

многократное ударное воздействие на прихваченные трубы происходит при «расходке» бурильной колонны. Данная система формирования ударов определяет повышенную надежность и эффективность снаряда.

### Литература

1. А.с. №1601335 СССР, Е21В 31/107, 17/06. Отсоединительный ударный снаряд./ Б.Н. Васюк и др. – Опубл. 23.10.90. – Бюл. №39.
2. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопrotивление материалов. . 3-е. Изд. М. «Высшая школа», 1969. – 734 с.
3. Самотой А.К. Предупреждение и ликвидация прихватов труб при бурении скважин. М., Недра, 1979. – 182 с.
4. Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин: в 2-х томах/ Под общей ред. проф. Е.А. Козловского –М.: Недра. 1984. – Т. 1. – 512 с.

*Поступила 27.05.10*

УДК 622.243

**О. И. Калиниченко, д-р техн. наук, С. Н. Парфенюк, А. В. Хохуля,  
П. Л. Комарь, В. С. Дикунова**

*Донецкий национальный технический университет, Украина*

### **КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ПАРАМЕТРЫ ГИДРОУДАРНИКА Г-132 ДЛЯ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ СКВАЖИН**

*The design is considered and recommendations for parameters of the hydraulic hammer tool and technological modes of percussive-rotary drilling of wellbore are presented.*

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

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 повышения не только механической скорости бурения в различных горно-геологических условиях, но и качественных показателей и экономичности буровых работ. В идентичных условиях эксплуатации с применением гидроударников стабильно обеспечивалось повышение скорости бурения в 1,5 – 3 раза по сравнению со скоростью вращательного бурения, при одновременном повышении стойкости породоразрушающего инструмента [2 – 4].

Тенденция снижения объемов гидроударного бурения наметилась в начале 90-х годов XX в. По оценкам исследователей эта тенденция обусловлена разработкой более совершенных конструкций алмазных коронок и породоразрушающего инструмента, вооруженного сверхтвердыми материалами [1]. Использование такого инструмента по сравнению с гидроударным бурением в твердых породах при соизмеримости механической скорости способствовало значительному снижению трудоемкости и капиталоемкости процесса бурения. Однако более существенной причиной эпизодического применения гидроударников, явилась, прежде всего, незавершен-

ность научно-исследовательских работ, направленных на более полную реализацию потенциала, как непосредственно машин, так и технологических режимов бурения скважин.

Почти двадцатилетний перерыв в теоретических, экспериментальных и опытно-конструкторских работах в Украине значительно усложнил задачу создания отечественного конкурентоспособного гидроударника, отвечающего условиям производительного ударно-вращательного бурения скважин. При этом нет необходимости решать эту задачу 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 относительно диаметра корпуса механизма и 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, когда решающим является обеспечение эффективной работы гидроударников при относительно малом расходе жидкости, прогрессивными являются механизмы (гидроударники) двойного действия (ГДД). Несмотря на то, что такие машины характеризуются сложной кинематикой рабочего процесса и системой распределения жидкости, требующей большого количества уплотнений и

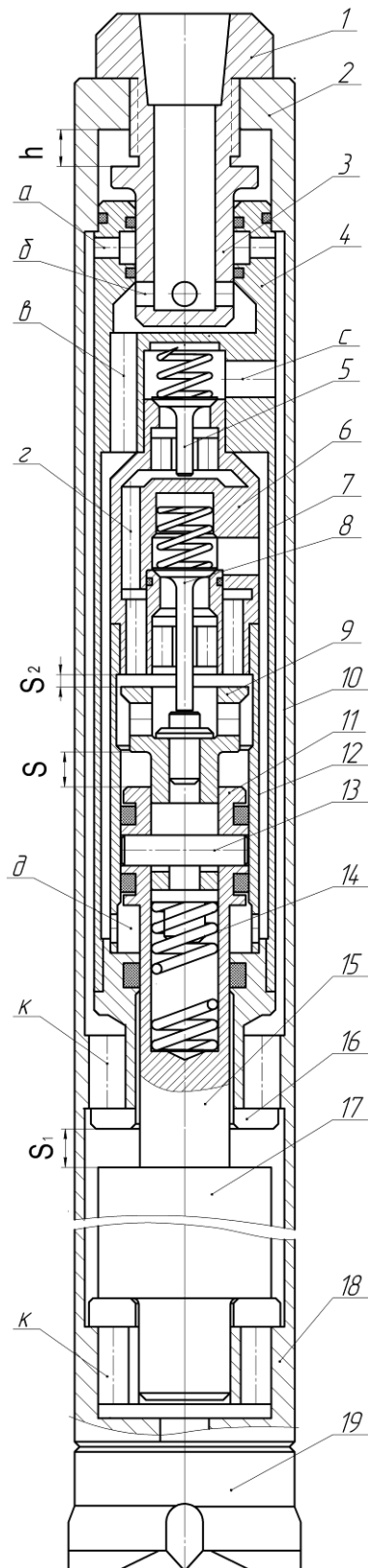


Рис. 1. Схема гидроударника ГУ-132

внутренних каналов для прохода жидкости, разработка ГУ-132 по схеме ГДД обусловлена

возможностью создания механизмов со сравнительно высоким КПД, большой энергией и частотой ударов при незначительной подаче промывочной жидкости.

Схема разработанного гидроударника ГУ-132 для ударно-вращательного бурения скважин диаметром 132 мм показана на рис. 1. В соответствии с общей классификацией ГУ-132 относится к группе ГДД с дифференциальным поршнем. Во время эксплуатации гидроударник может находиться в двух состояниях – заблокированном и рабочем.

Блокировка машины достигается, когда она находится в подвешенном состоянии. Гидроударник с долотом под действием собственного веса опускается на ход шлицевого разъема  $h$ . При этом совмещаются отверстия  $a$  и  $b$ , 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  $k$  верхней 16 и нижней 18 наковален, и далее, через промывочные каналы долота 19 свободно поступает на забой. Гидроударник при этом не работает.

При постановке механизма на забой шлицевой шток опускается до посадки переходника 1 на опорную поверхность шлицевой муфты 2. Каналы  $b$  размещаются в камере гидродвигателя и обеспечивают поступление промывочной жидкости в приводную полость  $d$  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  $d$  формирует силу  $R = P(F_n - f_u)$  где  $F_n$  – площадь поршня 11;  $f_u$  – площадь штока 15, которая обеспечивает движение системы «поршень-боек» вверх.

Во время подъема бойка клапанная группа (система «впускной клапан – выпускной клапан») остается в исходном нижнем положении за счет силы давления жидкости, прижимающей впускной клапан к седлу. В процессе перемещения бойка жидкость, находящаяся в цилиндре над поршнем вытесняется по смещенным каналам  $z$  клапанной коробки  $b$  и далее, через открывшийся обратный клапан 5 и радиальный канал  $c$  распределителя поступает в кольцевой зазор между наружным и внутренним корпусами механизма. При движении поршня вверх одновременно перемещается палец 13 по пазам, выполненным в хвостовике клапана. На этой фазе сжимается пружина 14.

Пройдя расстояние  $S$ , поршень ударяется по выпускному клапану. За счет энергии удара и силы сжатой пружины система «впускной клапан–выпускной клапан» переместится вверх. При этом выпускной клапан своей тарелкой прижат к нижней поверхности клапанной коробки, закрывая ее смещенные каналы  $z$ , а впускной клапан открывает доступ жидкости и в надпоршневую полость цилиндра 12. Во время перестановки клапанов боек, частично снизив скорость, продолжает движение на пути  $S_1 - S = 0,5S_2$  до верхней наковальни.

Движение поршня-бойка вниз обеспечивается результирующей силой  $R = Pf_u$ , обусловливающейся дифференциальной формой поршня при действии на него давления как сверху, так и снизу.

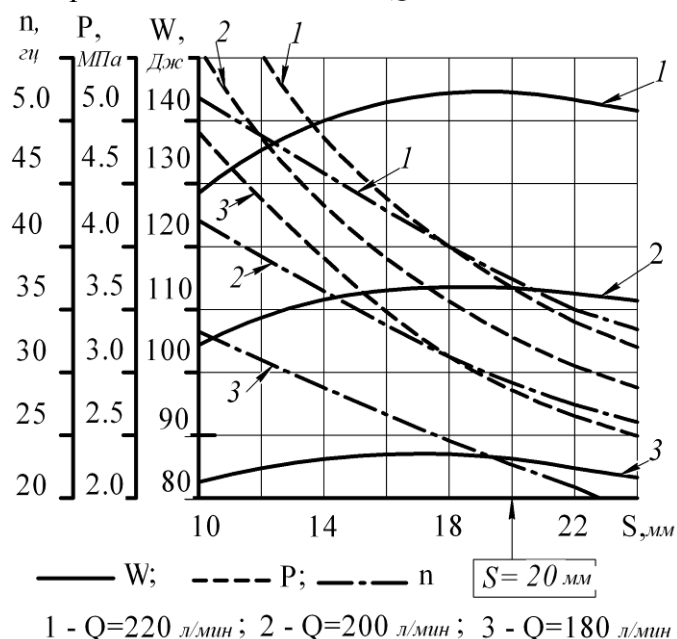
При перемещении поршня вниз выпускной клапан останется прижатым к поверхности клапанной коробки за счет давления в надпоршневой камере цилиндра. Клапанная группа сохраняет верхнее положение на пути  $S$ . В момент контакта пальца и нижней поверхности паза выпускного клапана клапаны переставляются в исходное положение. Доступ жидкости в верхнюю полость цилиндра прекратится. Жидкость будет поступать только в подпоршневую полость  $d$  цилиндра. Во время перестановки клапанов боек, за счет накопленной энергии, продолжает двигаться до удара по нижней наковальне. Далее цикл работы машины повторяется.

В разработанной конструкции задачи элементов шлицевого разъема расширены функцией распределителя жидкости, с одновременным исключением влияния относительно перемещения пары «шлицевая втулка-шлицевая муфта» на характер работы гидроударника при их относительном перемещении под действием реактивных сил отдачи.

Создание рабочей конструкции гидроударника ГУ-132, работающего по схеме рис. 1,

сопряжено с необходимостью учета взаимосвязанных технических ограничений, относящихся к нерегулируемым. Нормальные условия выноса породы, без существенного повышением сопротивления в зазоре между стенкой скважины и корпусом гидроударника соблюдается при  $106 \leq d_{г\gamma} \leq 114$  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 сужает диапазон выбора площади поршня гидродвигателя. Как следствие, рабочая площадь поршня  $f = F_n - f_{ш} = f_{ш}$  конструктивно не может превышать величину  $16,5 \text{ см}^2$ , 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  $\text{см}^2$  рабочей площади поршня допускается  $2,25\text{--}2,5$  кг массы бойка  $m_б$  [5]. Несмотря на существенность  $m_б$ , как энергообразующего параметра, приведенное соотношение не будет нарушаться при  $m_б$  не более  $35\text{--}40$  кг.

В структуре процесса ударно-вращательного бурения скважин гидроударник формирует два параметра – энергию  $W$  и частоту ударов  $n$ , которые могут резко изменяться в процессе бурения в зависимости от объема подаваемой промывочной жидкости  $Q$ . С увеличением  $Q$  линейно повышается как энергия, так и частота ударов. В то же время расход промывочной жидкости является фактором, ограничивающим возможный уровень  $W$  и  $n$ , поскольку при увеличении  $Q$ , повышающееся с нарастающей интенсивностью давление  $P$  в гидросистеме 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 объеме промывочной жидкости  $Q \geq 180$  л/мин.



1 -  $Q=220$  л/мин ; 2 -  $Q=200$  л/мин ; 3 -  $Q=180$  л/мин  
Рис. 2. Зависимость рабочих параметров ГУ-132 от величины рабочего хода бойка

Установленный начальный предел  $Q$  явился исходным технологическим параметром для проектирования и конструктивных элементов и параметров гидроударника, с обеспечением достаточной ударной мощности. Несмотря на то, что  $N_y$  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 повышением энергии удара энергоёмкость процесса отделения породы от массива понижается, т. е. бурение осуществляется эффективнее. Согласно данным [3, 6] удельная энергоёмкость близка к прямолинейной зависимости от крепости пород, при этом для пород V-XII категорий диапазон ее изменения находится в пределах  $200\text{--}600 \text{ Дж/см}^3$  [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  $75\text{--}150$  Дж.

При отмеченных ограничениях получение характеристик гидроударника для создания выгодных условий разрушения горных пород сужено возможностью варьирования общего хода бойка  $S_1$ . При этом, с учетом необходимости соблюдения соотношения  $S_1 = S - S_2$  (где  $S_2 = 3\text{--}4$  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 значения расхода жидкости при ограниченно фиксированных значениях конструктивных параметров гидроударников существует максимум энергии удара, который при увеличении  $Q$  смещается на большее значение рабочего хода, установлено значение  $S_{\text{опт}} = 20$  мм (рис. 2) при котором в диапазоне  $Q = 180\text{--}220$  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 параметров как частота ударов  $n$ , скорость вращения снаряда  $\omega$  и осевая нагрузка  $P_{oc}$ . 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  $\omega$  носит подчиненный характер, поскольку функционально связана с частотой ударов бойка  $n$ . Для инженерных расчетов можно использовать зависимость

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

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

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

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

### Литература

1. Коган Д. И. Перспективы совершенствования техники и технологии гидроударного бурения //ЭИ. ВИЭМС Техн. и технол. геол-развед. работ, 1979.–вып19 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.

Поступила 07.06.10

УДК 622.24.051

**А. М. Бочковский**, канд. техн. наук, **Д. Л. Коростышевский**

*Институт сверхтвердых материалов им. В. Н. Бакуля НАН Украины, г. Киев*

### АНАЛИЗ НАГРУЗОК ПРИ РАЗРУШЕНИИ ГОРНЫХ ПОРОД АЛМАЗНО-ТВЕРДОСПЛАВНЫМИ ПЛАСТИНАМИ

*The method of application of a level detection of offloading on diamond stratum PDC is resulted, outcomes of a trial of laminas with a figurate emulsion carrier on a shearing are introduced, its advantage in comparison with serial with a plane substrate of an emulsion carrier is displayed.*

#### **Введение**

В 1985 г. в Институте сверхтвердых материалов им. В. Н. Бакуля НАН Украины (ИСМ) было начато производство алмазно-твердосплавных пластин (АТП).

В первые годы промышленного применения алмазных долот, оснащенных АТП, было установлено, что при бурении глубоких скважин пластины имеют недостаточный ресурс относительно износостойкости алмазного слоя и такие отказы, как отрыв алмазного слоя от подложки, разрушение паяного шва, сколы. В результате наблюдения за работой 2154 пластин было установлено, что основным их недостатком является отрыв алмазного слоя от твердосплавной подложки до 21 %. Подложка играла роль резца, что привело к снижению эксплуатационных показателей долот [1]. Одним из способов повышения прочности соединения алмазного слоя и твердосплавной подложки является увеличение контактной площади между этими слоями путем нанесения на поверхность подложки различных по форме углублений.

Цель настоящей работы - анализ нагрузок при разрушении горных пород АТП и разработать способ повышения прочности соединения алмазного слоя и подложки.

#### **Методика расчета нагрузок**

Рассмотрим схему к расчету нагрузок, действующих на АТП в буровом долоте (рис.1), подобно схеме приведенной в [2].

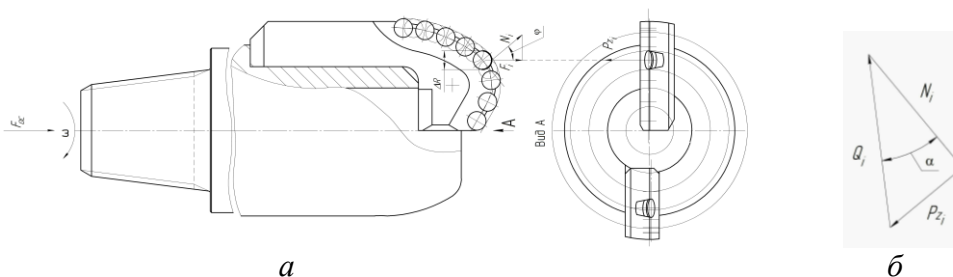


Рис. 1. Схема к расчету нагрузок: а - действие сил на АТП в долоте: ( $F_{oc}$  – осевая нагрузка на долото;  $N$  – нормальная нагрузка на пластину;  $P_z$  – усилие резания;  $\varphi$  – угол наклона поверхности долота;  $\omega$  – скорость вращения); б - направление действия результирующей силы  $Q$  на рабочей кромке АТП ( $\alpha$  – угол отклонения результирующей силы от нормальной).

Для определения действующей на пластину нагрузки поверхность долота необходимо разделить на  $n$  колец шириной  $\Delta R$ , повторяющихся с одинаковым шагом. Нормальное усилие на кольце определяется по формуле [2]: