined, and the real geometry of the devices was evaluated. The developed equipment can be used to overcome jamming of equipment during drilling and use of special equipment in already drilled holes, when driving workings by impact method in the ground.

Hydro-impact device, limiters, reverse mode of operation, impact power

Реверсивные ударные устройства используются в горном деле и строительстве при проходке скважин в прочных горных породах и проведении технологических операций в них, при забивания труб и образования скважин в грунте при бестраншейной прокладке подземных коммуникаций, как для повышения скорости извлечения устройств из скважин и выработок, так и для преодоления заклинивания применяемого оборудования [1 – 3].

В [4] рассматривается идеальная модель реверсивного автоколебательного гидроударного устройства с двумя ограничителями движения бойка, позволяющая без конструктивных изменений в нем производить удары в прямом и в обратном направлении. Эта особенность проявляется при изменении параметров энергоносителя. В модели [4] учтены основные параметры, позволившие установить в частности существование прямого и реверсивного режимов работы при определенных расходах подаваемой к устройству жидкости.

В настоящей статье представлена имитационная модель реверсивного гидроударного устройства, в которой максимально учтены свойства рассматриваемой системы с учетом работы распределительного устройства, свойств жидкости, гидравлических и механических сопротивлений и др. Приведены примеры расчета ее рабочих циклов для двух типоразмеров ударного устройства.

Расчетная схема гидроударного устройства с двумя ограничителями движения ударника. На рис. 1 представлена принципиальная схема исследуемой системы, которая включает в себя насос PU постоянной производительности, аккумулятор A , ударный узел (боек P , корпус F с траверсами, наковальни $A1, A2$, пружина S), напорную 1 и сливную 2 линии, каналы $7-10$, соединяющие $1, 2$ с гидравлической камерой 11 и управляющие каналы $3-6$, золотниковый распределитель 3 . Считали, что корпуса ударного узла и распределителя закреплены жестко.

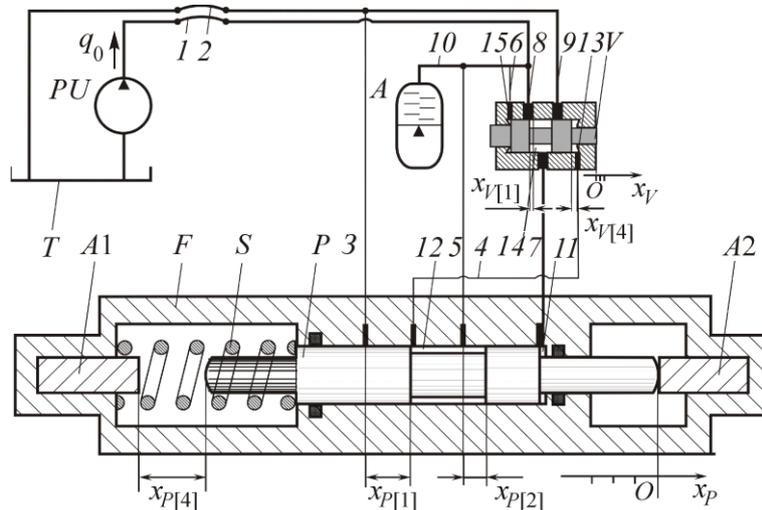


Рис. 1. Принципиальная схема распределительного устройства в исходном состоянии: H — насос постоянной производительности; T — бак; A — гидроаккумулятор; F — корпус; P — боек, S — пружина; V — золотник; $A1, A2$ — наковальни; $1, 2$ — напорная и сливная линия; $3-6$ — управляющие каналы; $7-10$ — каналы, соединяющие $1, 2$ с камерой A устройства

Система работает следующим образом. В начальный момент боек P находится на наковальне $A2$. При включении насоса и подаче жидкости в напорную линию 1 она через каналы управления 6 и $5, 4$, проточку бойка 12 поступает в рабочие камеры распределителя V 13 и 15 . Золотник V занимает крайнее левое положение и гидравлическая камера 11 каналами $7, 8$ через проточку золотника 14 соединяется с напорной линией. Боек P под действием сил со стороны жидкости в камере 11 и пружины S начинает двигаться влево, доходит до координаты $x_{p[2]}$ (правая кромка камеры 12 бойка разъединяет каналы 4 и 5), затем — до координаты $x_{p[1]}$ (левая кромка камеры 12 бойка соединяет каналами 3 и 4 камеру 13 золотника со сливной линией 2). Золотник переходит в крайнее правое положение, камера 11 соединяется со сливной линией. Движение бойка P происходит под действием только силы упругости пружины S . В этой фазе он замедляет скорость и может совершить удар о наковальню $A1$. После остановки боек движется вправо, ускоряется и при прохождении координат $x_{p[1]}$ и $x_{p[2]}$ управляющая линия 4 отсоединяется от сливной и соединяется с напорной линией, распределитель возвращается в

крайнее левое положение, камера 11 соединяется с напорной линией. Боек замедляет скорость и может совершить удар об ограничитель А2. После остановки он начинает движение влево, цикл повторяется.

При разработке имитационной модели системы и расчетах использовали алгоритмы и уравнения, изложенные в [5, 6], программу [7]. Математическая описание модели включает систему дифференциально-алгебраических уравнений, в которую входят уравнения динамики:

— бойка P :

$$\frac{dx_P}{dt} = v_P, \quad m_P \frac{dv_P}{dt} = -S_{P11}p_{11} - c_{Pm}(x_P + x_3) - (k_{P11}p_{11} + k_{P3}p_3) \operatorname{sgn}(v_P),$$

где x_P , v_P — координата и скорость бойка; t — время; m_P — масса бойка; S_{11} — площадь бойка со стороны камеры 11; p_{11} , p_3 и k_{P11} , k_{P3} — давление в гидравлических элементах 11 и 3 и коэффициенты пропорциональности, определяющие силу сухого трения в уплотнениях со стороны этих элементов; c_{Pm} и x_3 — жесткость и предварительное сжатие пружины S (при соприкосновении бойка с наковальней А2).

— золотника V :

$$\frac{dx_V}{dt} = v_V, \quad m_V \frac{dv_V}{dt} = -S_{V13}p_{13} + S_{V15}p_{15} - (k_{V13}p_{13} + k_{P15}p_{15}) \operatorname{sgn}(v_V),$$

где x_V , v_V — координата и скорость золотника; m_V — масса золотника; p_{13} , p_{15} , S_{V13} , S_{V15} — соответственно давления и площади золотника со стороны гидравлических камер 13, 15; k_{V13} , k_{P15} — коэффициенты пропорциональности, определяющие силу сухого трения в уплотнениях со стороны камер 13, 15.

— газожидкостного аккумулятора А:

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{\gamma}{p_n^{1/\gamma} V_n} p_A^{1+1/\gamma} q_{10},$$

где p_A , q_{10} — соответственно давление в аккумуляторе и поступающий к нему расход по ветви 10; p_n , V_n — соответственно номинальное давление и объем аккумулятора при номинальном давлении; γ — показатель политропы газа в аккумуляторе.

Уравнения течения жидкости в напорной и сливной линиях 1, 2, трубопроводах (каналах гидросистемы) 3–15, местных сопротивлений (дресселях, изменениях направления, сжатиях и расширениях потока жидкости), тройниках описаны в [4].

Расход в начале напорной линии принимали равным:

$$q_1 = q_0 - \frac{p_1}{r_0},$$

где $r_0 = p_n / [q_0(1 - \eta_0)]$, p_n и η_0 — номинальное давление и объемный КПД насоса.

При взаимодействии бойка и золотника с корпусом,двигающимся со скоростями v_{P+} и v_{V+} , процесс удара считали мгновенным, а скорости после удара v_{P-} и v_{V-} вычисляли из известных соотношений теории удара:

$$v_{P-} = -Rv_{P+}, \quad v_{V-} = -Rv_{V+},$$

где R — коэффициент восстановления скорости.

Начальные условия (координаты и скорости механических элементов, давления и расходы в ветвях системы при $t = 0$) принимали равными:

$$x_P(0) = v_P(0) = x_V(0) = v_V(0) = 0,$$

$$p_i(0) = p_A, \quad i = 1 \dots 15, \quad q_1(0) = q_0 - p_A / r_0, \quad q_i(0) = 0, \quad i = 2 \dots 15.$$

Разъединение и соединение каналов, вследствие которых происходит реализация автоколебательного рабочего цикла устройства, в программе осуществляется изменениями сечений соответствующих местных сопротивлений, соединяющих эти каналы, происходящими в моменты прохождения кромками бойка и золотника заданных координат (рис. 1). Программа имитационного моделирования составлена на объектно-ориентированном языке C++. Численная процедура реализована с применением метода Рунге–Кутты с контрольным членом Егорова [8], локальную точность вычислений принимали равной $5 \cdot 10^7$.

Пример расчета предельных циклов гидроударной системы. Анализ полученных данных. Расчеты проведены для следующих параметров системы:

— источника расхода: номинальное давление $p_n = 14$ МПа, КПД $\eta_0 = 0.7$, расход жидкости изменяли в диапазоне $q_0 = 5.0 \cdot 10^{-5} - 2.0 \cdot 10^{-4}$ м³/с (4–16 л/мин);

— ударного узла: масса бойка $m_p = 2.2$ кг, площадь бойка со стороны камеры $S_{11} = 2.14 \cdot 10^{-4}$ м², координаты $x_{[1]} = 0.04$ м, $x_{[2]} = 0.02$, $x_{[4]} = 0.05$ м, жесткость пружины $c_m = 6.35 \cdot 10^3$ Н/м, предварительный натяг пружины $x_3 = 0.02$ м, коэффициент восстановления скорости бойка $R = 0$, корпус жестко закреплен;

— аккумулятора: объем $V_n = 0.025$ л;

— распределителя: масса золотника $m_v = 0.3$ кг, максимальный ход золотника — 6 мм, ход золотника до переключения каналов — 3 мм;

— диаметры напорной 1 и сливной 2 линий принимали равными 14 мм, длину — 5 м, гидравлические каналы 7, 8, 9, 10 — 10 мм, 3, 4, 5, 6 — 8 мм.

На рис. 2 представлены полученные при разных расходах насоса q_0 осциллограммы динамических характеристик предельных циклов: координаты x_p (рис. 2а) и скорости v_p (рис. 2б) бойка, давление в аккумуляторе p_A (рис. 2в), перемещение золотника x_v (рис. 2г). При $q_0 = 6.12$ л/мин наблюдается режим с ударами в прямом направлении, при $q_0 = 10.2$ л/мин — с ударами в прямом и обратном направлениях, при $q_0 = 14.3$ л/мин — с ударами только в обратном направлении.

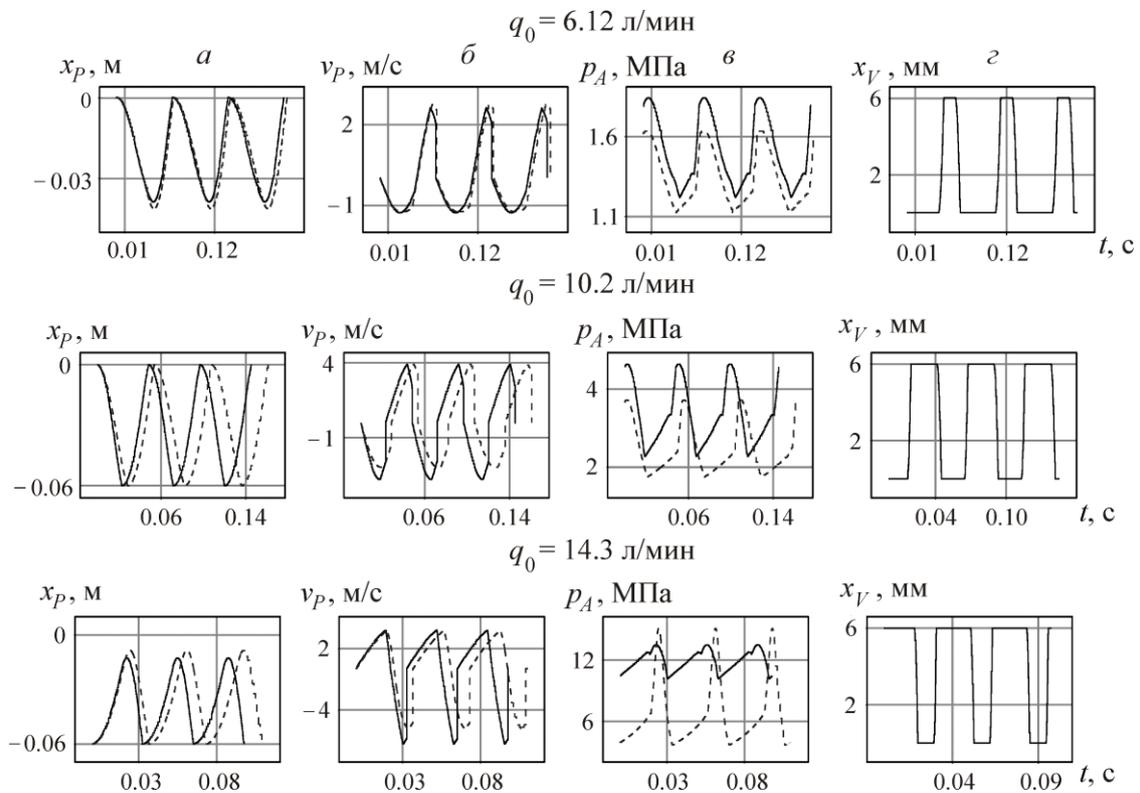


Рис. 2. Теоретические осциллограммы координаты x_p (а) и скорости v_p (б) бойка, давления в аккумуляторе p_A (в) перемещения золотника x_v при различных расходах источника: — имитационная модель, - - - - — “идеальная” модель

Штриховыми линиями на рис. 2 показаны осциллограммы характеристик устройства, рассчитанные при помощи “идеальной” модели, учитывающей лишь основные параметры системы [4]. Особенностью этой модели наряду с прочим является отсутствие распределителя, при расчетах принимали, что распределитель идеальный — переключается мгновенно и без затрат энергии, поэтому расход уменьшали на величину, соответствующую затратам жидкости на его работу. Кроме того, отсоединение камеры *II* от напорной линии и соединение со сливной и наоборот совершалось не тогда, когда кромки бойка пересекали координаты $x_{[1]}$ и $x_{[2]}$, а в моменты, при которых золотник в расчетах в имитационной модели проходил среднее положение, при котором осуществлялось действительное переключение потоков жидкости.

Сравнивая результаты расчетов можно заметить, что в основном динамика рабочих циклов достаточно хорошо повторяется как качественно (при одинаковых значениях q_0 наблюдаются идентичные режимы работы устройства), так и количественно (расхождение в значениях характеристик, как правило, не превышает 10 %). Увеличение расхождения при повышении расхода и соответственно давления в системе возможно связано с неправильным выбором параметра, определяющего объемные утечки в системе в случае “идеальной модели”. В расчетах с помощью “идеальной” модели колебания давления в течение рабочих циклов значительно выше (рис. 4в), чем в расчетах с помощью имитационной модели. Это может быть связано с существенно большей гидравлической жесткостью системы в первом случае, так как при имитационном моделировании в модель вводили сравнительно большие объемы жидкости, не учитываемые в первом случае.

ВЫВОДЫ

Разработана имитационная модель реверсивного гидроударного устройства, позволяющая исследовать его свойства при изменении параметров модели и внешних условий. Проверочные расчеты помогли установить особенности динамики гидроударного устройства и реализации в нем различных режимов работы, зависящих от подачи жидкости. Сравнение результатов расчетов с помощью разработанной модели с результатами расчетов с помощью “идеальной” модели, учитывающей лишь основные параметры системы, дало возможность в определенной степени провести верификацию расчетной схемы. Получено удовлетворительное соответствие качественной и количественной картины изучаемых процессов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Lekontsev Y. M. and Sazhin P. V.** Directional hydraulic fracturing in difficult caving roof control and coal degassing, *Journal of Mining Science*, 2014, vol. 50, no. 5, pp. 914–917. [**Леконцев Ю. М., Сажин П. В.** Технология направленного гидроразрыва пород для управления труднообрушающимися кровлями в очистных забоях и дегазации угольных пластов // ФТПРПИ. — 2014. — № 5. — С. 137–142.]
2. **Manzhosov V. K. and Novikov D. A.** Simulation of transients and limit cycles of motion of vibro-impact systems with discontinuous characteristics, Ulyanovsk, UISTU, 2015, 236 pp. (in Russian) [**Манжосов В. К., Новиков Д. А.** Моделирование переходных процессов и предельных циклов движения виброударных систем с разрывными характеристиками. — Ульяновск: УлГТУ, 2015. — 236 с.]
3. **Pat.** 2230873 RF. Method of degassing of coal seam, Y. M. Lekontsev, P. V. Sazhin, *Byull. Izobret.*, 2013, no. 2. [**Пат.** 2480589 РФ. Способ дегазации угольного пласта / Ю. М. Леконцев, П. В. Сажин // Оpubл. в БИ. — 2013. — № 2.]
4. **Gorodilov L. V.** Analysis of self-oscillating single-acting hydro-impact system operational modes with two limiters of striker movement, *International Journal of Fluid Power*, 2019, no. 20 (2). pp. 209–224.

5. **Berengard Yu. G., Gaitgori M. M., and Malinovsky Yu. Yu.** Automated modeling of drives of construction and road machines on a computer, Study guide. Moscow, Ed. MADI, 1987. (in Russian) [**Беренгард Ю. Г., Гайцгори М. М., Малиновский Ю. Ю.** Автоматизированное моделирование приводов строительных и дорожных машин на ЭВМ: учеб. пособие. — М.: Изд-во МАДИ, 1987. — 104 с.]
6. **Berdnikov V. V.** Applied theory of hydraulic circuits, Moscow, Mechanical engineering, 1977. (in Russian) [**Бердников В. В.** Прикладная теория гидравлических цепей. — М.: Машиностроение, 1977. — 192 с.]
7. **Gorodilov L. V. and Vagin D. V.** Software Architecture for the simulation of the hydraulic actuators of the Executive bodies of mining and construction machines, Subsoil use problems, 2016, no. 3. pp. 48–52. [**Городилов Л. В., Вагин Д. В.** Архитектура программного обеспечения для моделирования гидравлических приводов исполнительных органов горных и строительных машин // Проблемы недропользования. — 2016. — № 3. — С. 48–52.]
8. **Arushunyan O. B., Zaleytcin S. F.** Numerical Solution of Ordinary Differential Equations on the Fortran Language, Moscow, Ed. Moscow University, 1990, 335 pp. (in Russian) [**Арушанян О. Б., Залеткин С. Ф.** Численное решение обыкновенных дифференциальных уравнений на Фортране. — М.: Изд-во МГУ, 1990. — 335 с.]