

Таблица 1 – Показатели отработки буровых коронок

Показатели	Средняя высота выступания алмазов из матрицы, мкм			
	62,4	65,6	67,4	72,4
Удельная объёмная работа разрушения горной породы, Дж/м ³ ×10 ⁹	5,36	4,87	3,96	2,78
Отношение тангенциальной составляющей P_{τ} к осевой нагрузке P_{oc}	0,427	0,396	0,316	0,273
Концентрация шлама под рабочим торцом коронки, %	68,4	52,3	45,3	39,4
Интенсивность изнашивания, мм/м	0,254	0,216	0,195	0,156

При этом основным направлением исследований будет выявление новых научных представлений о процессах, происходящих в призабойной контактной зоне и на рабочей поверхности породоразрушающего инструмента, что позволит:

- создать банк данных физико-механических свойств горных пород, а также синтетических алмазов (СА) и композиционных алмазосодержащих материалов (КАМ), применяемых при изготовлении породоразрушающего инструмента;
- получать данные фундаментального характера для моделирования конструктивных особенностей бурового породоразрушающего инструмента на базе СА и КАМ применительно к конкретным условиям эксплуатации;
- создать систему оценки и прогнозирования работоспособности разработанных типов бурового геологоразведочного инструмента при его эксплуатации в различных геолого-технических условиях бурения.

© Исонкин А.М., 2001

УДК 622.243.952

Канд. техн. наук КАЛИНИЧЕНКО О.И.

Донецкий государственный технический университет, г. Донецк, Украина

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ГИДРОУДАРНИКОВ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Круг вопросов относящихся к ударно-механической части гидроударника (ГУ) в целом не является проблемой при создании любого бурового механизма ударного действия. В то же время особенности работы гидравлической части ГУ, где формируются силы, определяющие рабочие характеристики машины до сих пор не имеют однозначного решения.

Обзор теоретических и экспериментальных работ, связанных с исследованием, разработкой методики расчета и расчетом гидроударных буровых машин показал наличие противоречий и существенных дефектов как в апробированных теориях ГУ, так и в предложенных расчетных формулах. Анализ выходных показателей ГУ показывает, что во многих случаях их несовершенство связано с упрощенным подходом к описанию главной движущей силы в цилиндре гидроударника. Общие теоретические построения большинства ученых, основаны на том, что перемещение исполнительного органа ГУ обеспечивается, прежде всего, силой давления формирующегося в нагнетательном трубопроводе при

отражении от подвижного поршня гидроударной волны. В конечном итоге переоценка значимости параметров подводящего трубопровода обусловили присутствие в экспериментально – теоретических публикациях взаимоисключающих данных о влиянии площади сечения трубопровода на характеристику механизма [2,5,6].

В известных исследованиях не нашли полного теоретического решения две важнейшие взаимосвязанные задачи, возникающие при оценке характеристик ГУ: определение времени перемещения бойка и установление закономерности изменения скорости бойка на пути рабочего хода.

Предложенные [3 – 5] формулы для определения оптимального значения времени (t_{opt}) имеют узкие пределы применимости. Допущения при расчете t_{opt} , когда на экстремум исследуются выражения, записанные для некоторой постоянной регулировки ГУ при неизменном фазовом расходе жидкости действительны лишь при определенном соотношении рабочих и конструктивных параметрах механизма. В работе [6] сделана попытка вывода закономерностей ГУ, свободных от указанных недостатков. Для нахождения времени рабочего хода, введена дополнительная зависимость, вытекающая из баланса объемов жидкости, протекающей через ГУ в течении цикла. Однако предложенные соотношение для фазового расхода жидкости установлены не из непосредственных экспериментальных или теоретических соображений, а назначены таким образом, чтобы привести получаемые окончательные зависимости к возможно лучшему согласованию с опытными данными.

Исследования, проведенные Ашавским А.М. [1] позволили эмпирически получить полную гамму рабочих характеристик ГУ, уточнив, прежде всего, взаимосвязи рабочего хода, массы бойка, расхода жидкости, параметров гидросистемы и рабочей характеристики ГУ. Однако охватить теоретическим анализом отмеченные взаимозависимости автору не удалось

Теоретические исследования, опубликованные в работе [4] основаны на том, что перепад давления жидкости, связанный с работой ГУ определяется на основе затрат энергии потока на перемещение бойка, а время рабочего хода устанавливается из условия неразрывности потока жидкости. Несмотря на приближенный характер и наличие ряда противоречий, предложенные разработки сыграли значительную роль, позволив вплотную подойти к реальному анализу рабочего цикла ГУ и дав толчок к началу исследований по уточнению теории и созданию новых методов повышения эффективной мощности и универсальности ГУ.

По мнению автора, предложенный в данной статье анализ работы гидроударных машин прямого действия (табл.1) станет определенным этапом развития общей теории ГУ и позволит наметить дополнительные пути совершенствования гидроударных машин за счет оптимизации сочетаний рабочих и конструктивных параметров.

Математическое описание рабочего процесса ГУ базируется на двух основных положениях вытекающих из условия сохранения энергии и массы и представляет собой замкнутую систему уравнений, включающую: дифференциальное уравнение движения поршня; соотношение, определяющее силы сопротивления (R_z); уравнение, определяющее давление жидкости в цилиндре ГУ в пределах цикла (P_t) и уравнение, вытекающее из условия неразрывности потока жидкости.

Основные допущения, при которых справедливо математическое описание ГУ, сводятся к следующим: жидкость в надпоршневой камере безинерционна и несжимаема; корпус механизма и наковальни неподвижны в течение рабочего цикла; на обмен силовыми импульсами между ГУ и компенсатором затрачивается больше времени, чем длится фаза рабочего процесса. Анализ рабочего цикла ГУ построен на условии, когда механизм работает в гидроударном режиме и находится в скважине, заполненной жидкостью.

Таблица 1 – Расчетная схема и фазы рабочего цикла гидроударника одинарного действия с прямым активным ходом

Расчетная схема ГУ	Фазы рабочего цикла
	<p>1-я фаза. Рабочий ход (S_1) системы "клапан-боек" под действием давления $P_{(t)}$. Длительность фазы – t_1.</p> <p>2-я фаза. Разобшение системы "клапан-боек". Свободный ход бойка (S_2) за счет энергии, накопленной на фазе 1. Длительность фазы – t_2.</p> <p>3-я фаза. Соударение бойка с наковальней. Длительность фазы – t_3.</p> <p>4-я фаза. Перемещение бойка в исходное положение на пути S_2 за счет пружины 6. Длительность фазы – t_4.</p> <p>5-я фаза. Встреча бойка с клапаном. Восстановление системы "клапан – боек". Остановка бойка верхней точкой, которая принята за начало координаты пути ($x = 0$). Продолжительность фазы – t_5.</p>
<p>1 – приводной насос; 2 – компенсатор; 3 – трубопровод; 4 – клапан; 5 – боек; 6 – пружина; 7 – наковальня.</p> <p>S_6, S_k – предварительное натяжение пружин бойка и клапана; Z_6, Z_k – жесткость пружин бойка и клапана; S_1 – общий ход бойка; S – рабочий ход бойка; G – вес бойка и подвижных частей; R – механические сопротивления в механизме; f_r – площадь сечения подводящего трубопровода; V_0 – средняя скорость жидкости в цилиндре ГУ; f – рабочая площадь поршня; x – текущая координата хода бойка; Q – расход жидкости на привод ГУ.</p>	

В общем, виде уравнение, выражающее закон движения поршня-бойка ГУ и относящееся ко времени $t > 0$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_{(t)} f - R_{(z)}, \tag{1}$$

где $m \frac{d^2 x}{dt^2}$ – сила инерции бойка и связанных с ним подвижных частей, равная произведению массы подвижных частей (m) на сообщенное ускорение ($d^2 x/dt^2$).

$R_{(z)}$ представляет сумму сопротивлений постоянного в течение переходного процесса (G) и силы, изменяющейся по ходу поршня пропорционально его смещению, определяющуюся законом упругого сопротивления ($R_{(z)} = Z_6(S_6 + x) + Z_k(S_k + x) - G$).

Текущее значение ($P_{(t)}$) определяется как сумма переменного давления, связанного с изменением расхода формулой гидравлического удара ($P_{zy} = k \rho c \mu \frac{f}{f_r} \left(V_0 - \frac{dx}{dt} \right)$); давления на преодоление сопротивлений, связанных с циркуляцией жидкости в буровом снаряде и скважине (P_2) и избыточного давления жидкости (P_1), обусловленного работой механизма,

Первое положение касается количественной оценки запаса энергии жидкости, которая затрачивается на выполнение некоторой работы в цилиндре ГУ. Удельное выражение этой энергии (P_1) определяется законом сохранения энергии как дополнительный напор жидкости в подводящем трубопроводе.

Значение P_1 является постоянной величиной, зависящей от работы жидкости в ци-

цилиндре ГУ (W). В соответствии с балансом энергии

$$P_1 = \frac{W}{Q \cdot T} = \frac{\varpi_1 + \varpi_2 + \dots + \varpi_n}{Q \cdot T} \quad (2)$$

Учитывая, что в подавляющем большинстве в ГУ прямого действия конструктивно предусмотрена жесткая форма остановки бойка за счет удара о пружинный буфер или ограничитель (наковальню) и допуская, что жидкость совершает основную работу на первой фазе рабочего цикла, в соответствии с (2)

$$P_1 = \frac{0.5mV_1^2 + S[Z_\delta(S_\delta + 0.5S) + Z_k(S_k + 0.5S)] - S(G - R)}{QT} \quad (3)$$

где T – период цикла. ϖ_{1-n} – работа жидкости на фазах рабочего цикла ГУ; V_1 – скорость поршня в конце рабочего хода.

Пренебрегая гидравлическими потерями на внезапное расширение и изменение скорости жидкости на входе из трубопровода в ГУ, давление в цилиндре, действующее на поршень в общем виде равно

$$P(t) = k\rho c\mu \frac{f}{f_T} \left(V_0 - \frac{dx}{dt} \right) + P_1 + P_2 \quad (4)$$

где k – коэффициент, учитывающий разрежение за поршнем при гидроударе; ρ – плотность жидкости; μ – коэффициент утечек жидкости; c – скорость распространения гидроударной волны;

С учетом изложенного, решение уравнения (1) (при начальных условиях задачи: $t = 0; x = 0; \frac{dx}{dt} = 0$), дает соотношения для определения перемещения (x) и скорости бойка

($\frac{dx}{dt}$) на фазе движения системы "клапан-боек" до ее разобшения.

$$\frac{dx}{dt} = \frac{x}{Y}; \quad (5)$$

$$1 \text{ случай. } \left(\frac{a^2}{4} > b \right), \quad Y = \frac{r_2(e^{r_1 t} - 1) - r_1(e^{r_2 t} - 1)}{b(e^{r_1 t} - e^{r_2 t})}; \quad (6)$$

$$2 \text{ случай. } \left(\frac{a^2}{4} = b \right), \quad Y = \frac{4(e^{0.5at} - 0.5at - 1)}{a^2 t}; \quad (7)$$

$$3 \text{ случай. } \left(\frac{a^2}{4} < b \right), \quad Y = \frac{\phi}{b} \left(\frac{e^{0.5at} - \cos \phi t}{\sin \phi t} - \frac{a}{2\phi} \right), \quad (8)$$

$$\text{где } r_{1,2} = -\frac{a}{2} \pm \sqrt{\frac{a^2}{4} - b}; \quad a = \frac{k\rho c\mu f^2}{mf_T}; \quad b = \frac{Z_\delta + Z_k}{m}; \quad \phi = \sqrt{b - \frac{a^2}{4}}.$$

Дополнительное соотношение для нахождения времени рабочего хода (t_1) в фиксированных значениях ($V = V_1; x = S; t = t_1$) вытекает из *второго положения*, которое основывается на соблюдении равенства объемов жидкости, поступающей от бурового насо-

са во время рабочего цикла (QT) и объемов жидкости, проходящей через цилиндр ГУ в отдельные его фазы (q_{1-n}).

$$QT = q_1 + q_2 + \dots + q_n \quad (9)$$

Расход жидкости на фазе рабочего хода ГУ (q_1) и на фазах перестановки клапанов (q_{n-1}) устанавливаются соотношениями

$$q_1 = f \cdot S \cdot \mu; \quad q_{n-1} = \sum_2^n t_i \cdot (V_1 + \Delta V) \cdot f \quad (10)$$

При распаде системы "клапан-боек" потенциальная энергия потока переходит в кинетическую энергию, жидкость приобретает дополнительную скорость (ΔV), величина которой определяется, главным образом, давлением в конце фазы рабочего хода ($P(t_1)$). На основании условия неразрывности потока, проходящего через орган управления, площадь сечения которого f_0 , скорость упругого расширения жидкости равна

$$\Delta V = \frac{k_{рс\mu}(V_0 - V_1) \frac{f}{f_T} + P_1 + P_2}{f_0 \rho c \left(1 + \frac{f}{f_T}\right)} \cdot f \quad (11)$$

Для рассматриваемого типа ГУ соотношение (9) имеет вид

$$QT = \frac{fS}{\mu} + f \left[\frac{2S_2}{V_1(1+k_2)} + \frac{2L_\delta}{c_1} + 1.57 \sqrt{\frac{m_\delta}{Z_\delta}} \right] \cdot (V_1 + \Delta V) \quad (12)$$

Предложенный теоретический анализ, обеспечивает комплексную оценку закономерностей рабочего процесса гидроударных механизмов в широком диапазоне изменения параметров. Преимущество разработанного метода обусловлено возможностью проводить исследования до начала проектирования. Это позволяет использовать его для научно обоснованного выбора параметров создаваемых машин. Основанием такого использования является подтверждение результатов данными эксперимента, проведенными различными учеными при исследовании машин рассматриваемого класса.

Сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик, установленных в СКБ "Геотехника" и ДГИ [5, 6] показало хорошее качественное и количественное совпадение по длительности фазы рабочего хода (табл.2 – зависимость для гидроударника Г-7), скорости бояка, частоте ударов и величине рабочего давления в цилиндре ГУ (табл.2 – зависимость для гидроударника ГМ5). Это сопоставление явилось основанием использования разработанной методики для расчета основных закономерностей работы гидроударных машин одинарного действия.

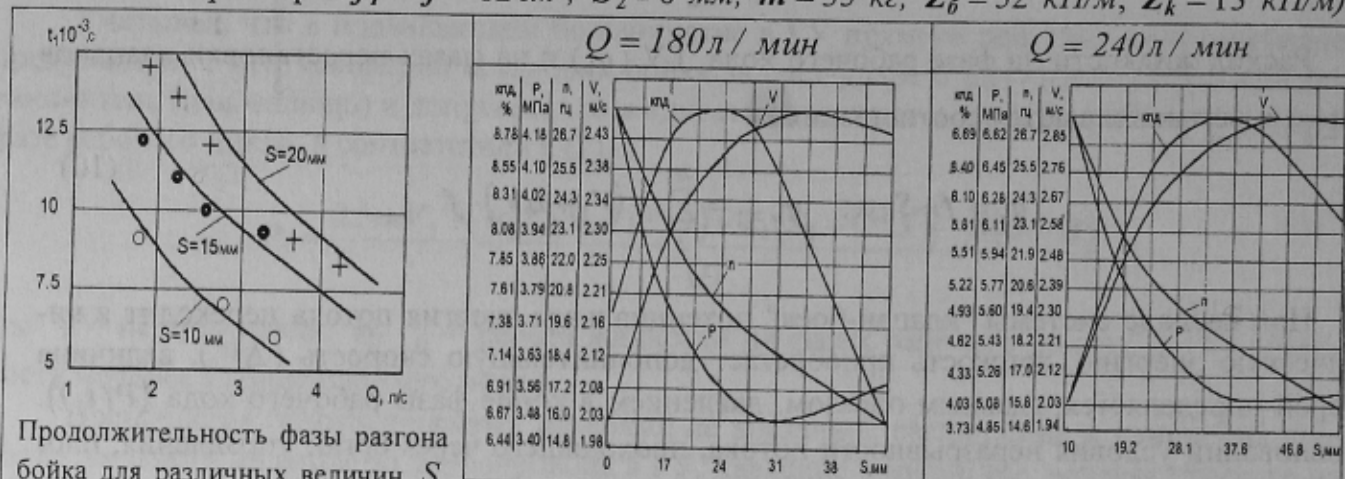
В результате исследования влияния конструктивных и режимных параметров ГУ на энергию удара, эффективную мощность, к.п.д. и частоту ударов получен расчетный материал (табл.2), позволивший определить новые направления совершенствования гидроударников и увеличения их мощности.

Проведенное исследование позволило уточнить ряд вопросов, касающихся выбора оптимального сочетания массы бойка, рабочего хода поршня и расхода жидкости с целью повышения энергии удара для каждого расхода жидкости существует выраженный мак-

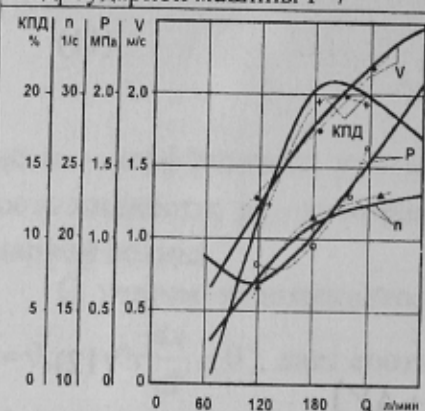
симум скорости удара, который при увеличении Q смещается на большее значение хода.

Таблица 2 – Основные расчетные зависимости гидроударных машин одинарного действия с прямым активным ходом

(Исходные параметры: $f_T = f = 12 \text{ см}^2$; $S_2 = 6 \text{ мм}$; $m = 35 \text{ кг}$; $Z_b = 52 \text{ кН/м}$; $Z_k = 13 \text{ кН/м}$)

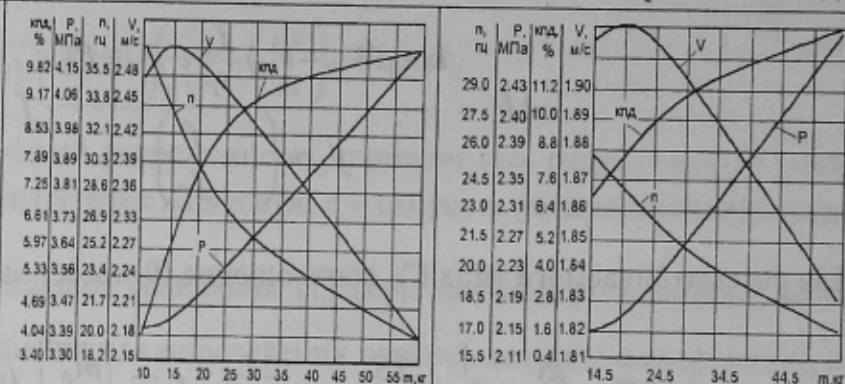


Продолжительность фазы разгона бойка для различных величин S гидроударной машины Г-7

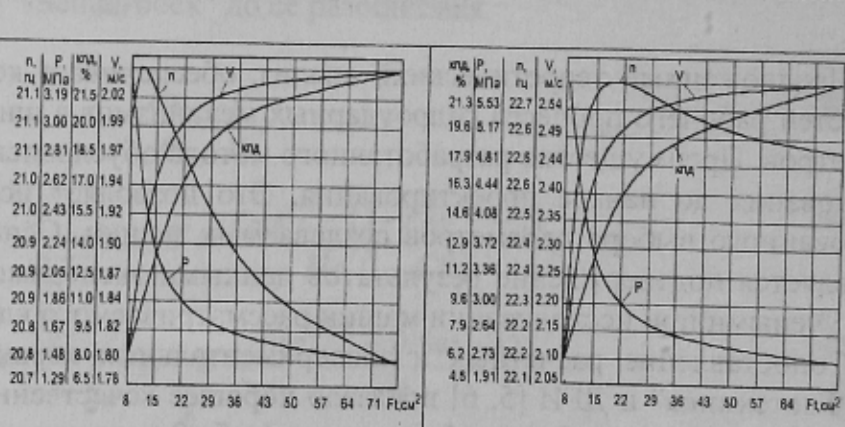


Графики влияния расхода жидкости на характеристику ГМ-5

Зависимость параметров ГУ от величины массы бойка



Зависимость параметров ГУ от величины сечения трубопровода



Зависимость параметров ГУ от жесткости пружины бойка

Зависимость параметров ГУ от величины сечения трубопровода

Такой характер изменения скорости удара объясняется наличием оптимального участка совместного движения бойка и клапана. Его величина строго определена для каждого расхода жидкости при фиксированных конструктивных параметрах гу. Смещение в сторону более низкого S величины η_{opt} связано с более интенсивными потерями скорости на свободном ходе при малом значении S . имеющийся участок некоторого снижения $P(t)$ соответствует общему соотношению для определения давления в цилиндре гу [3 – 5]. При достижении оптимального значения скорости, увеличение $P(t)$ определяется, в

основном, сопротивлениями на дополнительное сжатие рабочих пружин. Увеличение хода бойка приводит к падению частоты ударов при всех значениях расхода жидкости

Частотно-энергетические характеристики ГУ менее чувствительны к изменению массы бойка (m). Из приведенных графиков можно сделать следующие выводы: при $Q = const$ с увеличением массы бойка частота ударов падает при всех значениях расхода жидкости. Зависимости $V_1 = f(m)$ носят выраженный экстремальный характер. При этом значения V_{opt} с увеличением Q несколько уменьшаются. Полученные данные позволяют количественно оценить известную ранее качественную зависимость, подтвержденную экспериментальными работами [1].

При увеличении площади сечения трубопровода интенсивность изменения параметров ГУ незначительна. За исключением параметра n , остальные характеристики машины увеличиваются. Расчетные зависимости соответствуют фактическим данным, подтвержденными экспериментальными исследованиями [2, 5] и устраняют явные противоречия и неточности в оценке значимости подводящего трубопровода [5, 6].

Показана возможность изменения эффективной мощности машины не только за счет параметра Q , но также путем увеличения жесткости пружин.

Разработанная методика может служить основой проведения работ по проектированию машин этого типа по заданным рабочим и конструктивным параметрам гидроударной системы.

Библиографический список

1. Ашавский А.М., Вольперт А.Я., Курляндский Ю.И. Исследование рабочего процесса и характеристик гидроударников. // Нефть и газ. — 1974. — №11. — С. 67 — 77.
2. Бессонов Ю.Д, Сирик В.Ф., Слипенький В.С. Влияние подводящего трубопровода на характеристику гидроударника прямого действия // Сб. научных трудов НГА Украины, Вып. 6, том 4. С.103-110.
3. Неудачин Г.И., Коломоец А.В. Забойные буровые машины // Совершенствование техники и технологии разведочного колонкового бурения. М.: Недра. —1968.— С.123–152.
4. Тарко Л.М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. М.: Машгиз. — 1963.— 182 с.
5. Эпштейн Е.Ф., Ясов В.Г. Бурение скважин гидроударниками. М.:Недра,1967. — 160 с.
6. Ясов В.Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. — М.: Недра, 1977. — 153 с.

© Калиниченко О.И., 2001.

УДК 622.24.085

Канд. техн. наук КАРАКОЗОВ А.А.

Донецкий государственный технический университет, г. Донецк, Украина

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ УДАРНОГО ПОГРУЖЕНИЯ И ИЗВЛЕЧЕНИЯ ОБСАДНЫХ КОЛОНН ПРИ БУРЕНИИ РАЗВЕДОЧНЫХ СКВАЖИН НА ШЕЛЬФЕ

В настоящее время в практику морских геологоразведочных работ широко внедряются технологии бурения, не требующие применения обсадных колонн, либо ограничивающиеся использованием водоотделяющей колонны. Скорее всего, этим и объясняется