

О. И. Калиниченко, С.Н. Парфенюк, А.В. Хохуля,

П.Л. Комарь, В.С. Дикунова

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ПАРАМЕТРЫ ГИДРОУДАРНИКА Г-132 ДЛЯ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ СКВАЖИН НА ВОДУ

Сегодня, при тотальном уменьшении финансирования буровых работ геологоразведочные предприятия вынуждены проводить активный поиск эффективных разработок, которые позволили бы хотя бы приблизить показатели экономичности и производительности бурения скважин до уровня, достигнутого отраслью к концу 80-х годов XX века.

В свое время благодаря скоординированной и тесной связи производственных и научных организаций создавались и успешно внедрялись новые приоритетные технические средства и технологии, обеспечивающие высокую эффективность проходки скважин. Среди них можно выделить разработки ударно-вращательного бурения с применением забойных гидроударных машин. Применение таких машин рассматривалось как радикальное средство решения проблемы не только повышения механической скорости бурения в разнообразных горно-геологических условиях, но и решения задачи роста качественных показателей и экономичности буровых работ. В идентичных условиях эксплуатации применение гидроударников стабильно обеспечивало рост скорости бурения в 1,5 – 3 раза по отношению к вращательному бурению, при одновременном повышении стойкости породоразрушающего инструмента [2,3,4].

Тенденция резкого снижения объемов гидроударного бурения наметилась в начале 90-х годов XX века. По оценкам ряда исследователей эта тенденция обусловлена появлением более совершенных конструкций алмазных коронок и породоразрушающего инструмента, вооруженного сверхтвердыми материалами [1]. Использование такого инструмента по сравнению с

гидроударным бурением в твердых и крепких породах при соизмеримости механической скорости, безусловно, значительно снизило трудоемкость и капиталоемкость процесса бурения. Однако более существенной причиной эпизодического применения гидроударников, явилась, прежде всего, незавершенность научно-исследовательских работ, направленных на более полную реализацию потенциала, как самих машин, так и технологических режимов бурения скважин.

Почти двадцатилетний перерыв в теоретических, экспериментальных и опытно-конструкторских работах в Украине значительно усложнил задачу создания собственного конкурентоспособного гидроударника, отвечающего условиям производительного ударно-вращательного бурения скважин. При этом суть задачи заключается не в необходимости решать ее заново. Скорее всего, речь может идти о систематизации ранее полученных данных и использовании научного потенциала, особенно в плане решения методических и технологических вопросов, накопленного за период активных разработок гидроударного бурения.

Вопросы существенной переработки конструкций или разработки новых гидроударных механизмов для работы в скважинах диаметром 132 мм по большому счету можно отнести к инженерным. Более проблемными остаются задачи, связанные с проектированием внешних характеристик гидроударников, соответствующих технологическим режимам бурения в различных горнотехнических условиях. Причем выбор внешней характеристики гидроударника главным образом должен подчиняться требованию достижения области необходимых силовых параметров машины для эффективного бурения в породах V-XII категорий. Это не новые показатели назначения гидроударников, однако, в условиях жестких технических и технологических ограничений, прежде всего по диаметру корпуса механизма и имеющейся области допустимых параметров привода буровых насосов, наиболее важное значение приобретают решения, направленные на выбор необходимого

сочетания конструктивно-технологических параметров гидроударника с возможностью реализации экстремального характера его работы. Такой вариант работы машины требует обоснованного выбора, как исходных технологических режимов бурения, так и рабочих параметров гидроударника.

В условиях разведочного бурения, где решающим является обеспечение эффективной работы гидроударников при относительно малом расходе жидкости, весьма прогрессивными являются механизмы двойного действия (ГДД). Несмотря на то, что такие машины характеризуются сложной кинематикой рабочего процесса и системой распределения жидкости, требующей большого количества уплотнений и внутренних каналов для ее прохода, разработка ГУ-132 по схеме ГДД обусловлена возможностью создания механизмов со сравнительно высоким КПД, большой энергией и частотой ударов при небольшой подаче промывочной жидкости.

Схематический чертеж разработанного гидроударника ГУ-132 для ударно-вращательного бурения скважин диаметром 132 мм приведен на рис.1. В соответствии с общей классификацией ГУ-132 относится к группе гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем. Во время эксплуатации гидроударник может быть в двух состояниях – сблокированном и рабочем.

Блокировка машины достигается, когда она находится в подвешенном состоянии. Гидроударник с долотом под действием собственного веса опускаются на величину хода шлицевого разъема h . При этом совмещаются отверстия «а» и «б», выполненные соответственно в распределителе 4 и патрубке шлицевого штока 3. Промывочная жидкость через отмеченные отверстия, кольцевой зазор между наружным 10 и внутренним 7 корпусами, продольные каналы «к» верхней 16 и нижней 18 наковален, и далее, через промывочные каналы долота 19 свободно поступает на забой. Гидроударник при этом не работает.

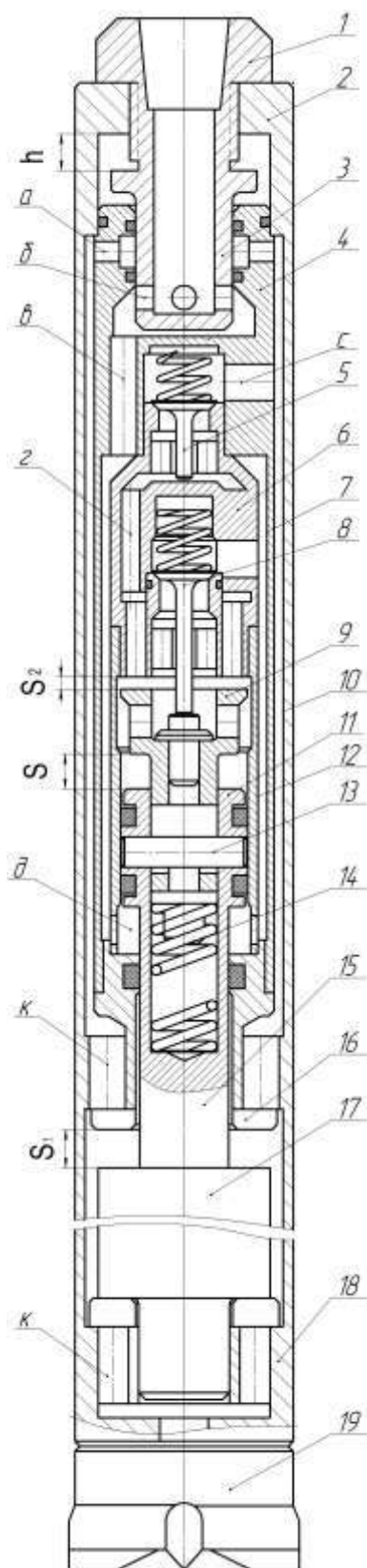


Рис.1 Схема гидроударника ГУ-132

При постановке механизма на забой шлицевой шток 3 опускается до посадки переходника 1 на опорную поверхность шлицевой муфты 2. Каналы «б» размещаются в камере гидродвигателя и обеспечивают поступление промывочной жидкости в приводную полость «д» цилиндра 12.

Работа гидроударника, сводится к следующему. В исходном положении поршень 11 с бойком 17 находятся в крайнем нижнем положении. Впускной клапан 8 закрыт, а выпускной 9 открыт. Давление жидкости (P) в рабочей полости «д» формирует силу $R = P(F_n - f_u)$, которая обеспечивает движение системы «поршень-боек» вверх (F_n - площадь поршня 11; f_u - площадь штока 15).

В период подъема бойка клапанная группа (система «впускной клапан 8 – выпускной клапан 9») остается в исходном нижнем положении за счет силы давления жидкости, прижимающей клапан 8 к седлу. В процессе перемещения бойка жидкость, находящаяся в цилиндре 12 над поршнем 11 вытесняется по смещенным каналам «г» клапанной коробки 6 и далее, через открывшийся обратный клапан 5 и радиальный канал «с» распределителя 4 поступает в кольцевой зазор между наружным 10 и внутренним 7 корпусами механизма. При движении поршня 11 вверх одновременно перемещается палец 13 по пазам, выполненным в хвостовике

клапана 9. На этой фазе происходит сжатие пружины 14.

Пройдя расстояние S , поршень 11 наносит удар по выпускному клапану 9. За счет энергии удара и силы сжатой пружины 14 система «*выпускной клапан 8 - выпускной клапан 9*» переместится вверх. При этом выпускной клапан 9 своей тарелкой будет прижат к нижней поверхности клапанной коробки 6, закрывая ее смещенные каналы «г», а впускной клапан 8 откроет доступ жидкости и в надпоршневую полость цилиндра 12. В период перестановки клапанов боек с частичной потерей скорости продолжает движение на пути $S_1 - S = 0,5S_2$ вверх до встречи с наковальней 16.

Движение поршня-бойка вниз обеспечивается результирующей силой $R = Pf_{\text{и}}$, обуславливающейся дифференциальной формой поршня при действии на него давления как с верхней, так и с нижней сторон.

При перемещении поршня вниз выпускной клапан 9 останется прижатым к поверхности клапанной коробки 6 за счет давления в надпоршневой камере цилиндра 12. Клапанная группа сохраняет верхнее положение на пути S . В момент контакта пальца 13 и нижней поверхности паза выпускного клапана 9 произойдет перестановка клапанов в исходное положение. Доступ жидкости в верхнюю полость цилиндра прекратится. Жидкость будет поступать только в подпоршневую полость «д» цилиндра 12. В период перестановки клапанов боек, за счет накопленной энергии, продолжает движение до удара по нижней наковальне 18. Далее цикл работы машины повторится.

В разработанной конструкции задача элементов шлицевой разъема расширена функцией распределителя жидкости, с одновременным исключением влияния относительного перемещения пары «*шлицевая втулка-шлицевая муфта*» на характер работы гидроударника при их относительном перемещении под действием реактивных сил отдачи.

При создании рабочей конструкции ГУ-132 с отмеченным целевым назначением, работающего по рассмотренной выше схеме сопряжено с

необходимостью учета ряда взаимосвязанных технических ограничений, которые можно отнести к нерегулируемым. Так, соблюдение нормальных условий выноса породы, без существенного увеличения сопротивлений в зазоре между стенкой скважины и размером корпуса гидроударника (d_y) выполняется при $106 \leq d_y \leq 114$ мм [6]. Для имеющегося сортамента колонковых геологоразведочных труб диаметр ГУ-132 принят равным 108 мм. В такой ситуации гидродвигатель машины может разместиться в корпусе диаметром не более 89 мм, что значительно сузило диапазон выбора площади поршня гидродвигателя. Как следствие, рабочая площадь поршня $f = F_n - f_m = f_m$ конструктивно не может превысить величину $16,5$ см², и фактически становится малозначимой при выборе диапазона технической характеристики гидроударника. В свою очередь с учетом номинальных характеристик буровых насосов, во избежание получения высокого давления на привод гидроударника, на каждый см² рабочей площади поршня допускается $2,25 \dots 2,5$ кг массы бойка m_b [5]. Несмотря на существенность m_b , как энергообразующего параметра, приведенное соотношение не будет нарушаться при m_b не более $35-40$ кг.

В структуре процесса ударно-вращательного бурения скважин гидроударник формирует два параметра – энергию W и частоту ударов n , причем оба параметра могут оперативно изменяться в процессе бурения количеством подаваемой промывочной жидкости Q . С увеличением Q практически линейно растут как энергия, так и частота ударов. В то же время расход жидкости является фактором, ограничивающим возможный уровень W и n , поскольку при увеличении Q , повышающееся с нарастающей интенсивностью давление в гидросистеме P может выйти за пределы номинального $[P]$ для заданного типа насоса. С учетом целевого назначения разработки для скважин диаметром 132 мм при бурении в породах V-XI категорий, необходимая скорость восходящего потока в скважине обеспечивается при количестве промывочной жидкости $Q \geq 180$ л/мин.

Установленный начальный предел Q явился исходным технологическим параметром для проектирования и конструктивных элементов и параметров гидроударника, с обеспечением достаточного уровня ударной мощности. Несмотря на то, что значение N_y определяется энергией W и частотой ударов n , главным физическим критерием интенсивности воздействия внешних сил при ударно-вращательном бурении является контактная энергия удара. Как правило, с увеличением энергии удара энергоемкость процесса отделения породы от массива уменьшается, т. е. бурение протекает более эффективно. По данным [3,6] удельная энергоемкость близка к прямолинейной зависимости от крепости пород, при этом для пород V-XII категорий диапазон ее изменения находится в пределах $200-600 \text{ Дж/см}^3$ [3,6]. Абсолютное значение энергии удара, которую должен развивать гидроударник для эффективного разрушения пород V-XII категорий при бурении скважин долотами диаметром 132 мм находится в пределах $75-150 \text{ Дж}$.

В условиях отмеченных ограничений получение характеристик гидроударника для создания выгодных условий разрушения горных пород сужено возможностью варьированием величиной общего хода бойка S_1 . При этом, учитывая необходимость соблюдения соотношения $S_1 = S - S_2$ (где $S_2 \approx 3-4 \text{ мм}$ – свободный ход, являющийся необходимым технологическим параметром для соблюдения условия синхронной перестановки клапанов при наименьших потерях скорости соударения), задача решается выбором оптимального рабочего хода $S = S_{\text{опт}}$, при котором силовые характеристики гидроударника достигают максимального значения.

Учитывая, что для каждого расхода жидкости при ограниченно фиксированных значениях конструктивных параметров ГУ существует максимум энергии удара, который при увеличении Q смещается на большее

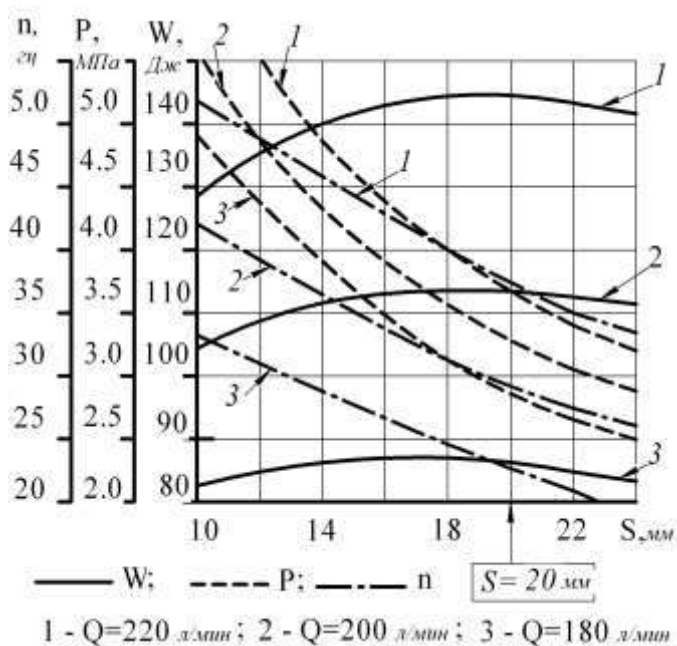


Рис. 2. Зависимость рабочих параметров ГУ-132 от величины рабочего хода бойка.

значение рабочего хода, установлено значение $S_{\text{опт}} = 20 \text{ мм}$ (рис.2) при котором в диапазоне $Q = 180-220 \text{ л/мин}$ энергия удара имеет максимум.

Таким образом, при отмеченных технических и технологических ограничениях гидроударник ГУ-132 обеспечивает область силовых параметров для разрушения пород V-XII категорий по буримости.

Кроме выделенных параметров (W и Q) возможности ударно-вращательного способа бурения зависят и от сочетаний таких технологических режимов как частота ударов (n), скорость вращения снаряда (ω) и осевая нагрузка ($P_{\text{ос}}$). В то же время степень влияния перечисленных величин как на выбор параметров гидроударника, так и на уровень эффективного разрушения породы не однозначна.

При выделенном диапазоне Q для достижения максимальной величины энергии удара W параметр n является величиной фиксированной, влияющей, в основном, на выбор скорости вращения снаряда.

Величина ω имеет подчиненный характер, поскольку функционально взаимосвязана с частотой ударов бойка n . Для инженерных расчетов можно использовать зависимость

$$\varpi = \frac{n}{n_0} = \frac{\Delta \cdot n \cdot m}{\pi D}, \text{ об/мин}$$

где n_0 - число полных ударов за 1 оборот породоразрушающего инструмента; $\Delta = 8 \dots 6 \text{ мм}$ - расстояние между соседними ударами (смещение ударов) в секторе разрушения, при котором удельная энергоемкость разрушения пород имеет минимальное значение [7]; D – диаметр долота, мм ; m - количество лезвий долота.

В среднем, при $Q = 180-220 \text{ л/мин}$ диапазон изменения частоты вращения снаряда находится в пределах $80-135 \text{ об/мин}$.

Осевая нагрузка устанавливается из условия обеспечения непрерывного контакта долота (коронки) с породой. По данным [6] для ударно-вращательного бурения крепких пород осевое усилие следует поддерживать из расчета диаметра долота: $P_{OC} = 7,5-15 \text{ Н/мм}$, для абразивных пород средней крепости $P_{OC} = 20-30 \text{ Н/мм}$ и для слабоабразивных пород $P_{OC} = 50-70 \text{ Н/мм}$.

Литература

1. Коган Д.И. Перспективы совершенствования техники и технологии гидроударного бурения. ЭИ. ВИЭМС Техн. и технол. геол-развед. работ; Орг. производства 1979, вып.19 с.1-6.
2. Башкатов Д.Н., Панков А.В., Коломиец А.М. Прогрессивная технология бурения гидрогеологических скважин. М.: Недра, 1992. 285 с.
3. Граф Л.Э., Коган Д.И. Гидроударные машины и инструмент. М.: Недра, 1972. 207 с.
4. Кушелевич А.Б., Карабаш Д.И., Репьев А.П. Исследование возможности создания гидроударников для интенсификации бурения гидрогеологических скважин. -// Сб. Совершенствование и Разработка бурового инструмента для прогрессивных способов бурения. – М., 1986, с.64-70
5. Калиниченко О.И., Зыбинский П.В, Забойные буровые машины. Донецк. Изд. «Норд-Компьютер», 2006. 222 с.
6. Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. М.: Недра, 1987. 270 с.
7. Куликов И.В., Воронов В.Н., Николаев И.И. Пневмоударное бурение разведочных скважин. М.: Недра, 1977, 240 с.