

РАЗРАБОТКА ГИДРОУДАРНИКА ДЛЯ БУРЕНИЯ ДЕГАЗАЦИОННЫХ СКВАЖИН В УСЛОВИЯХ ДОНБАССА

С.Н. Парфенюк

Донецкий национальный технический университет

Запропоновано уточнення методу розрахунку параметрів гідроударників подвійної дії з диференційним поршнем. Приведені деякі результати експериментальних досліджень робочого циклу гідроударників, що застосовуються для буріння свердловин.

Острый кризис в обеспечении Украины собственным природным газом, который сейчас едва покрывает треть потребления, обусловил актуальность задачи разведки и добычи в промышленных масштабах метана из угленосных отложений Донбасса. По некоторым оценкам, запасы свободного метана во вмещающих породах могут составлять более 645 млрд. м³. Однако без проведения более детальной разведки нельзя утверждать, что эти залежи метана могут представлять промышленную ценность. Только значительное увеличение объемов бурения разведочно-эксплуатационных скважин даст возможность дальнейшего изучения газоносности структур и подсчета запасов.

С другой стороны, увеличению объема бурения дегазационных скважин препятствуют низкие технико-экономические показатели буровых работ. Одной из причин является использование буровых установок, технические характеристики которых не обеспечивают оптимальные условия разрушения горных пород на забое. Поэтому использование вращательного (роторного) способа бурения шарошечными долотами в крепких породах не даёт желаемых результатов. Не последнее место в увеличении стоимости буровых работ занимают затраты на дорогие шарошечные долота, подвергающиеся быстрому износу.

Поэтому в крепких породах для существенного увеличения технико-экономических показателей предлагается переход с вращательного на ударно-вращательное бурение.

Для реализации ударно-вращательного бурения дегазационных скважин диаметром более 170 мм была предложена новая конструкция гидроударника двойного действия. Реализация ряда запатентованных технических решений позволяет существенно повысить энергетические параметры гидроударника, в основном, за счет повышения энергии удара, передающегося на забой.

При разработке конструкции гидроударника были проведены комплексные исследования его рабочего цикла.

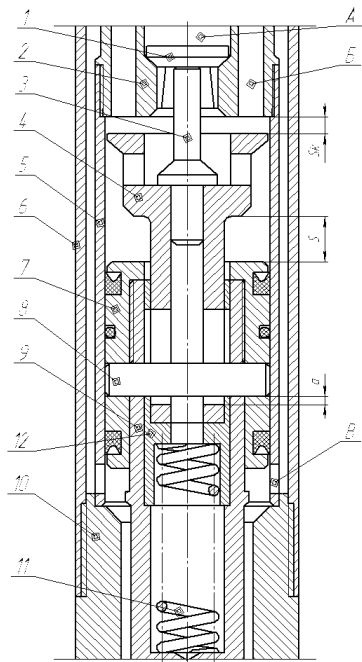


Рис. 1. Схема гидродвигателя гидроударника

1 – впускной клапан; 2 – клапанная коробка; 3 – толкатель; 4 – выпускной клапан; 5 – цилиндр; 6 – корпус; 7 – поршень; 8 – палец; 9 – шток бойка; 10 – верхняя наковальня; 11 – пружина; 12 – компенсационная втулка; S – рабочий ход; Sk – ход клапана; a – зазор втулки; А – нагнетательная линия; Б – выхлопная линия; В – окна цилиндра

Исследования рабочего цикла гидроударника применительно к условиям бурения дегазационных скважин в крепких породах позволили выявить недостатки в современных теоретических моделях работы и методах расчётов гидроударных буровых машин двойного действия. Упрощённый подход к описанию процесса гидроторможения бойка перед ударом по наковальне и в конце его хода вверх, а также пренебрежение влиянием динамики клапанной группы устройства на протекание рабочих процессов в гидроударнике не позволяют оптимизировать конструктивные параметры машины.

Типичная конструкция клапанной группы исследуемых гидроударников для бурения скважин, разработанных ДонНТУ, приведена на рис. 1 [1]. Основными элементами являются впускной клапан 1 и выпускной клапан 4, связанный с ним толкателем 3 и установленный в поршне 7, соединённом с бойком (не показан) гидроударника. В

рабочем цикле фазе перестановки клапанов вверх предшествует фаза разгона бойка, в течение которой он ускоренно движется под действием давления жидкости. Впускной клапан при этом закрыт, а выпускной удерживается в открытом состоянии. Неподвижность впускного клапана обеспечивается давлением жидкости на него.

Началом перестановки клапанов следует считать момент начала движения клапанной группы, когда боёк, пройдя расстояние, равное рабочему ходу S , наносит удар по выпускному клапану. В процессе перестановки клапанов происходит совместное движение впускного и выпускного клапанов вверх под действием пружины и движение бойка вверх по инерции.

Окончанием перестановки следует считать момент полного закрытия выпускного клапана, который соответствует его перемещению на величину S_k .

Проанализировав конструкцию гидроударника и характер протекающих при перестановке клапанов процессов, были выделены силы, действующие на основные элементы гидроударника на этой фазе

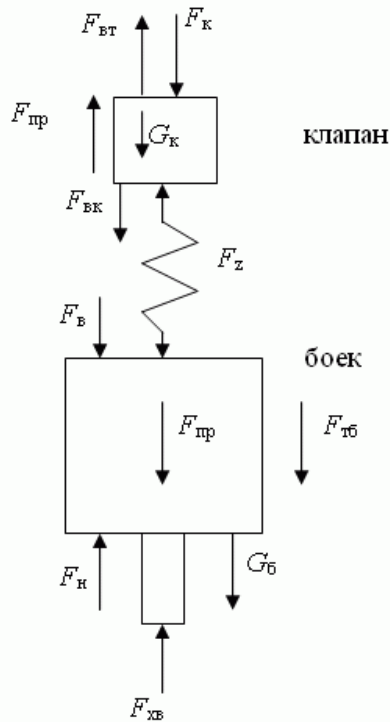


Рис. 2. Схема сил, действующих на фазе перестановки клапанов

Поэтому считаем, что вышеуказанные силы определяются характером течения жидкости через гидроударник [2] с преодолением местных гидравлических сопротивлений.

Система дифференциальных уравнений движения элементов гидроударника будет иметь следующий вид (в качестве положительно направления оси координат выбираем направление вниз, а начало отсчета соответствует крайнему нижнему положению бойка):

$$\begin{cases} m_{\bar{o}} \cdot \ddot{x}_{\bar{o}} = F_{\bar{o}} + F_z + F_{np} + F_{m\bar{o}} + G_{\bar{o}} - F_n - F_{x\bar{o}} \\ m_k \cdot \ddot{x}_k = F_{\bar{v}k} + F_k + G_k - F_{\bar{v}m} - F_{np} - F_z, \end{cases} \quad (1)$$

где $m_{\bar{o}}$ – масса бойка; m_k – масса клапана; $x_{\bar{o}}$, x_k – перемещение бойка и клапана.

Поскольку имеет место переходный процесс, связанный со снижением давления в нагнетательной линии при открытии клапана, то для

(рис. 2): F_n – сила давления жидкости на поршень снизу; $F_{x\bar{o}}$ – сила давления жидкости на хвостовик бойка; $F_{вт}$ – сила давления жидкости на впускной клапан со стороны надпоршневой полости; F_k – сила давления жидкости на впускной клапан со стороны нагнетательной линии; $F_{пр}$ – сила давления жидкости на выпускной клапан и боек со стороны полости пружины; $F_{\bar{v}k}$ – сила давления жидкости на выпускной клапан со стороны надпоршневой полости; $F_{\bar{v}}$ – сила давления жидкости на поршень сверху; F_z – сила сжатия пружины; $F_{m\bar{o}}$ – результирующая сил трения, действующих на боёк; $G_{\bar{o}}$, G_k – вес, соответственно, бойка и клапана.

На рассматриваемой фазе перестановки клапанов вверх происходит соединение нагнетательной линии с линией выхлопа, поскольку клапана при своем движении не перекрывают соответствующие каналы.

его описания используется следующий подход. Гидроударник подсоединяется к нагнетательной линии, которая имеет свойство деформироваться под воздействием внутреннего давления. При этом величина изменения объема жидкости в ней определяется упругой деформацией стенок трубопровода. Поэтому величину объема жидкости, накопленную в нём на фазе разгона бойка, можно определить по величине давления жидкости. Используя известную формулу Ламе для определения деформации толстостенного цилиндра, можно записать следующее выражение для определения величины абсолютной деформации стенок нагнетательной магистрали в радиальном направлении:

$$\Delta r = \frac{r}{E} \left(\frac{r^2 + R^2}{R^2 - r^2} + \mu \right) p$$

где r , R – соответственно внутренний и наружный диаметр трубопровода, E – модуль упругости трубопровода, μ – коэффициент Пуассона, p – давление в трубопроводе.

Изменение объема нагнетательного шланга при этом будет определяться выражением

$$\Delta V = k^2 l p^2 + 2rklp, \quad (2)$$

где $k = \frac{r}{E} \left(\frac{r^2 + R^2}{R^2 - r^2} + \mu \right)$; l – длина трубопровода в пределах распространения гидроударной волны на фазе разгона бойка.

Ввиду того что величина k^2 для изучаемых условий является очень малой (примерно $2,5 \cdot 10^{-11}$), то первым слагаемым в формуле (2) можно пренебречь. Таким образом, имеем линейную зависимость величины изменения объема рукава от давления в нем.

В начале фазы перестановки клапанов в трубопроводе установилось высокое давление, которое соответствует давлению в системе на конце фазы разгона бойка вверх. Следовательно, имеется увеличение объёма трубопровода, вызванное этим давлением. Тогда по мере открытия впускного клапана к объёму жидкости, подаваемой насосом, присоединяется объём, вытесняемый при упругом сжатии стенок трубопровода при снижении давления. Таким образом, величина расхода жидкости, вызванная сжатием трубопровода, может быть определена по формуле:

$$\Delta Q = (f_u - f_{xв}) \sqrt{\frac{2g \cdot p}{\xi_k \cdot \gamma}} - Q_k.$$

Зная зависимость давления в рукаве от его объема, можно перейти к решению системы уравнений (1), дополнив его уравнением изменения объема трубопровода. При этом считаем, что на впускной клапан действует давление жидкости в трубопроводе, равное p .

Для проверки разработанной модели проведены экспериментальные исследования [3], подтвердившие теоретические построения. На рис. 4 показано совпадение теоретических и экспериментальных данных скорости бойка гидроударника на свободном ходе и скорости его клапанной группы (в принятой системе координат отрицательное значение скорости соответствует движению вверх).

Выводы

Эти данные подтверждают адекватность предложенной математической модели и правомерность применения уточнённого метода расчёта гидроударника. Важным результатом является теоретическое подтверждение факта возможного значительного (более 40 %) снижения скорости бойка на фазе перестановки клапанов вверх. Кроме того, за её время боёк проходит расстояния, соизмеримые с величинами хода клапана и свободного хода бойка. Это необходимо учитывать при проектировании конструкции гидроударников, поскольку фазы гидроторможения бойка после перестановки клапанов, которая обычно учитывается во всех теоретических моделях, просто может не быть, а потери скорости бойка будут обусловлены особенностями перестановки клапанной группы.

Библиографический список

1. Калиниченко О.И. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе / О. И. Калиниченко, П. В. Зыбинский, А. А. Каракозов. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 270 с.
2. Парфенюк С.Н. Определение расхода жидкости между камерами гидроударника на отдельных фазах его рабочего цикла / С. Н. Парфенюк // Наукові праці ДонНТУ, серія «Гірничо-геологічна». Випуск 10 (151). – Донецьк, ДонНТУ, 2009. – С. 169–174
3. Каракозов А.А. Экспериментальные исследования гидроударников двойного действия на модернизированном стенде с компьютерной регистрацией измеряемых параметров. / А. А. Каракозов, С. Н. Парфенюк // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2009». – Дніпропетровськ: НГУ, 2009. – С. 220–225.