

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КЛАПАННОЙ ГРУППЫ ГИДРОУДАРНИКА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

С. Н. Парфенюк, Донецкий национальный технический университет, Украина

В статье рассматривается динамика движения клапанов гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем. Математическая модель рабочих процессов учитывает влияние упругих свойств жидкости и подводящего трубопровода, а также местных гидравлических сопротивлений на движение элементов гидроударника. Приведено сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными. Полученные результаты использованы для совершенствования конструкции гидроударников для бурения скважин.

Наметившийся в последнее время рост объемов сооружения неглубоких скважин на воду в средних и крепких породах самоходными установками требует решения задачи обеспечения режимных параметров, необходимых для эффективного бурения. Зачастую, использование самоходных установок без механизма подачи при небольшой глубине скважины не позволяет обеспечить необходимую осевую нагрузку за счет веса бурового снаряда. Эффективным решением данной проблемы может стать использование гидроударников (ГУ) для интенсификации процесса бурения за счёт создания дополнительных динамических нагрузок на забое скважины [1].

В этом случае для повышения механической скорости бурения скважин целесообразно использовать гидроударники двойного действия с дифференциальным поршнем [3]. Существующие методики расчета конструктивных параметров ГУ [1, 3, 7] уделяют основное внимание движению бойка на рабочем ходе, поскольку именно боек формирует энергию удара, необходимую для разрушения горной породы на забое. При рассмотрении же процесса в целом используется упрощенный подход к описанию фазы перестановки клапанов. Поэтому дальнейшее совершенствование конструкций гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем требует более детального рассмотрения процесса перестановки клапанов.

Ранее проведенные исследования [2] показали существенное влияние этого процесса на изменение скорости бойка на фазе свободного хода, которая предшествует удару о наковальню.

Рабочий цикл ГУ представляет собой последовательную смену различных фаз: обратного хода, перестановки клапанов вверх, рабочего хода, перестановки клапанов вниз. При этом подразумевается, что в исходном состоянии боек находится в контакте с нижней наковальней.

Фаза обратного хода рассмотрена в работах [1, 3, 7]. В результате получены зависимости определения скорости бойка на момент окончания данной фазы. При этом применяется упрощенный подход к описанию процессов на свободном ходе бойка вверх, что вносит погрешность в определение конечной скорости бойка. В зависимости от сочетания конструктивных параметров ГУ и клапанной группы данная погрешность может достигать существенных величин.

Для уточнения расчетных значений было предложено [2] детально рассмотреть фазу перестановки клапанов вверх на примере разработанных в ДонНТУ гидроударников двойного действия для бурения скважин.

Типичная конструкция клапанной группы подобных гидроударников приведена на рис. 1 [3]. Основными элементами являются впускной клапан 1 и выпускной клапан 4, связанный с впускным посредством толкателя 3 и установленный в поршне 7, который соединяется с бойком (на рис. 1 не показан) гидроударника. На фазе обратного хода, боек ускоренно движется в направлении верхней наковальни под действием давления жидкости. Впускной клапан при этом закрыт, а выпускной удерживается в открытом состоянии при помощи толкателя 3, который упирается в закрытый впускной клапан. Неподвижность впускного клапана обеспечивается высоким давлением жидкости на него.

Началом перестановки клапанов считается момент начала движения клапанной группы,

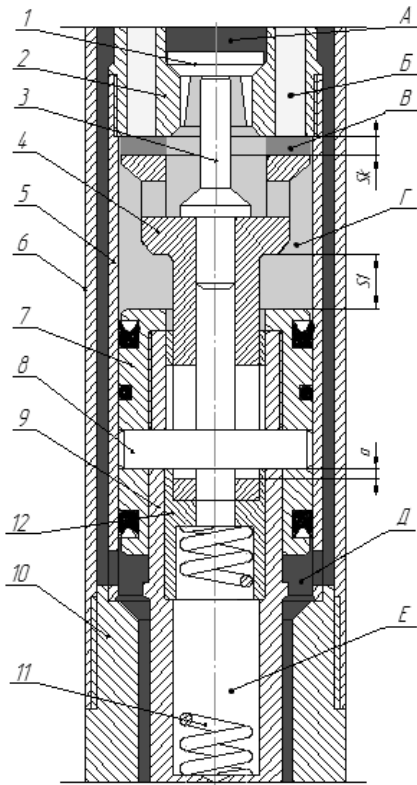


Рис. 1. Конструкция гидродвигателя гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем.
 1 – впускной клапан; 2 – клапанная коробка; 3 – толкатель; 4 – выпускной клапан; 5 – цилиндр; 6 – корпус; 7 – поршень; 8 – палец; 9 – шток бойка; 10 – верхняя наковальня; 11 – клапанная пружина; 12 – втулка компенсационная; А, Б, Г, Д, Е – камеры гидродвигателя.

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 силы сжатой клапанной пружины, а также движение бойка вверх по инерции.

Окончанием перестановки считается момент полного закрытия выпускного клапана, который соответствует его перемещению на величину S_k до контакта с клапанной коробкой.

Анализ движения клапанной группы при перестановке клапанов вверх при экспериментальных исследованиях выявил возможные отличия в характере протекания процесса от принятого при описании принципа действия ГУ [3]. Считалось, что клапан приходит в движение из-за удара по нему бойка, тогда как экспериментальные данные свидетельствовали о том, что клапан начинает движение задолго до момента удара по нему бойка. Такое развитие процесса возможно при определенных сочетаниях конструктивных параметров, в частности при значительной величине жесткости клапанной пружины.

Другой особенностью, которая не объясняется существующим подходом к описанию рабочего процесса ГУ, является значительное снижение скорости бойка в момент перестановки клапанов вверх. Автором, была выдвинута гипотеза о характере изменения давления в подпоршневой полости – при перестановке бойка давление в подпоршневой полости существенно отличается от давления действующее на впускной клапан.

С учётом этого была составлена система дифференциальных уравнений, описывающих совместное движение элементов ГУ при перестановке клапанов вверх [2]:

$$\begin{cases} m_{\bar{o}} \ddot{x}_{\bar{o}} = \Delta p_{\text{вых}} f_{x_{\bar{o}}} - \Delta p_m f_{\bar{v}} - \Delta p_k (f_{\bar{u}} - f_{x_{\bar{o}}}) + z(-x_{\bar{o}} + h + x_k) + F_{m_{\bar{o}}} + G_{\bar{o}} \\ m_k \ddot{x}_k = p \cdot f_k + \Delta p_m f_{\bar{v}} - z(-x_{\bar{o}} + h + x_k) + G_k \\ \dot{V} = (f_{\bar{u}} - f_{x_{\bar{o}}}) \sqrt{\frac{2g \cdot p}{\xi_k \cdot \gamma}} - Q_k \end{cases} \quad (1)$$

где z – жесткость клапанной пружины; h – величина предварительного поджатия клапанной пружины; $\Delta p_{\text{вых}}$ – перепад давления на выхлопном клапане в щели между ним и клапанной коробкой; Δp_k – перепад давления на щели впускного клапана; Δp_m – перепад давления на пути перетока жидкости в полость клапанной пружины; $f_{\bar{u}}$ – площадь сечения надпоршневой полости; $f_{x_{\bar{o}}}$ – площадь сечения хвостовика бойка; f_k – площадь сечения впускного клапана; $f_{\bar{v}}$ – площадь сечения полости пружины; V – функция зависимости изменения избыточного увеличения объема трубопровода от времени.

При этом переходный процесс изменения давления в нагнетательном трубопроводе при перестановке клапанов учитывался в форме зависимости давления и расхода жидкости из

трубопровода от упругого изменения объема трубопровода под воздействием изменения давления, которое определяется из выражения $p = V/\beta$, где β – коэффициент пропорциональности.

Численное решение системы уравнений (1) и сравнение результатов с экспериментальными данными подтвердило адекватность предложенной математической модели процесса перестановки клапанов вверх и дало теоретическое объяснение факта значительного (более 40 %) снижения скорости бойка на этой фазе рабочего цикла. Кроме того, в течение фазы перестановки клапанов вверх боёк проходит расстояние, соизмеримое с величинами хода клапана и свободного хода бойка вверх. Это необходимо учитывать при проектировании конструкции гидроударников, поскольку фаза гидроторможения бойка после перестановки клапанов, которая обычно учитывается в теоретических моделях, может отсутствовать, а потери скорости бойка будут обусловлены особенностями перестановки клапанной группы.

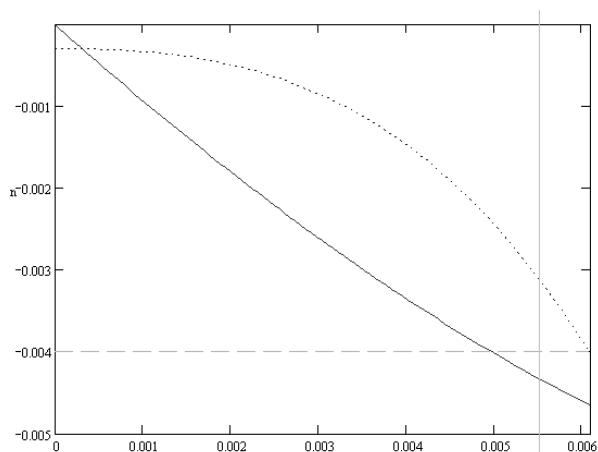


Рис. 2. Зависимость перемещения элементов гидроударника от времени, полученная при численном решении системы (1)

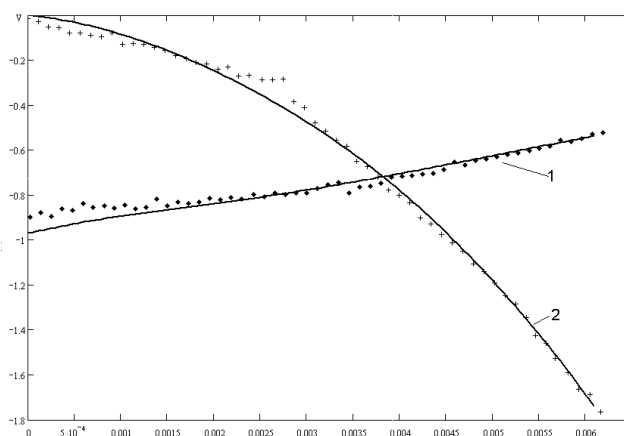


Рис. 3. Совпадение теоретических и экспериментальных данных скорости бойка гидроударника на свободном ходе (кривая 1) и скорости его клапанной группы (кривая 2).

За фазой обратного хода и перестановки клапанов вверх следует фаза рабочего хода. Подробному рассмотрению этого процесса посвящено много работ, что связано с важностью этого процесса для обеспечения функциональности гидроударника. Однако, как и в случае с обратным ходом, этап свободного хода бойка, в рамках рабочего хода, рассматривается упрощенно, что также вносит некоторую погрешность в определение скорости бойка при соударении с нижней наковальней. Кроме того, начальными условиями для определения скорости в конце рабочего хода, является скорость бойка в конце обратного хода.

Дальнейшие исследования [6] были направлены на подробное изучение фазы перестановки клапанов вниз, поскольку она имеет место непосредственно перед ударом бойка о нижнюю наковальню. Поэтому клапанная группа может повлиять на скорость бойка на свободном ходе вниз и, следовательно, на энергию удара.

Анализ протекания процесса выявил сложный характер движения клапанов, который осложняется наличием взаимного соударения элементов. Разбив фазу перестановки клапанов вниз на отдельные этапы и рассмотрев их по отдельности, была предложена математическая модель процесса перестановки клапанов вниз [6].

Предложенный подход рассматривает ГУ как сложную гидравлическую сеть с несколькими узлами и, следовательно, для определения расхода жидкости между узлами можно использовать существующую методику для гидравлических сетей [8–10]. При этом изменение объема соответствующих камер ГУ учитывается путем добавления соответствующего узлового расхода жидкости.

Полученные величины расходов жидкости между камерами, с учетом соответствующих гидравлических сопротивлений, позволяют определить величины потерь давления на этих

сопротивлениях, и, следовательно, определить величину давления в каждой камере.

Зависимости для определения величин гидравлических сопротивлений выбираются исходя из предположения, что потери давления будут аналогичны потерям как для внезапного изменения сечения трубопровода [11–12].

Анализ показывает, что при перестановке клапанов ГУ имеет место соединение нагнетательного трубопровода с внешней средой из-за того, что в промежуточном положении впускной и выпускной клапаны одновременно находятся в открытом положении. Поэтому величина расхода жидкости в ГУ из нагнетательного трубопровода будет определяться величиной давления p_n [13]. С другой стороны, расход жидкости в нагнетательном трубопроводе определяется подачей насоса, которую принято считать постоянной – $Q_0 = \text{const}$. Разрешение данного противоречия требует учета сжимаемости жидкости и упругих свойств трубопровода, как и для случая с перестановкой клапанов вверх.

Поэтому нагнетательный трубопровод рассматривается как камера с изменяющимся объемом, давление в которой будет пропорционально его изменению. Методика определения этого изменения объема с учетом радиальной деформации трубопровода была рассмотрена ранее [2]. При этом использование линейной зависимости, в качестве упрощения, приводит к возникновению погрешности, которая в рассматриваемом диапазоне величин давлений не превышает 1 %. Таким образом, для описания изменения давления в нагнетательном трубопроводе использовался подход аналогичный используемому при описании перестановки клапанов вверх.

Система дифференциально-алгебраических уравнений, описывающих динамику движения клапанов и бойка ГУ на этапе перестановки клапанов вниз, будет иметь следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\delta} \ddot{x}_{\delta} = p_n (f_{\psi} - f_{x\delta}) + p_a f_{x\delta} - p_{\delta} (f_{\psi} - f_{\delta}) - p_{np} f_{\delta} - G_{\delta} + F_{тр\delta}, \\ m_{\kappa} \ddot{x}_{\kappa} = p_{\delta} f_{np\kappa} + p_{np} f_{\delta} - p_{\delta} f_{\delta} - p_{np\kappa} f_{np\kappa} - G_{\kappa}, \\ m_{\delta\kappa} \ddot{x}_{\delta\kappa} = p_{\delta} f_{m\kappa} - p_n f_{m\kappa} - G_{\delta\kappa}, \\ \frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\beta} (Q_0 + \dot{x}_{\delta\kappa} f_{m\kappa} - \dot{x}_{\delta} (f_{\psi} - f_{x\delta}) - Q_{\kappa}), \\ p_n = p_{\delta} + \Delta p_{\kappa}, \quad p_{\delta} = p_{np\kappa} + \Delta p_{вых}, \quad p_{np\kappa} = p_a + \Delta p_{отс}, \quad p_{np} = p_{\delta} \pm \Delta p_{np}; \end{array} \right. \quad (2)$$

здесь m_{δ} , m_{κ} , $m_{\delta\kappa}$ – соответственно, масса бойка, выпускного и впускного клапанов; G_{δ} , G_{κ} , $G_{\delta\kappa}$ – соответственно, вес бойка, выпускного и впускного клапанов; $F_{тр\delta}$ – сила трения при движении бойка.

Исходя из характера взаимодействия между элементами ГУ, можно выделить следующие этапы перестановки клапанов при движении его бойка вниз [6].

1. Отрыв выпускного клапана от торца клапанной коробки за счет удара поршня по хвостовику клапана и совместное движение клапанов вниз. Окончанию данной фазы будет соответствовать момент времени, когда впускной клапан снова соприкоснется с выпускным.

2. Совместное движение клапанов до взаимодействия с поршнем-бойком. На данной фазе будем рассматривать систему впускной–выпускной клапана как единое целое. Отличием от предшествующей фазы является отсутствие одного отдельного элемента – впускного клапана, поскольку теперь он перемещается совместно с выпускным клапаном. Другим отличием является резкое изменение скорости элементов из-за неупругого соударения клапанов, что приводит к перераспределению расходов жидкости через гидравлические сопротивления.

3. Совместное движение поршня-бойка и клапанов. После контакта с хвостовиком клапана поршень-боек будет воздействовать на него, поэтому можно рассматривать их в движении как единое целое тело. По аналогии со вторым этапом, имеет место резкое изменение скорости элементов из-за удара поршня-бойка по выпускному клапану, что также потребует корректировки начальных условий. Другой особенностью является отсутствие движения выпускного клапана относительно поршня-бойка. Окончанием этапа будет момент, когда суммарное усилие, действующее на систему клапанов, сменит свое направление и станет сона-

правленным с вектором скорости бойка.

4. Система клапанов опережает поршень-боек. После выполнения условия окончания этапа 3 система впускной клапан – выпускной клапан начнет опережать боек. Из-за движения выпускного клапана относительно бойка возникает переток жидкости, который приводит к возникновению разности давлений дополнительно действующих на клапан и необходимости ее учета в уравнениях движения элементов ГУ.

Следует отметить, что в зависимости от соотношения геометрических параметров, а также скоростей элементов ГУ, некоторые этапы могут отсутствовать. Например, при значительной массе выпускного клапана поршень-боек не успеет догнать выпускной клапан до закрытия впускного клапана, и, следовательно, этап их совместного движения будет отсутствовать.

Известно [14–16], что аналитическое решение полученных систем дифференциально-алгебраических уравнений (2) в общем виде невозможно. Поэтому для решения систем дифференциально-алгебраических уравнений, описывающих движение элементов ГУ на различных фазах рабочего цикла, использовались численные методы, реализованные в пакете MathCAD 13. Результаты решения для условий эксперимента приведены на рис. 4.

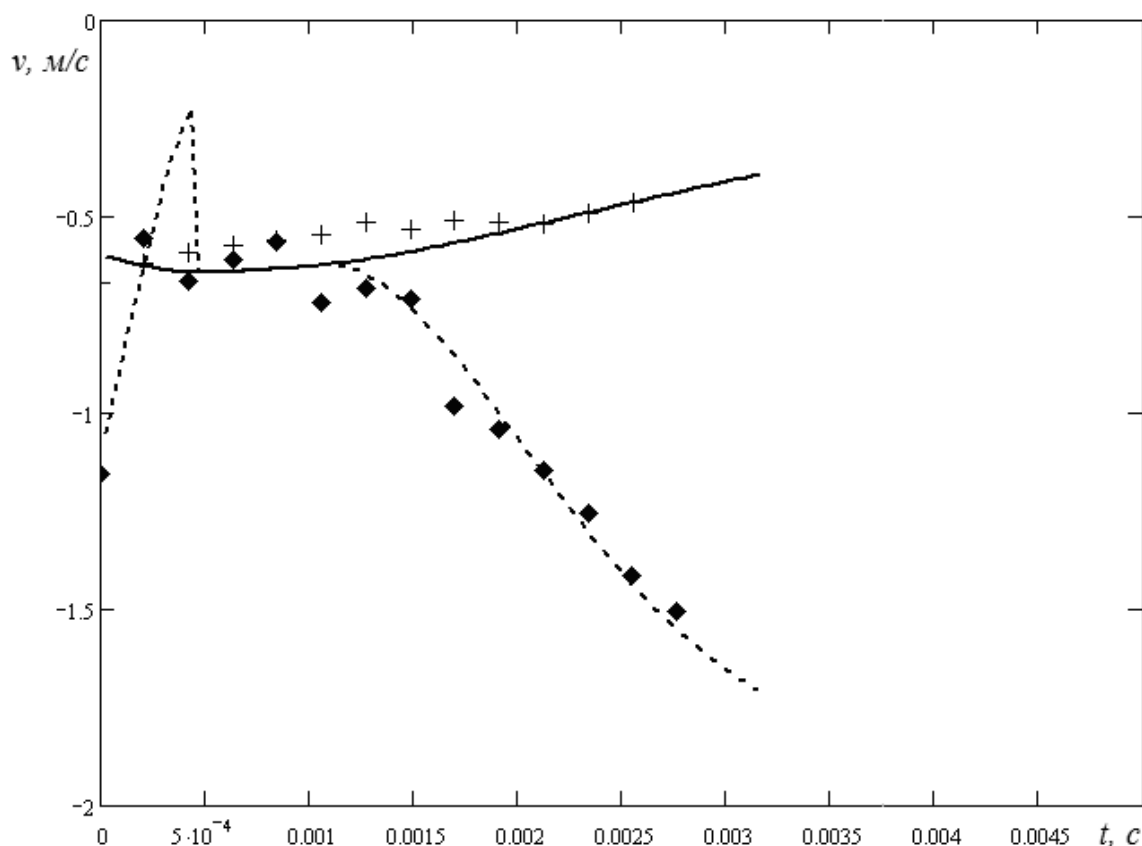


Рис. 4. Результаты моделирования процесса перестановки клапанов вниз.

Для моделирования: ———— – скорость бойка, - - - - - – скорость выпускного клапана; для экспериментальных исследований: + + + – скорость бойка, ◆ ◆ ◆ – скорость выпускного клапана.

Таким образом, сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными показывает, что предложенная математическая модель может использоваться для описания динамики движения элементов ГУ двойного действия с дифференциальным поршнем с клапаным распределением жидкости на этапе перестановки клапанов вниз.

Предложенный подход и математическая модель при использовании численных методов решения дифференциальных уравнений является довольно удобной для исследования влияния различных параметров клапанной группы на динамику движения элементов ГУ. При этом в результате моделирования могут быть получены значения скоростей и величин перемещений элементов ГУ, величины давлений в его камерах, а также величины расходов жидкости между

камерами в заданный момент времени, что позволит оценить степень влияния динамики движения клапанов при ходе бойка вниз и вверх на рабочие характеристики гидроударника.

Детальное рассмотрение движения элементов ГУ на фазах перестановки клапанов вверх и вниз позволило уточнить расчетные значения скорости бойка в конце рабочего хода и, как следствие, величину энергии удара. Также была получена возможность оценить степень и характер влияния конструктивных параметров клапанной группы на рабочие характеристики ГУ.

Практическое применение данного подхода нашел при разработке конструкции гидроударника ГУ–132 для бурения скважин [5]. Детальное рассмотрение характера течения жидкости при перестановке клапанов позволило выявить существенное влияние гидравлических сопротивлений при перетоке жидкости через впускной клапан, которое обычно не учитывается, что привело к значительному снижению скорости бойка ГУ. Результаты моделирования показали путь к увеличению скорости бойка ГУ – снижение гидравлических сопротивлений на впускном клапане. Эффективность решений была подтверждена при использовании гидроударника ГУ-132 для интенсификации процесса шарошечного бурения скважины на воду в крепких породах. На окончательном этапе бурения скважины гидроударник устанавливался непосредственно над долотом, режимные параметры остались на прежнем уровне, при этом механическая скорость бурения увеличилась с 0,5–0,7 м/час до 1,5–1,7 м/час. Общая проходка с использованием гидроударника составила 8 м. Данные по результатам опытного бурения приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты опытного бурения скважины на воду с использованием гидроударника для интенсификации шарошечного бурения

№ п/п	Интервал бурения, м	Время бурения, мин	Механическая скорость бурения, м/час
1	87–89	70	1,71
2	89–91,5	92	1,63
3	91,5–93	59	1,53
4	93–95	75	1,59

Таким образом, детальный анализ рабочего процесса гидроударника с учетом особенностей протекания перестановки клапанов, а также учет конструктивных особенностей клапанной группы позволяет осуществлять совершенствование конструкции гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем, а также с их помощью повысить эффективность бурения скважин.

Список литературы

1. Ясов, В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин / В. Г. Ясов. – М. : Недра, 1977. – 153 с.
2. Каракозов, А.А. Развитие теории работы и уточнение метода расчёта параметров гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем / Каракозов А.А., Парфенюк С.Н. // Наукові праці ДонНТУ, Серія "Гірничо-геологічна". Випуск 11 (161). – Донецьк, ДонНТУ, 2010. – С. 223-233.
3. 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.
4. Каракозов, А.А. О влиянии гидравлических сопротивлений на впускном клапане на рабочий цикл гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем / А.А. Каракозов, С.Н. Парфенюк // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент и технология его изготовления. Сб. научн. Трудов. - Киев: ИСМ им. Бакуля, 2011. – Вып.14. – С. 85–88.
5. Парфенюк, С. Н. Результаты испытаний гидроударника для интенсификации шарошечного бурения скважин на воду самоходными роторными установками типа 1БА-15В / С.Н. Пар-

- фенюк, А.А. Каракозов, О.И. Калиниченко, В.А. Глоба, А.С. Савенко // Наукові праці ДонНТУ, Серія «Гірничо-геологічна». Випуск 2 (17). – Донецьк, ДонНТУ, 2012. – С. 154–158.
6. Парфенюк, С. Н. Исследование рабочих процессов в гидроударнике двойного действия на фазе перестановки клапанов при ходе бойка вниз / С. Н. Парфенюк // Наукові праці ДонНТУ, Серія «Гірничо-геологічна». Випуск 16 (206). – Донецьк, ДонНТУ, 2012. – С. 149–157.
7. Калиниченко, О.И. Развитие научных основ создания погружных гидроударных снарядов и установок для однорейсового бурения скважин на морском шельфе: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.15.10 / Калиниченко Олег Иванович. – Донецк, ДонНТУ, 2002. – 371 с.
8. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы» / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.
9. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М. : «Машиностроение», 1971. – 672 с.
10. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем. – С.-Пб. : АНО НПО Мир и семья, 2001. 1154 с., ил. – ISBN 5-94365-022-9.
11. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям : Под. ред. М. О. Штейнберга / И. Е. Идельчик. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с., ил. – ISBN 5-217-00393-6.
12. Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
13. Фокс, Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах: Пер. с англ. / Д. А. Фокс. – М. : Энергоиздат, 1981. – 248 с., ил.
14. Хайрер, Э. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Жесткие и дифференциально-алгебраические задачи. : Пер. с англ. / Э. Хайрер, Г. Ваннер. – М. : Мир, 1999. – 685 с.
15. Чистяков, В. Ф. Избранные главы теории алгебро-дифференциальных систем / В. Ф. Чистяков, А. А. Щеглова. – Новосибирск : Наука, 2003. – 320 с. – ISBN 5-02-031730-06.
16. Brenan, K. E. Numerical solution of initial-value problems in differential-algebraic equations / K. E. Brenan, S. L. Campbell, L. R. Petzold. – Elsevier Science Publishing Co. : Нью Йорк, 1989. – 210 с.