

УДК 550.832

**СИСТЕМА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО  
И ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В НЕОБСАЖЕННЫХ СКВАЖИНАХ**

**В. В. Тимонин, А. С. Кондратенко**

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,  
E-mail: kondratenko@misd.nsc.ru, timonin@misd.nsc.ru,  
Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Приведены результаты разработки и исследований системы транспортирования оборудования в необсаженных скважинах, пробуренных из горных выработок. В качестве движителя применено пневматическое ударное устройство. Определены оптимальные параметры работы транспортной системы в различных условиях. Используя математическое описание движения устройства транспортирования в скважине, получены зависимости скорости его движения от различных исходных данных.

*Скважинные горные технологии, геофизические исследования скважин, система транспортирования оборудования в горизонтальных скважинах, пневмоударное устройство*

Современные технологии направленного бурения позволяют создавать в шахтных условиях протяженные скважины заданной траектории. Такие комплексы получили распространение в горнодобывающей промышленности Австралии, США, Китая [1]. В России эта технология применяется пока в ограниченных масштабах для решения задач дегазации угольных пластов [2], термошахтной добычи тяжелой нефти [3], подземного выщелачивания металлов [4].

В угледобывающей промышленности использование направленного бурения обеспечивает снижение срока дегазации пластов, возможность заблаговременного изучения их газоносности, фильтрационных свойств и геомеханического состояния, что важно для повышения эффективности и безопасности подземных работ.

Известные измерительные скважинные комплексы шахтного исполнения ориентированы в основном на изучение массива горных пород на небольших (до нескольких десятков метров) расстояниях от горных выработок. Перемещение скважинных приборов осуществляют, как правило, штангами буровых станков, что в случае систем направленного бурения неприемлемо из-за высокой стоимости нецелевого использования дорогостоящего оборудования.

Для решения этой проблемы разрабатываются специальные измерительные устройства с интегрированными системами транспортирования вдоль ствола скважин [5], но они не предназначены для доставки дополнительного технологического и измерительного оборудования раз-

личного назначения. Серийно выпускаемые для нефтегазовой промышленности устройства доставки требуют обсадки всей длины скважины, а при бурении по углю обсадка не применяется. В связи с этим возникает проблема разработки отдельной системы транспортирования в необсаженных скважинах и энергообеспечения такого оборудования, решению которой и посвящена данная статья.

В Институте горного дела СО РАН разработана конструктивная схема системы доставки оборудования и соединительных линий в необсаженных скважинах произвольной ориентации, в состав которой входят ударный узел, узел сцепления, узел энергораспределения (рис. 1).

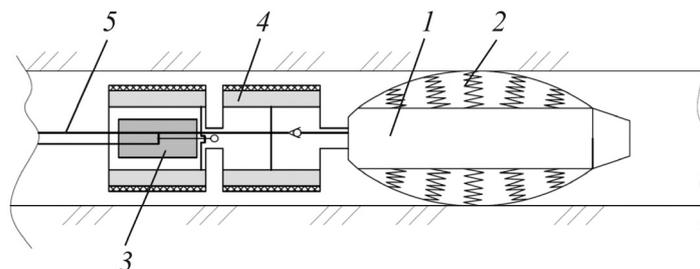


Рис. 1. Общая схема транспортного модуля системы доставки: 1 — ударный узел; 2 — узел сцепления; 3 — узел энергораспределения; 4 — скважинные устройства; 5 — система скважинных каналов (соединительных линий)

Основным элементом, обеспечивающим поступательное движение системы в скважине, является ударный узел с пневматическим приводом (рис. 2), который обладает рядом преимуществ по сравнению с другими видами энергоносителя. Основное достоинство ударных пневматических машин — простота их конструкции и высокая надежность работы. Пневматические машины устойчивы к перегрузкам, работают в пыльной и влажной среде [6].

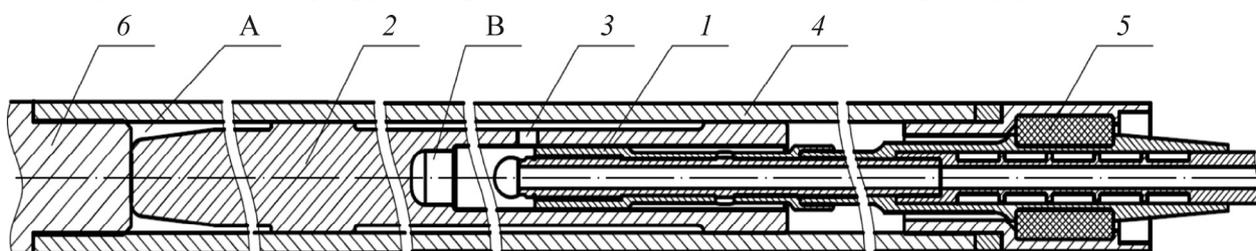


Рис. 2. Ударный узел системы транспортирования: А — камера обратного хода; В — камера прямого хода; 1 — золотник; 2 — ударник; 3 — окна; 4 — корпус; 5 — выхлопные отверстия; 6 — наковальня

Ударный узел в зависимости от давления энергоносителя может менять энергию единичного удара и частоту. Это значит, что регулирование скорости движения и силы тяги можно осуществлять напрямую в процессе продвижения. Преимуществом импульсных устройств является то, что в качестве энергоносителя использован сжатый воздух, входящий в коммуникационную инфраструктуру угольной шахты.

Проектирование ударного узла проводилось для скважин диаметром 76–98 мм. В итоге был спроектирован пневматический ударный узел диаметром 46 мм и длиной 1000 мм. Наружный диаметр принят на 30 мм меньше минимально допустимого диаметра скважины для возможности размещения в свободной зоне узла сцепления. Длина принята максимально допустимой для реализации максимальной энергии удара. Спроектированный ударный узел работает следующим образом.

Сжатый воздух от компрессора через воздухоподводящий шланг и осевой канал золотника 1 поступает в камеру В, образованную внутренней полостью ударника 2 и золотника 1, а через окна 3 в камеру А, образованную внутренней поверхностью корпуса 4 и наружной поверхностью ударника 2. За счет разности рабочих площадей ударника со стороны камер А и В последний начинает двигаться вправо. При подходе ударника к крайнему правому положению происходит выхлоп из камеры А через отверстия 5 амортизатора в атмосферу. Противодавлением воздуха в камере В ударник вначале останавливается, а затем перемещается влево и наносит удар по наковальне 6. При подходе ударника к крайнему левому положению сжатый воздух поступает из камеры В через окна 3 в камеру А, и цикл повторяется.

Теоретические исследования процесса перемещения системы доставки по скважине сводились к определению значений скорости перемещения в зависимости от искусственно создаваемой узлом сцепления силы трения между стенками скважины и устройством доставки при заданных значениях коэффициента трения, масс перемещаемых технологических модулей и самого ударного узла, давления энергоносителя. В качестве исходных данных приняты следующие значения:  $m_m$  — масса перемещаемых технологических модулей ( $m_m = 10$  кг);  $m_y$  — масса ударника ударного узла ( $m_y = 2$  кг);  $m_k$  — масса корпуса ударного узла с узлами калибровки и сцепления ( $m_k = 8$  кг).

В соответствии с расчетной схемой ударного самодвижущегося устройства доставки (рис. 3) и принятыми обозначениями, уравнения движения устройства имеют вид [7]:

$$m_y \frac{d^2 x_y}{dt^2} = (p_n - p_a) s_n - (p_z - p_a) s_z - F_y \operatorname{sign} \left( \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_k}{dt} \right), \quad (1)$$

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} = -(p_n - p_a) s_n + (p_z - p_a) s_z + F_y \operatorname{sign} \left( \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_k}{dt} \right) + F_k \operatorname{sign} \left( \frac{dx_k}{dt} \right), \quad (2)$$

$$\frac{dx_y^{\Rightarrow}}{dt} = \frac{dx_y^{\Leftarrow}}{dt} - (1 + k_b) \frac{m_y}{m_y + m_k + m_m} \frac{dx_y^{\Leftarrow}}{dt}, \quad (3)$$

$$\frac{dx_k^{\Leftarrow}}{dt} = (1 + k_b) \frac{m_y}{m_y + m_k + m_m} \frac{dx_y^{\Leftarrow}}{dt}, \quad (4)$$

где  $F_y$  — сила трения между ударником и корпусом;  $F_k$  — сила трения между стенками скважины и элементами узла сцепления;  $k_b$  — коэффициент восстановления;  $\frac{dx_k^{\Leftarrow}}{dt}$  — скорость корпуса после удара;  $\frac{dx_y^{\Leftarrow}}{dt}$  — скорость ударника после удара;  $\frac{dx_y^{\Rightarrow}}{dt}$  — скорость ударника до удара;

$$\operatorname{sign} \left( \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_k}{dt} \right) = \begin{cases} 1 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_k}{dt} > 0, \\ -1 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_k}{dt} < 0, \\ 0 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_k}{dt} = 0, \end{cases}$$

$$\text{sign} \left( \frac{dx_k}{dt} \right) = \begin{cases} 1 & \text{при } \frac{dx_k}{dt} > 0, \\ -1 & \text{при } \frac{dx_k}{dt} < 0, \\ 0 & \text{при } \frac{dx_k}{dt} = 0. \end{cases}$$

Ударное взаимодействие принято мгновенным с заданным коэффициентом восстановления.

При составлении уравнений, описывающих изменение давлений в передней и задней камере, использованы известные допущения: состояние газа подчиняется уравнению Менделеева – Клапейрона, процесс изменения состояния газа при течении через каналы изоэнтропический и квазистационарный, параметры газа по всему объему камеры одинаковы, взаимосвязь между давлением и температурой в камерах адиабатическая.

Приняв количество сжатого воздуха в камере, записанное через текущий объем, равным разности между притоком и расходом, определяемой по формуле Сен-Венана – Венцеля, получим [8]:  
— для задней камеры

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left\{ p_m (RT_m)^{-1} \left( \frac{p_z}{p_m} \right)^{1/n} [V_z - s_z (x_y - x_k)] \right\} = \\ = K p_m (RT_m)^{-1/2} \left\{ s_m \varphi \left( \frac{p_z}{p_m} \right) - [s_o (x_y - x_k) + s_{zn}] \varphi \left( \frac{p_n}{p_z} \right) - s_{za} \varphi \left( \frac{p_a}{p_z} \right) \right\}, \end{aligned} \quad (5)$$

— для передней камеры

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left\{ p_m (RT_m)^{-1} \left( \frac{p_n}{p_m} \right)^{1/n} [V_n - s_n (x_y - x_k)] \right\} = \\ = K p_m (RT_m)^{-1/2} \left\{ [s_o (x_y - x_k) + s_{zn}] \varphi \left( \frac{p_n}{p_z} \right) - [s_a (x_y - x_k) + s_{na}] \varphi \left( \frac{p_a}{p_z} \right) \right\}, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $n$  — показатель политропы;  $V_z$  — объем задней камеры в момент удара;  $V_n$  — объем передней камеры в момент удара;  $K$  — показатель изэнтропии;  $s_m, s_o, s_a$  — площади сечения магистрального, впускного и выпускного каналов соответственно;  $s_{zn}, s_{za}, s_{na}$  — площади соответствующих зазоров (рис. 4);  $\varphi(p_i/p_j)$  — функция изменения объема воздуха в процессе движения ударника.

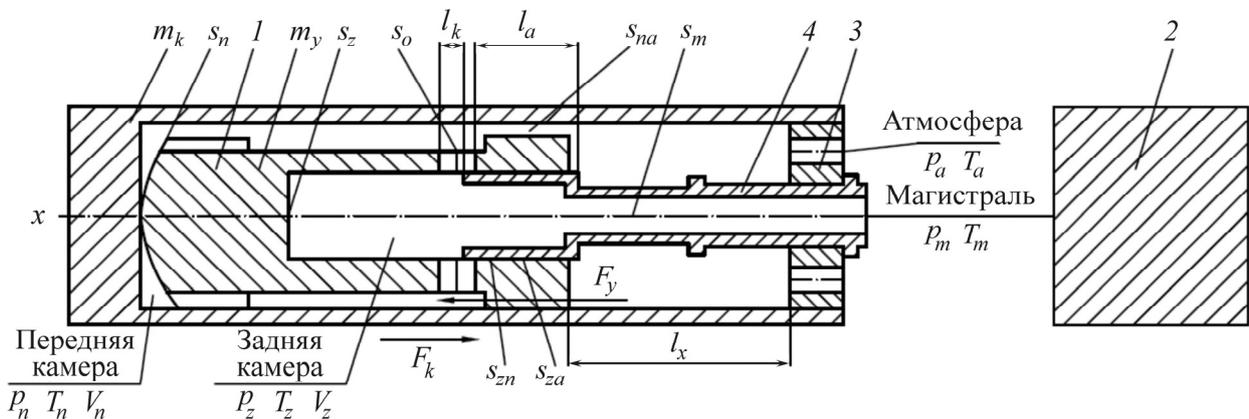


Рис. 3. Расчетная схема ударного самодвижущегося устройства доставки:  $x$  — осевое перемещение;  $l$  — ход;  $V$  — начальный объем;  $p$  — давление;  $T$  — абсолютная температура;  $S$  — площадь сечения;  $F_k$  — сила трения; 1 — корпус; 2 — ударник; 3 — гайка; 4 — воздухораспределительный патрубок. Буквенные индексы указывают на принадлежность параметров к конкретному элементу системы

Представленные уравнения (1)–(6) образуют систему, которая полностью описывает поведение рассматриваемого механизма. Расчеты выполнялись с помощью программы ATI SimulationX 2.0. Пневмомеханическая схема представлена на рис. 4. Исследуемыми параметрами системы являются: сила трения между стенками скважины и устройством доставки, давление энергоносителя, масса транспортируемого модуля, глубина скважины.

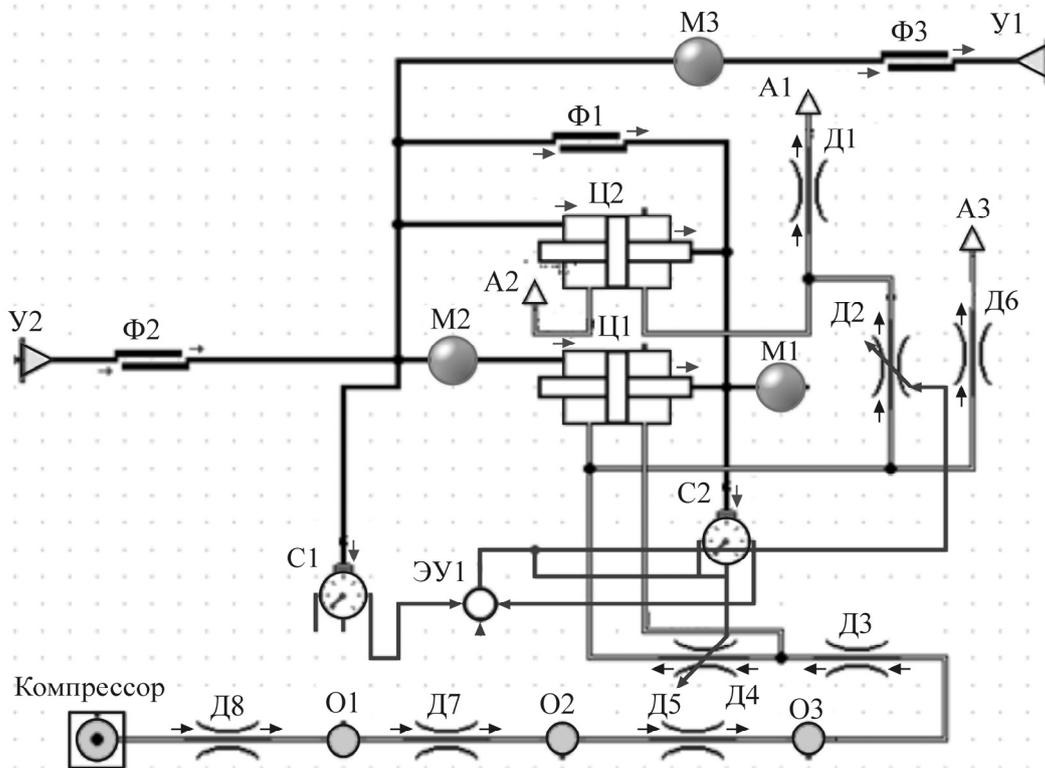


Рис. 4. Пневмомеханическая схема устройства доставки (А — атмосфера, Д — дроссель, М — масса, О — объем, С — сенсор, У — упор, Ф — фрикцион, ЭУ — элемент управления)

Скорость транспортирования устройства оценивалась как средняя скорость перемещения центра масс системы за 10 циклов после запуска. В расчетах принят коэффициент восстановления 0.25 [9].

На рис. 5а показано изменение скорости движения устройства в зависимости от сил трения при постоянном давлении энергоносителя 0.6 МПа.

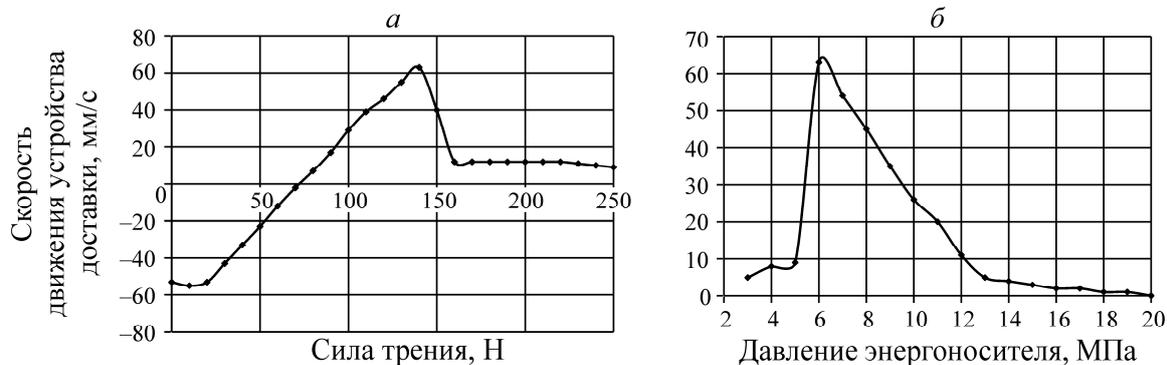


Рис. 5. Зависимость скорости движения устройства от сил трения (а) и от давления энергоносителя (б)

Существует зона малых сил трения с отрицательной скоростью транспортирования, когда устройство движется в направлении, противоположном направлению ударов. С увеличением силы трения скорость транспортирования становится положительной и возрастает до максимума. Режим работы ударного узла начинает изменяться. При этом ударный узел работает устойчиво со стабильным рабочим циклом. Дальнейшее увеличение силы трения приводит к возникновению провала скорости, при этом ударный узел работает с пропусками ударов через один и более ударов. В процессе работы механизм может заглохнуть, и его запуск в работу будет весьма затруднен. По мере дальнейшего увеличения силы трения скорость транспортирования монотонно снижается. Работа ударного узла стабилизируется.

Оптимальное значение силы трения при давлении 0.6 МПа от 100 до 150 Н. При этом скорость движения устройства доставки будет 100–225 м/ч. При заданном значении силы трения 140 Н получена зависимость скорости движения от давления энергоносителя (рис. 5б).

Для любого значения давления энергоносителя больше 0.6 МПа можно определить силу трения, при которой скорость транспортирования будет максимальной. Причем чем выше давление энергоносителя, тем выше должна быть сила трения. Однако практика создания пневмоударных машин различного назначения показывает, что наиболее устойчивая работа и высокие прочностные характеристики таких машин достигаются при давлении около 0.6 МПа. Из рис. 5б видно, что при меньшем давлении продвижение за один удар близко к нулю, а увеличение давления до 0.8 МПа снижает скорость на 20 % при заданной силе трения. Такое кратковременное повышение давления может потребоваться в случае, когда сечение скважины на пути доставочного устройства перекрыто крупным вывалом для его более эффективного разрушения, поскольку повышение давления приводит к росту энергии ударов.

Скорость движения устройства доставки также зависит от массы транспортируемых модулей (рис. 6а). В расчетной модели жесткая связь между корпусом ударного узла и транспортируемыми модулями, поскольку исследования с упругой связью к принципиальным изменениям скорости транспортирования не приводят, однако усложняют модель и время счета.

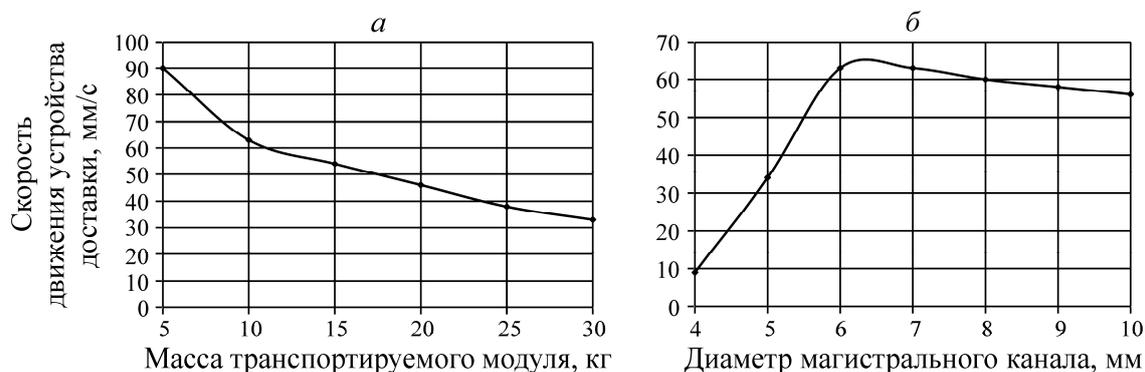


Рис. 6. Зависимость скорости движения устройства от массы транспортируемых модулей (а) и сечения канала (б)

В случае введения упругой связи модель усложняется, но качественного и количественного изменения зависимости не происходит. Видно, что заданное значение массы модуля в 10 кг может быть значительно увеличено. При этом скорость транспортирования всего комплекса будет не ниже 100 м/ч.

Подбор энергоподводящих магистралей осуществлялся на основе результатов исследования влияния внутреннего сечения гибких шлангов на скорость транспортирования системы доставки. Согласно рис. 6б, внутреннее сечение магистрального канала должно быть не менее 6 мм.

Помимо сечения канала, на устойчивость и эффективность работы устройства доставки значительное влияние оказывает длина магистральных каналов. По мере удаления от устья скважины их длина увеличивается. Масса погонного метра магистрального канала в исследуемом диапазоне проходных сечений меняется незначительно и не оказывает существенного влияния на производительность доставки, а рост объема канала требует постепенного увеличения давления по мере удаления устройства доставки от устья скважины. Это связано с неизбежными потерями давления воздуха при прохождении по протяженным каналам. На расчетной модели установлено, что при удалении от устья скважины на 900 м для запуска ударного узла и устойчивой его работы требуется подача энергоносителя с давлением 1.0 МПа. При этом максимально возможная скорость транспортирования не превышает 100 м/ч.

#### ВЫВОДЫ

Разработано техническое решение системы транспортирования скважинного технологического и измерительного оборудования на основе ударного узла с бесклапанным энергораспределением.

Выполнено математическое моделирование системы транспортирования, по результатам которого определены оптимальные значения параметров ударного узла, обеспечивающие максимально возможную скорость транспортирования оборудования по стволу необсаженной скважины. Оптимальное значение силы трения при магистральном давлении энергоносителя 0.6 МПа, обеспечивающее высокую и стабильную скорость перемещения транспортного модуля, составляет 100–150 Н.

Масса транспортируемого оборудования при магистральном давлении энергоносителя 0.6 МПа может составлять до 35 кг при скорости транспортирования всего скважинного оборудования в произвольно ориентированной скважине не ниже 100 м/ч.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Hungerford F., Ren T., and Aziz N.** Evolution and application of in-seam drilling for gas drainage, International Journal of Mining Science and Technology, 2013, Vol. 23.
2. **Пресс-релиз СУЭК** [Электронный ресурс]. — 2011. Режим доступа: <http://www.suek.ru/page.php?id=74&article=4737> (дата обращения: 12.05.2014).
3. **Конторович А. Э., Эпов М. И., Бурштейн Л. М., Каминский В. Д., Курчиков А. Р., Малышев Н. А., Прищепа О. М., Сафронов А. Ф., Ступакова А. В., Супруненко О. И.** Геология, ресурсы углеводородов шельфов арктических морей России и перспективы их освоения // Геология и геофизика. — 2010. — № 7.
4. **Халезов Б. Д., Ватолин Н. А., Неживых В. А., Тверяков А. Ю.** Сырьевая база подземного и кучного выщелачивания // ГИАБ. — 2002. — № 5.
5. **Сердюков С. В., Дегтярева Н. В., Патутин А. В., Рыбалкин Л. А.** Скважинный прецизионный дилатометр с интегрированной системой транспортирования вдоль ствола скважины // ФТПРПИ. — 2015. — № 4.
6. **Тимонин В. В.** Погружные пневмоударники для подземных условий отработки месторождений // Горное оборудование и электромеханика. — 2015. — № 2.
7. **Петреев А. М., Гилета В. П., Смоляницкий Б. Н.** Особенности перемещения вибрационных устройств // ФТПРПИ. — 1997. — № 6.
8. **Гилета В. П., Смоляницкий Б. Н., Петреев А. М., Тетенев Е. В.** Виброперемещение двухмассовой автоколебательной системы с внешним сухим трением // ФТПРПИ. — 1997. — № 3.
9. **Кондратенко А. С., Петреев А. М.** Особенности процесса удаления грунтового керна при виброударном воздействии на трубу и статическом воздействии на керн // ФТПРПИ. — 2008. — № 6.

Поступила в редакцию 1/VIII 2015