

УДК 621.23.05

**СОГЛАСОВАНИЕ ПНЕВМОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА
С ПНЕВМОТРАНСПОРТНОЙ МАГИСТРАЛЬЮ УСТАНОВОК
ДЛЯ БУРЕНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СКВАЖИН В ГРУНТЕ**

Б. Б. Данилов, Б. Н. Смоляницкий

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
Красный проспект 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Приведены результаты исследования рабочего процесса пневмоударных механизмов с бесплапанным воздухораспределением в условиях противодействия в выхлопном тракте при удалении разрушенного грунта по транспортной магистрали установки для бурения протяженных горизонтальных скважин. Показано, что область рациональных значений их наиболее значимых параметров, соответствующая максимальной ударной мощности, не изменяется при увеличении противодействия в выхлопном тракте.

Пневмоударный механизм, скважина, грунт, транспортная магистраль, выхлопной тракт, противодействие

В ИГД СО РАН разработана новая технология проходки горизонтальных скважин в грунте [1], основанная на комбинированном воздействии бурового инструмента на грунтовый массив путем удаления из него части грунта и уплотнения оставшегося в радиальном направлении [2]. Она позволяет сформировать геометрически правильную скважину неизменной формы и размеров на всем ее протяжении. Уплотненные стенки обеспечивают скважине устойчивость в течение длительного периода времени и способны воспринимать механические нагрузки, возникающие при последующем размещении в ней инженерных коммуникаций [3]. Таким образом, новая технология дает возможность формировать устойчивую скважину с использованием свойств самого грунта без применения буровых растворов или других дополнительных материалов.

Упрощение технологического процесса и исключение дефектов скважины, присущих гидравлическому бурению, обеспечивается применением в качестве очистного агента сжатого воздуха. Для надежного транспортирования разрушенного грунта воздушным потоком предложено использовать в качестве транспортного канала размещенный в скважине и вращающийся трубопровод постоянного сечения [1].

Для повышения эффективности воздействия на грунтовый массив бурового инструмента, расширяющего пионерную скважину, в новой технологии статическое воздействие сочетается с импульсным (рис. 1). В качестве генератора ударных импульсов целесообразно использовать пневмоударный механизм, поскольку это дает возможность применять сжатый воздух как для разрушения, так и для удаления грунта. Пневмоударный механизм и пневмотранспортная ма-

гистраль в такой установке объединены в единую технологическую цепь, поскольку транспортирование грунта осуществляется выхлопываемым сжатым воздухом. Наличие такой связи оказывает существенное влияние на условия работы механизма.

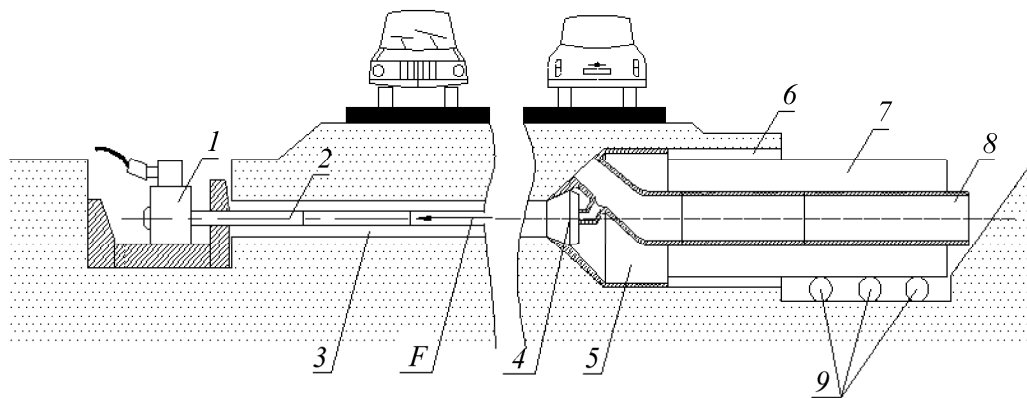


Рис. 1. Технологическая схема проходки скважины комбинированным способом воздействия на грунт: 1 — буровой станок; 2 — буровая колонна; 3 — пионерная скважина; 4 — пневмопробойник с асимметричным инструментом; 5 — расширитель; 6 — расширенная скважина; 7 — кожух; 8 — шламопровод; 9 — направляющая; F — усилие подачи

Важным качеством, которым должен обладать пневмоударный механизм, является устойчивость работы и стабильность значений выходных параметров в условиях противодействия в выхлопном тракте. Иными словами, важна его способность функционировать совместно с пневмотранспортной системой, обеспечивая не только разрушение грунта, но и его надежное транспортирование. При невыполнении этого условия все другие качества пневмоударного механизма, например конструктивная простота, ударная мощность и т. д., становятся неактуальными.

Ограничение размеров пневмоударного механизма создает дополнительные трудности в достижении необходимых для разрушения и транспортирования грунта энергетических показателей. Ключевое значение для генерирования требуемой ударной мощности и достижения высокой частоты импульсов имеет рабочая площадь ударника, на которую действует давление воздуха, создающее движущую силу в продольном направлении. Радиальные размеры пневмоударных устройств, встраиваемых в ограниченное пространство расширителя скважин, не всегда позволяют получить необходимую рабочую площадь ударника. Большое значение в этом случае имеет выбор принципиальной схемы механизма и варианта его конструктивного исполнения, так как рациональное использование пространства, ограниченного корпусом, позволяет получить определенный выигрыш за счет суммарной толщины стенок его деталей.

Наиболее просты по конструкции и надежны при достаточно высоких энергетических показателях бесклапанные пневмоударные механизмы, которые могут быть выполнены как с одной, так и с двумя управляемыми рабочими камерами, т. е. камерами, которые периодически сообщаются с магистралью сжатого воздуха или атмосферой.

Бесклапанные механизмы с одной управляемой камерой, как правило камерой холостого хода ударника, отличаются простотой конструкции, надежностью работы и запуска в горизонтальном положении, что является несомненным достоинством при частых технологических остановах, особенно в машинах погружного типа, когда исключена возможность непосредственного контакта оператора с ударным механизмом. По такой схеме выполнены прекрасно зарекомендовавшие себя при бестраншейной прокладке коммуникаций пневмопробойники, а также пневмомолоты для забивания металлических труб СО-166, М-200, М-400 [4].

Механизмы с двумя управляемыми камерами обеспечивают большую ударную мощность, по сравнению с однокамерными, при тех же размерах. Примером конструктивного исполнения ударного механизма с двумя управляемыми камерами является созданный в ИГД СО РАН один из первых в мире кольцевой пневмоударник для бурения геологоразведочных скважин, максимально эффективно используемый в вечномерзлых породах [5].

Динамические и конструктивные параметры пневмоударных механизмов при совместной работе с пневмотранспортной магистралью определены в результате математического моделирования. Полученные данные позволили оценить возможность использования их в качестве генератора ударных импульсов, воздействующих на инструмент, так и источника воздуха для пневмотранспортной системы.

Исследованиям динамики пневмоударных машин методами математического моделирования посвящены работы [6–13]. Однако полученные в них конструктивные параметры оптимальной настройки не отражают новых условий работы пневмоударного механизма, что вызвало необходимость моделирования их рабочего процесса.

Применяемая для этого математическая модель включала обобщенную расчетную схему, в которой представлены принципиальные признаки механизма и условия взаимодействия его основных элементов, и систему уравнений, описывающих газодинамические процессы в рабочих камерах и движение ударника.

На рис. 2 приведены обобщенные расчетные схемы пневмоударных механизмов с одной и двумя управляемыми камерами, которые отражают их принципиальные признаки и условия взаимодействия основных элементов. На схемах показано расположение рабочих камер (объемы камер V_i) и пневматических каналов, сообщающих камеры между собой, с напорной магистралью P_M и с атмосферой P_0 . Каналы разделяются на переменные $S_{i,j}(x)$ и постоянные $S_{i,j}$. К постоянным относятся те, сечение которых не изменяется в течение рабочего цикла. Переменные каналы в течение рабочего цикла открываются или закрываются в зависимости от положения ударника.

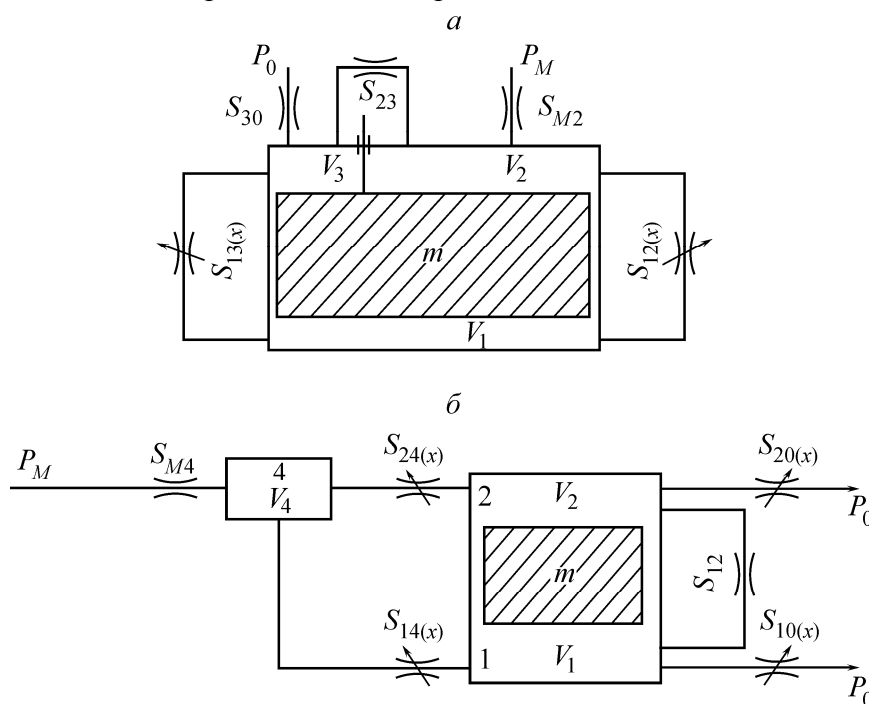


Рис. 2. Обобщенные расчетные схемы пневмоударного механизма: *a* — с одной управляемой камерой; *б* — с двумя управляемыми камерами

На рис. 3 показаны законы изменения переменных проходных сечений каналов, периодически сообщающих рабочие камеры с магистралью, атмосферой или другими камерами пневмоударного механизма с одной управляемой камерой. Площадь проходного сечения каналов определяется положением l_i ударника, перемещающегося по оси x . Наличие перетечек воздуха при закрытом канале обозначено величинами S_{y2}, S_{y1} .

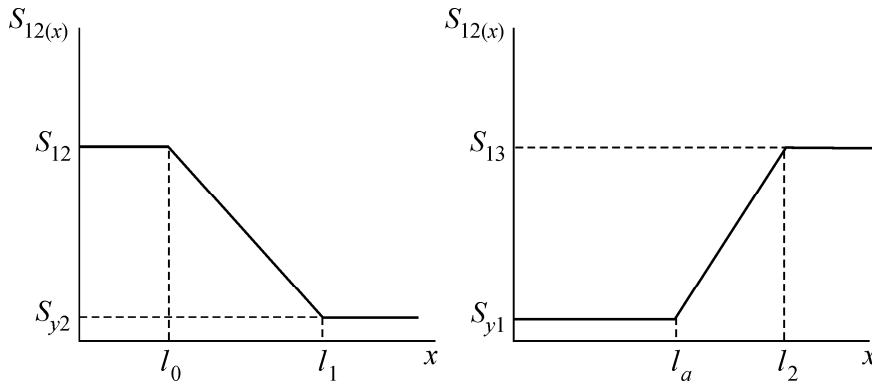


Рис. 3. Законы изменения проходных сечений каналов

Газодинамические процессы, происходящие в рабочих камерах механизма с одной управляемой камерой, и перемещение ударника под действием давления воздуха описаны следующими уравнениями [7, 9]:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{K}{V_1 + S_1 x} \left\{ \left(\frac{2KRT}{K-1} \right)^{\frac{1}{2}} P_2 \left[S_{12}(x) \cdot \varphi \left(\frac{P_1}{P_2} \right) - S_{13}(x) \cdot \varphi \left(\frac{P_1}{P_3} \right) \right] - P_1 S_1 \frac{dx}{dt} \right\}, \quad (1)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{K}{V_2 - S_2 x} \left\{ \left(\frac{2KRT}{K-1} \right)^{\frac{1}{2}} P_M \left[S_{M2} \cdot \varphi \left(\frac{P_2}{P_M} \right) - S_{12}(x) \cdot \varphi \left(\frac{P_2}{P_1} \right) - S_{23} \cdot \varphi \left(\frac{P_2}{P_3} \right) \right] + P_2 S_2 \frac{dx}{dt} \right\}, \quad (2)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{K}{V_3 - S_3 x} \left\{ \left(\frac{2KRT}{K-1} \right)^{\frac{1}{2}} P_1 \left[S_{13}(x) \cdot \varphi \left(\frac{P_1}{P_3} \right) + S_{23} \cdot \varphi \left(\frac{P_2}{P_3} \right) - S_{30} \cdot \varphi \left(\frac{P_3}{P_0} \right) \right] + P_3 S_3 \frac{dx}{dt} \right\}, \quad (3)$$

$$\varphi \left(\frac{p_i}{p_j} \right) = \begin{cases} 0.259 \left(\frac{p_j}{p_M} \right)^{\frac{3K-1}{2K}} & \text{при } 1 \geq \frac{p_j}{p_i} > 0.528, \\ \left(\frac{p_j}{p_M} \right)^{\frac{3K-1}{2K}} \sqrt{\left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{K+1}{k}}} & \text{при } \frac{p_j}{p_i} \leq 0.528, \\ - \left(\frac{p_j}{p_M} \right)^{\frac{3K-1}{2K}} \sqrt{\left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{K+1}{k}}} & \text{при } \frac{p_i}{p_j} \leq 0.528, \\ -0.259 \left(\frac{p_j}{p_M} \right)^{\frac{3K-1}{2K}} & \text{при } 1 \geq \frac{p_i}{p_j} > 0.528, \end{cases} \quad (4)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -P_1 S_1 + P_2 S_2 + P_3 S_3 - mg, \quad (5)$$

$$\left(\frac{dx}{dt} \right)_0 = K_0 \left(\frac{dx}{dt} \right)_y, \quad (6)$$

где P_i — давление воздуха в i -й камере; K — показатель адиабаты; R — универсальная газовая постоянная; V_i — объем i -й камеры в момент удара; S_i — рабочая площадь ударника со стороны i -й камеры; x — перемещение ударника; T — температура воздуха в магистрали; P_j — давление воздуха в j -й камере; S_{ij} — эффективная площадь канала, связывающего j -ю и i -ю камеры; m — масса ударника; g — ускорение свободного падения; K_0 — коэффициент отскока; $\varphi \left(\frac{P_i}{P_j} \right)$ — функция расхода (i, j — номера камер); $\left(\frac{dx}{dt} \right)_0$ — скорость отскока ударника; $\left(\frac{dx}{dt} \right)_y$ — скорость в момент удара.

Математическое описание процессов, происходящих в рабочих камерах механизма с двумя управляемыми камерами, и закон движения ударника имеют аналогичную структуру [12, 13] и здесь не приведены.

Для поиска областей значений факторов, обеспечивающих максимальную ударную мощность, авторами применен градиентный метод Бокса–Уилсона с использованием положений теории планирования эксперимента [14].

Пневмоударный механизм — многофакторная динамическая система. В наибольшей степени на его поведение влияют следующие факторы: объем камеры холостого (или обратного) хода V_1 , объем камеры рабочего (или прямого) хода V_2 , если она управляемая, длина хода ударника на участке впуска воздуха в камеру холостого хода l_1 и длина хода ударника до начала впуска в камеру рабочего хода l_M . Остальные факторы при этом фиксируются на постоянных значениях, являющихся границами конструктивных ограничений. Характер влияния многих из них на рабочий цикл механизма известен заранее. Так, для нормального заполнения рабочих камер необходимо, чтобы площадь впускных отверстий в сумме составляла не менее 10–15% от рабочей площади ударника. Площадь выхлопных отверстий должна в 2–3 раза превышать площадь впускных. Верхний предел величин этих площадей устанавливается, как правило, на границе конструктивных ограничений. Таким образом, значения большинства конструктивных факторов можно задать заранее.

С целью придания исследованиям более общего характера и достижения возможности использования полученных результатов для расчета широкого ряда динамически подобных механизмов конструктивные и динамические параметры механизмов преобразованы в безразмерный вид. За единицы измерения приняты значения следующих основных параметров [10–13]: l_a^* — длина (ход ударника до начала выхлопа из камеры обратного хода); m^* — масса (ударника); S^* — площадь (сечения ударника, находящаяся под давлением воздуха со стороны камеры обратного хода); P_m^* — давление (воздуха в питающей магистрали).

Производные единицы измерения определялись следующим образом: $t^* = \sqrt{\frac{m^* l_a^*}{P_m^* S^*}}$ — время; $V^* = l_a^* S^*$ — объем; $v^* = l_a^* / t^*$ — скорость; $A^* = P_m^* S^* l_a^*$ — энергия; $N^* = A^* / t^*$ — мощность; $Q^* = m^* / t^*$ — расход воздуха.

Вычислительный эксперимент проводился в два этапа. Первый заключался в оптимизации динамических параметров пневмоударного механизма в условиях, когда выхлоп воздуха из рабочих камер поступает в среду с атмосферным давлением. На втором этапе выполнялись опыты при значениях противодействия P_a в выхлопном тракте в интервале 0.143–0.357, что в размерном виде соответствует изменению давления от атмосферного до 0.25 МПа. Результаты моделирования представлены на рис. 4.

Как следует из рис. 4а, при увеличении противодействия в выхлопном тракте с 0.143 до 0.357, т. е. в 2.5 раза, ударная мощность механизма снижается в 1.7 раз, а расход воздуха в 1.3 раза. Ударная мощность является одним из главных факторов, определяющих скорость поступления разрушенного грунта в транспортную систему. Более интенсивное ее падение по сравнению с расходом воздуха позволяет предположить наличие эффекта авторегулирования в совместной работе пневмоударного механизма и транспортной системы, при перегрузке которой увеличивается давление воздуха на ее входе. Это приводит к снижению количества грунта, поступающего в систему, и создает возможность возвращения к штатному режиму работы.

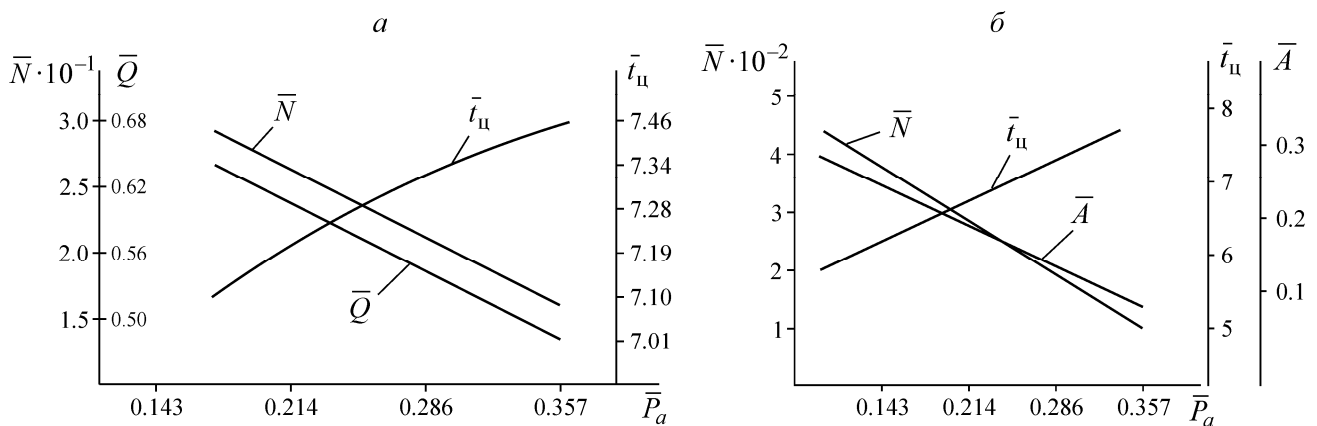


Рис. 4. Зависимость динамических параметров от противодействия для механизма с двумя (а) и с одной (б) управляемыми камерами: \bar{N} — безразмерная мощность; $\bar{t}_{\text{ц}}$ — время цикла; \bar{Q} — безразмерный расход воздуха

Ударная мощность включает в себя две составляющие: энергию ударного импульса и частоту. Важная задача при создании ударных машин — обеспечение энергии удара, достаточной для разрушения грунта. Частота ударов в этом случае сказывается в основном на производительности. Поэтому в результатах исследования динамики механизма с одной управляемой камерой (рис. 4б) приведены зависимости изменения как ударной мощности, так и энергии и частоты ударов.

Ударная мощность механизма с одной управляемой камерой при увеличении противодействия в 2.5 раза уменьшается более чем в 2.6 раза (рис. 4б). Следует отметить, что частота ударов при этом уменьшается незначительно. Потеря ударной мощности происходит главным образом за счет уменьшения энергии ударов. Следовательно, производительность процесса разрушения грунта при росте давления на входе пневмотранспортной системы также будет уменьшаться. Таким образом, эффект авторегулирования процесса совместной работы с пневмотранспортной системой характерен и для этого типа механизмов.

При выборе принципиальной схемы пневмоударных механизмов следует учитывать и другие обстоятельства. В частности, то, что механизмы с одной управляемой камерой более надежно запускаются в горизонтальном положении, особенно в случае плавного нарастания фронта давления в воздухоподводящей магистрали при увеличении ее длины, которая связана с длиной сооружаемой скважины. К тому же потеря ударной мощности может быть в определенной мере компенсирована увеличением статического усилия на буровой инструмент.

Попытка установить возможность улучшения энергетических показателей ударного механизма при его работе совместно со шланготранспортной системой путем изменения его конструктивных параметров при различных значениях противодействия являлась заключительной фазой вычислительного эксперимента. При его осуществлении в каждой серии опытов за центр плана принимались значения факторов, установленные в процессе решения первой задачи эксперимента и обеспечивающие достижение наибольшей ударной мощности при атмосферном давлении в выхлопном тракте.

Проведены три серии опытов при величине противодействия в выхлопном тракте, принятой на втором этапе моделирования. Интервалы варьирования факторов во всех сериях одинаковы.

Для каждого фактора реализованы опыты по восхождению к вершине функции отклика при различных значениях противодействия.

Установлено, что во всех сериях опытов максимальное значение параметра оптимизации достигалось на 2–3-м шаге. При этом приращение на одном шаге составляло всего 0.2–0.3 %, т. е. реакция модели на изменение факторов оказалась весьма слабой. Чувствительность модели к этим переменам уменьшалась по мере увеличения противодействия.

Подобное свидетельствует о том, что координаты вершины гиперповерхности функции отклика не изменяются при увеличении противодействия в выхлопном тракте ударного механизма. Следовательно, область рациональных значений факторов остается прежней.

Установленные зависимости динамических показателей от величины противодействия необходимо учитывать при определении параметров пневмоударных механизмов. Например, энергию удара и расход воздуха следует задавать с учетом их уменьшения при изменении противодействия, возникающего при работе пневмотранспортной магистрали. Это позволит эффективно разрушать забойную часть скважины и транспортировать разрушенную породную массу за пределы скважины в условиях работы пневмоударных механизмов с противодействием в выхлопном тракте.

ВЫВОДЫ

1. Пневмоударные механизмы с бесклапанным воздухораспределением устойчиво работают в условиях противодействия в выхлопном тракте при транспортировании разрушенного грунта по шланготранспортной магистрали буровой установки.

2. Область рациональных значений наиболее значимых факторов бесклапанных пневмоударных механизмов, соответствующая максимальной ударной мощности, не изменяется при увеличении противодействия в выхлопном тракте.

3. При увеличении противодействия в выхлопном тракте в 2.5 раза по отношению к атмосферному ударная мощность бесклапанных механизмов с двумя и одной управляемыми камерами уменьшается соответственно в 1.7 и 2.6 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент РФ № 2344241. Способ бестраншейной прокладки коммуникаций в грунте (варианты) / Б. Б. Данилов, Б. Н. Смоляницкий // Оpubл. в БИ. — 2009. — № 2.
2. Ткач Х. Б. Технология и механизация расширения скважин с частичным удалением грунта. — Ярославль: Изд. ОМТПС Минстроя СССР, 1976.
3. Костылев А. Д. Анализ проходки скважин пневмопробойниками // ФТПРПИ. — 2000. — № 3.
4. Гурков К. С., Климашко В. В., Костылев А. Д., Плавских В. Д., Русин Е. П., Смоляницкий Б. Н., Тупицын К. К., Чепурной Н. П. Пневмопробойники. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 1990.
5. Костылев А. Д., Коган Д. И., Смоляницкий Б. Н., Сырямин Ю. Н., Данилов Б. Б. Новый забойный кольцевой пневмоударник для бурения геологоразведочных скважин // ФТПРПИ. — 1969. — № 6.
6. Ашавский А. М. Основы проектирования оптимальных параметров забойных буровых машин. — М.: Недра, 1966.
7. Абраменков Э. А. Зависимости между энергетическими параметрами и геометрическими размерами в дроссельном пневмоударном механизме // Изв. вузов. Стр-во и архит. — 1985. — № 1.
8. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Теория и расчет пневматических силовых устройств. — М.: Изд. АН СССР, 1960.
9. Петреев А. М. О некоторых режимах работы машин ударного действия // ФТПРПИ. — 1969. — № 6.
10. Петреев А. М., Богинский В. П. Исследование динамики бесклапанного пневмоударного механизма с одной управляемой камерой / Горные машины. — Новосибирск: Изд-во ИГД СО АН СССР, 1980.
11. Русин Е. П. Исследование реверсивного пневмоударного механизма на ЭЦВМ / Горные машины. — Новосибирск: Изд-во ИГД СО АН СССР, 1980.
12. Сырямин Ю. Н., Смоляницкий Б. Н. Исследование бесклапанного пневмоударного механизма с двумя управляемыми камерами с целью создания машины со сквозным осевым каналом // ФТПРПИ. — 1986. — № 2.
13. Данилов Б. Б., Смоляницкий Б. Н., Сухарева Л. И. Методика расчета параметров кольцевых геологоразведочных пневмоударников // ФТПРПИ. — 1987. — № 5.
14. Анистратенко В. О., Федоров В. Г. Математическое планирование экспериментов в АПК. — Киев: Вища шк., 1993.

Поступила в редакцию 15/IV 2013