

УДК 622.233.5

**ВЛИЯНИЕ ТИПА СИСТЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ
НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПНЕВМОУДАРНОГО УЗЛА
КОЛЬЦЕВОЙ УДАРНОЙ МАШИНЫ**

А. М. Петреев, А. Ю. Примычкин

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: sania385@ngs.ru,
Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Приводятся результаты компьютерного моделирования динамики трех вариантов пневмоударного узла кольцевой ударной машины. Все варианты имеют одинаковые конструктивные схемы и параметры механических связей, но разные системы управления подачей энергоносителя в рабочие камеры: бесклапанную, с одним и двумя кольцевыми упругими клапанами. Получены данные, позволяющие количественно оценить особенность работы этих систем при наличии принятых ограничений на механический блок.

Кольцевая пневмоударная машина, воздухораспределение, упругий клапан, расчетная схема

Переносные пневмоударные машины, имеющие сквозной осевой канал для размещения в нем погружаемого в грунт стержня, впервые разработаны в Институте горного дела СО РАН [1–5]. Термин “кольцевая ударная машина” (КУМ), применяемый [3] к таким устройствам, косвенно отражает их специфическую особенность, поскольку при наличии сквозного осевого канала любое поперечное сечение машины имеет форму кольца. Такие устройства содержат пневмоударный узел и пружинно-пневматический клиновидный захват, удерживающий машину на забиваемом стержне и передающий на него ударное воздействие от ударника. Они востребованы производством и успешно применяются для погружения в грунт длинных стержней и труб, используемых в строительных технологиях. Востребованы и меры, направленные на снижение массы машин и расхода энергоносителя, приходящихся на единицу ударной мощности. В этой связи разработана модифицированная схема пневмоударного узла КУМ и проведен анализ эффективности трех типов системы воздухораспределения, которые могут быть реализованы в рамках этой схемы.

Как и прежде [3], схема (рис. 1) предусматривает наличие одной управляемой рабочей камеры $p_{\text{ок}}$ и использование центральной трубки 2, которая формирует сквозной осевой канал КУМ. В данном случае центральная трубка дополнительно используется в качестве направляющей для ударника 3, что уменьшает посадочные диаметры ударника и соответственно зазоры протечек в подвижных сопряжениях. На ней размещены каналы 4 подачи сжатого воздуха в рабочую камеру $p_{\text{ок}}$, которые открываются ударником 3. Выпуск сжатого воздуха из камеры $p_{\text{ок}}$ осуществляется через окно 5 в корпусе 1, которое открывается ударником при его обратном ходе. Такая схема обеспечивает возможность реализации трех вариантов управления заполнением и очисткой управляемой рабочей камеры — это классический бесклапанный (БК) вариант (рис. 1а) и два варианта с клапанной системой воздухораспределения (рис. 1б), использующих в качестве исполнительного элемента кольцевой упругий клапан (КУК) [6, 7].

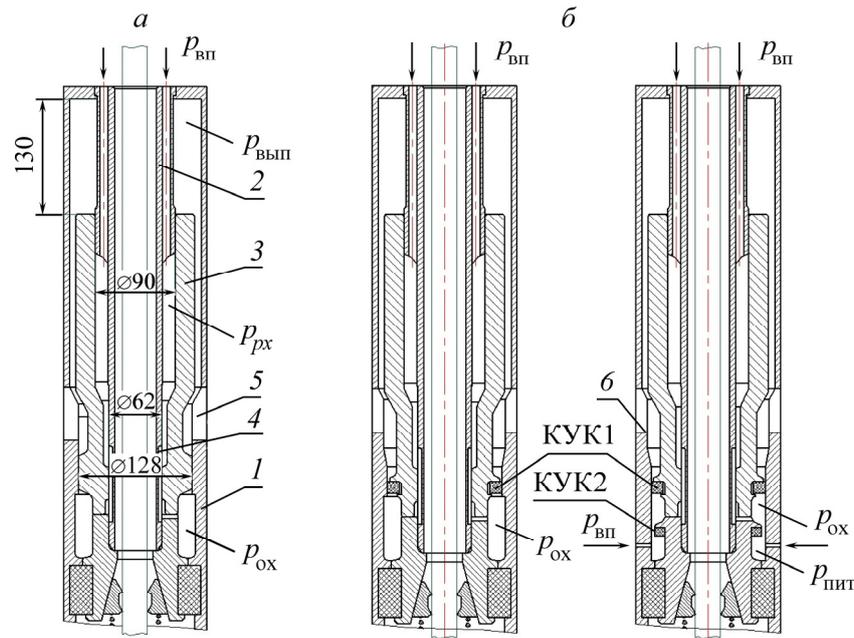


Рис. 1. Схема кольцевой ударной машины: а — с бесклапанной; б — с клапанной системой воздухораспределения (одно- и двухклапанной)

Одноклапанный вариант 1К по сравнению с бесклапанным позволяет увеличить энергию удара за счет снижения противодействия в рабочей камере при движении ударника на удар. Двухклапанный вариант 2К по сравнению с одноклапанным наряду со снижением противодействия при рабочем ходе ударника позволяет уменьшить требуемый объем камеры обратного хода $p_{ох}$, продлить подачу в нее сжатого воздуха и поддерживать там высокое давление вплоть до начала выпуска из нее. Это интенсифицирует заброс ударника назад, что способствует увеличению ударной мощности.

Как видно на рис. 1, все три варианта имеют одну и ту же базовую конструкцию, в которую вписаны разные системы управления. Из имеющихся вариантов управления важно аргументированно выявить предпочтительный.

Чтобы количественно оценить возможности каждого из вариантов, в первую очередь необходимо сравнить их без учета протечек через зазоры, а также нюансов в закономерностях открытия и закрытия впускных и выпускных каналов. Для этого рассмотрена работа ударного узла с нулевыми зазорами в подвижных сопряжениях при трех различных идеализированных типах воздухораспределения. Характер изменения проходных сечений за один рабочий цикл идеализированных систем иллюстрируют диаграммы на рис. 2, которые представляют собой различные комбинации кусочно-линейных функций без описания тонкостей переходов от одной фазы рабочего цикла к другой.

Сравнение схем выполнено на основе компьютерного моделирования с использованием программы IPI SimulationX 2.0. Построены три расчетные модели пневмоударных узлов КУМ с системами воздухораспределения БК, 1К и 2К. Они имеют одну и ту же расчетную схему механических связей с одинаковыми значениями всех ее параметров: массы, упругости, силы трения, диаметры и рабочие площади поршневых элементов, габаритный ход* ударника, параметры ударных взаимодействий и т. д. Это условие имеет существенное практическое значение. Поскольку КУМы являются переносными машинами, потребителю важно представлять,

*Габаритный ход — ход ударника от наковальни до задней крышки цилиндра. Он больше рабочего хода и предусматривает возможность работы машины вертикально вверх без ударов по ней.

какую энергию ударов и ударную мощность выдает, сколько энергоносителя потребляет каждая из трех машин, работающих в одинаковых условиях, имеющих одинаковые ударники, компоновку, массу, габариты и отличающихся только системами воздухораспределения.

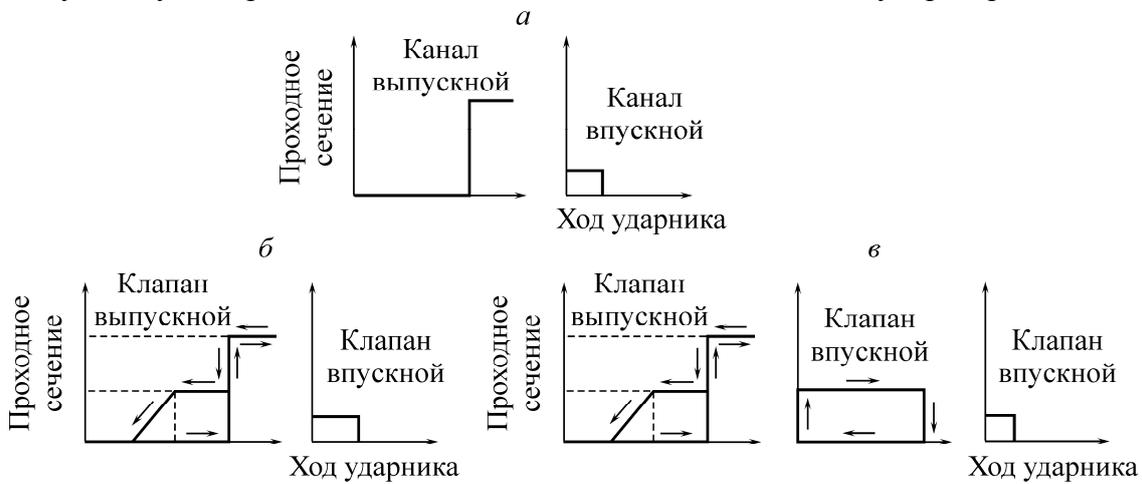


Рис. 2. Характер изменения проходного сечения в каналах для идеализированных вариантов систем управления: а — БК; б — 1К; в — 2К

Чтобы приблизиться к реальности, численные значения параметров механического блока приняты соответствующими эскизному проекту кольцевой ударной машины, рассчитанной на погружение стержней и труб с диаметром до 42 мм. Масса ударника 14 кг. Основные размеры, определяющие силовое воздействие на ударник, показаны на рис. 1а.

Настройка систем управления на эффективную работу ударного узла в рамках указанных ограничений осуществлялась путем варьирования объема управляемой рабочей камеры, координат начала открытия и закрытия управляемых ударником впускных и выпускных каналов, проходным сечением клапанов, их жесткостью и т. д. Дополнительное ограничение наложено на скорость удара — не более 5 м/с, что обусловлено спецификой работы клинового захвата, передающего ударное воздействие на стержень через его боковую поверхность [8, 9]. Сравнительные результаты моделирования идеализированных вариантов представлены на рис. 3 и в табл. 1.

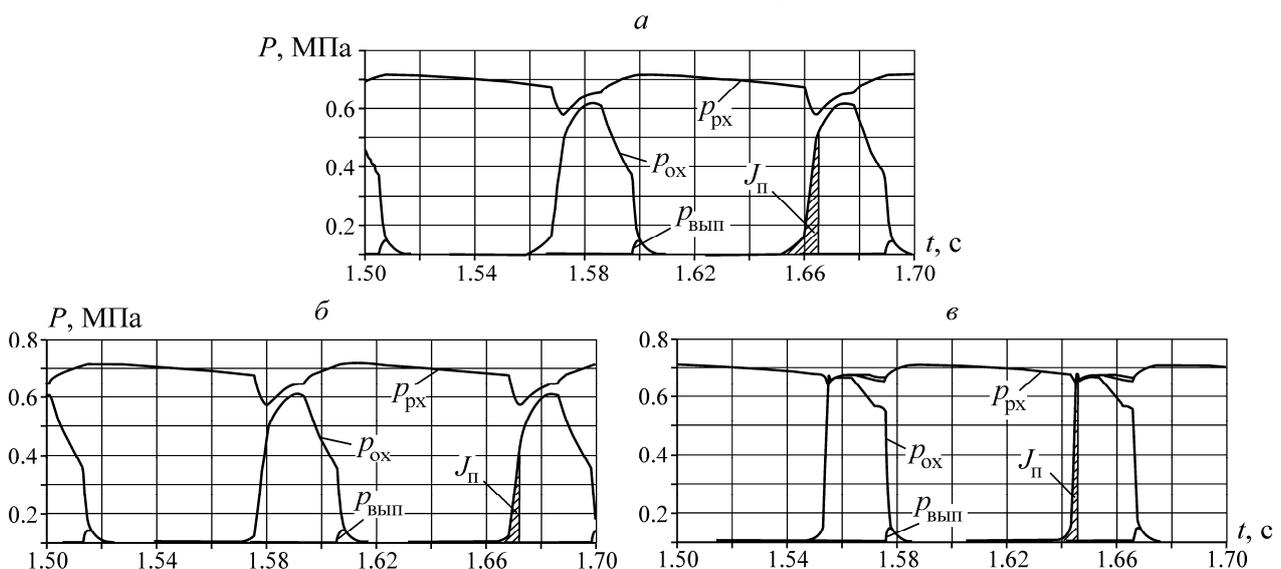


Рис. 3. Расчетные осциллограммы изменения давления в рабочих камерах ударного узла при системах воздухораспределения: а — БК; б — 1К; в — 2К

ТАБЛИЦА 1. Энергетические показатели ударных узлов с клапанными системами воздухораспределения по сравнению с бесклапанной (идеализированные модели), %

Параметр	1К	2К
Энергия удара A	+ 11	+ 14
Ударная мощность W	+ 10	+ 16
Удельное потребление сжатого воздуха q	- 3	- 1

Как видно на осциллограммах, предупредительный импульс противодействия $J_{\text{п}}$ в клапанных системах заметно меньше, чем в БК. При прочих равных условиях это обеспечивает повышение энергии ударов. Форма импульса давления $p_{\text{ох}}$, приближающегося в 2К системе к прямоугольной, способствует более энергичному забросу ударника и соответственно повышению ударной мощности. Вместе с тем представленные в табл. 1 количественные результаты сопоставления энергетических показателей свидетельствуют о том, что в идеализированной постановке и при одинаковых ограничениях на параметры механического блока превосходство клапанных систем управления в сравнении с бесклапанной по энергии удара и ударной мощности не столь существенно — максимум 16 %, а по удельному потреблению энергоносителя их преимущество практически нулевое (≤ 3 %). При этом наибольшая разница в пользу 2К системы по сравнению с 1К по ударной мощности W составляет всего 6 %, а по экономичности q система 1К даже превосходит двухклапанную на символические 2 %. Последнее связано с тем, что давление $p_{\text{ох}}$ (см. рис. 3) в момент перед открытием выпускных окон в 2К системе на 0.2 МПа выше, чем в 1К, т. е. энергия расширения в большей степени, чем в 1К, уходит в выхлоп.

Обенность 2К системы заключается еще и в том, что срабатывание впускного клапана КУК2, зависящее, помимо прочего, от его жесткости и перепада давления между камерами $p_{\text{пит}}$ и $p_{\text{ох}}$, может происходить либо в момент прохождения КУК1 отсечной кромки b (рис. 1) (базовая настройка), либо до этого момента, т. е. с упреждением, либо после — с запаздыванием. Результаты моделирования этих ситуаций представлены в табл. 2 и на рис. 4.

ТАБЛИЦА 2. Отклонение энергетических показателей от значений, соответствующих базовой настройке КУК2, %

Параметр	Смещение точки срабатывания КУК2	
	Упреждение 10 мм	Запаздывание 10 мм
A	- 7	+ 7
W	- 4	+ 4
q	- 11	+ 25

Упреждающая настройка по отношению к базовой на 11 % снижает удельный расход и в меньшей мере уменьшает ударную мощность и энергию ударов. Влияние запаздывания существенно заметней. За счет увеличивающейся продолжительности подачи сжатого воздуха в камеру обратного хода интенсифицируется заброс ударника, незначительно увеличиваются ударная мощность на 4 % и энергия удара на 7 %. Но при этом существенно возрастает удельный расход на 25 %, поскольку за время запаздывания закрытия впускного клапана сжатый воздух из камеры $p_{\text{пит}}$ беспрепятственно выбрасывается в атмосферу. Этот выброс отражается на осциллограмме резким кратковременным провалом давления $p_{\text{пит}}$. Несмотря на кратковременность, такая утечка приводит к заметному снижению экономичности. В целом “плавание” точки срабатывания КУК2 в пределах ± 10 мм может изменить показатель экономичности ударного узла на 38 %. Это свидетельствует о высокой чувствительности системы 2К к настройке и стабильности работы впускного КУК2.

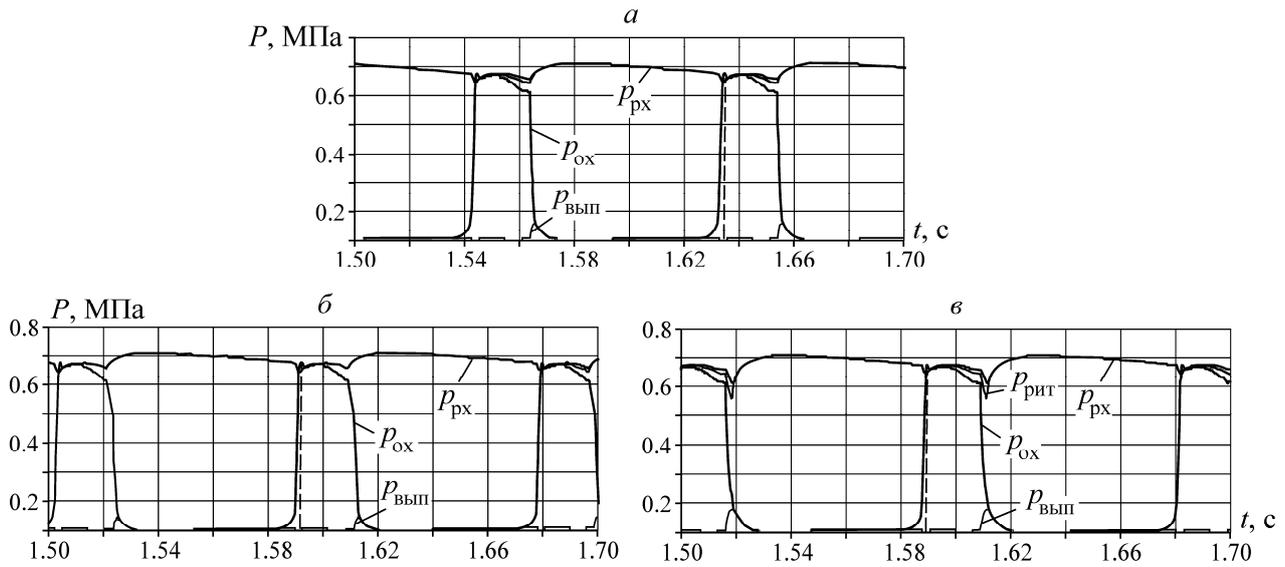


Рис. 4. Расчетные осциллограммы при срабатывании впускного клапана КУК2: а — в базовой точке; б — с опережением (10 мм до базовой точки); в — с запаздыванием (10 мм за базовой точкой)

С переходом к более полным моделям (в отличие от рассмотренных идеализированных назовем их реалистичными) включаются еще два фактора. Первый — это не мгновенное переключение проходных сечений каналов управления, т. е. на стыках фаз рабочего цикла ломаные линии диаграмм на рис. 2 могут обретать локальное сглаживание углов. Для питающих каналов, управляемых ударником, характер такого сглаживания обусловлен особенностями геометрии впускных окон, а для впускного КУК2 изменение проходного сечения между состояниями “открыто” и “закрыто” определяется уравнением движения клапана.

Второй фактор — наличие протечек через зазоры в подвижных сопряжениях. Расчет выполнялся при минимальных и максимальных допустимых значениях зазоров в пределах посадки $H9/f9$, а также для случая износа. Условно принято, что состояние “износ” соответствует удвоенным значениям максимально допустимых зазоров. Протечка через закрытый КУК вводилась в модель на основе данных, полученных прямыми измерениями расхода через клапан на экспериментальном стенде [10] с использованием расходомера VA 400 + DS300 (CS Instruments). Испытывался КУК, управляющий выпуском из рабочей камеры в атмосферу. Давление в камере поддерживалось на уровне 0.4 МПа, что соответствует средней зоне диапазона возможного изменения рабочего давления в камере обратного хода при перемещении ударника от удара до начала выхлопа. Опытным путем установлено, что при перепаде 0.4 МПа общая протечка, приходящаяся на 1 мм наружной уплотняющей окружности КУК с рациональным профилем, составляет не более 0.1 л/мин. Это значение и закладывалось в расчет, поскольку с увеличением перепада давления герметичность КУК возрастает.

Степень влияния первого фактора показала сопоставимость результатов, полученных на реалистичных моделях при нулевых зазорах, с результатами соответствующих идеализированных моделей. Оказалось, что в пределах каждой системы управления эти результаты практически идентичны. Расхождения имели предел 1.5%. Это означает, что при оценке энергетических показателей пневмоударного узла скрупулезное описание характера локальных изменений проходных сечений, связанных с очертанием начальных участков окон впускных и выпускных каналов, не обязательно.

В отличие от первого, влияние второго фактора существенно. В наибольшей степени учет протечек отражается на удельном расходе q . Результаты расчетов представлены в табл. 3.

ТАБЛИЦА 3. Отличие энергетических параметров, полученных на реалистичных моделях, от соответствующих идеализированных, %

Параметр	БК			1К			2К		
	min	max	износ	min	max	износ	min	max	износ
A	-4	-22	-43	-1	-1,5	-2	-0.5	-0.7	-1.5
W	-	-18	-38	-1	-3	-4	-0.3	-0.8	-2.5
q	+29	+106	+291	+15	+41	+84	+14	+45	+77

Видно, что потери в БК системе в 2 раза выше, чем в 1К и 2К. Основной причиной такого значительного превышения является то, что помимо неуплотняемого сопряжения ударник – трубка (рис. 1) в БК системе имеется аналогичное неуплотняемое сопряжение ударник – корпус, выполненное на большом диаметре, тогда как в 1К и 2К системах герметизацию зазора в этой паре при обратном ходе ударника обеспечивает выпускной КУК1.

Интересна реакция разных систем управления на изменение зазоров от минимального до максимального в пределах допуска, а также до условного износа. В табл. 4 приведен прирост параметров относительно значений, соответствующих минимальным зазорам. Из этих данных видно, что БК система по сравнению с клапанными более чувствительна к изменению зазоров. При их увеличении от min до max в пределах допуска на изготовление сопрягаемых деталей ее удельный расход увеличивается на 60 %, тогда как в 1К и 2К системах — на 23 и 27 % соответственно. При зазорах, соответствующих состоянию “износ”, удельный расход БК системы возрастает вдвое, тогда как в клапанных — не более 60 %. Важно отметить, что наблюдаемое по мере износа заметное увеличение расхода в клапанных системах не сопровождается значимым падением энергии удара и ударной мощности (не более 3 %), тогда как в БК системе снижение этих параметров составляет 37 и 33 % соответственно. Данные табл. 4 соответствуют одинаковой для всех сопоставляемых устройств пропускной способности воздушного тракта питания неуправляемой рабочей камеры $p_{рх}$.

ТАБЛИЦА 4. Изменение энергетических параметров при увеличении зазоров протечек от min до max и до состояния “износ”, %

Параметр	БК		1К		2К	
	max	износ	max	износ	max	износ
A	-18	-37	-0,5	-1	-0,2	-1
W	-14	-33	-2	-3	-0.5	-2
q	+60	+202	+23	+60	+27	+55

ВЫВОДЫ

Полученные результаты показывают:

— если сопоставить энергетические показатели трех пневмоударных узлов одной компоновки с одинаковыми по массе и посадочным диаметрам ударниками, с одинаковым габаритным ходом, но с разными (БК, 1К, 2К) системами воздухораспределения, то при отсутствии протечек в сопряжениях деталей, ограничивающих рабочие камеры, значительного различия в их энергетических показателях не обнаружится. По мере перехода от БК системы к 1К и 2К проявляется тенденция к нарастанию энергии ударов и ударной мощности. Однако диапазон улучшения невелик: 10 % для 1К системы и 15 % для 2К, а по удельному расходу энергоносителя эффект практически нулевой;

— достоинства клапанных систем по сравнению с БК системой значимо проявляются только в условиях наличия протечек через зазоры в сопряжениях деталей, ограничивающих рабочие камеры пневмоударного узла. С увеличением зазоров положительный эффект от замены БК системы на клапанную возрастает;

— в клапанных системах рост протечек увеличивает лишь расход сжатого воздуха, тогда как в БК системе помимо существенного роста расхода значительно снижаются и энергия удара и ударная мощность;

— основное улучшение клапанных систем относительно БК системы обеспечивает переход от БК к 1К системе (в состоянии “износ” 89% по удельному расходу и 36% по энергии удара). Эффект от введения второго КУК (т. е. переход от 1К к 2К) существенно меньше (соответственно 3 и 0%). Однако следует учитывать, что это справедливо лишь для заданных условий расчетного эксперимента. Например, когда условия эксплуатации машины жестко ограничивают ее габариты и не позволяют развить объем рабочей камеры $p_{оx}$, удельные энергетические показатели машин с БК или 1К системой управления будут хуже, чем у варианта с 2К системой.

Результаты компьютерного моделирования использованы при создании модифицированной кольцевой ударной машины КУМ 42-1К (масса ударника 14.2 кг, ударная мощность 1.74 кВт). Машина обеспечивает погружение стержней и труб с диаметром от 16 до 42 мм, что удовлетворяет потребности технологий сооружения полей заземления, нагельного укрепления грунта и инъектирования. По сравнению с ранее созданной и наиболее близкой по ударной мощности машиной ПУМ-65 удельный расход удалось снизить на 40%, а удельную массу машины уменьшить на 27%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Богинский В. П.** Исследование и создание пневмоударной машины для погружения в грунт металлических стержней малой продольной жесткости: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Новосибирск, 1979.
2. **Сырямин Ю. Н.** Исследование и создание пневмоударной машины со сквозным осевым каналом для погружения в грунт стержневых элементов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Новосибирск, 1983.
3. **Смоляницкий Б. Н.** Кольцевые пневмоударные машины // Пневмопробойники. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 1990.
4. **Сырямин Ю. Н.** К выбору оптимальных параметров кольцевого пневмоударного механизма // ФТПРПИ. — 1983. — № 2.
5. **Петреев А. М., Богинский В. П.** Исследование динамики бесклапанного пневмоударного механизма с одной рабочей камерой // Горные машины. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 1980.
6. **Гаун В. А.** Разработка и исследование погружных пневмоударников с повышенной энергией удара // Повышение эффективности пневмоударных буровых машин. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 1987.
7. **Петреев А. М., Воронцов Д. С., Примычкин А. Ю.** Кольцевой упругий клапан в пневмоударных машинах // ФТПРПИ. — 2010. — № 4.
8. **Сырямин Ю. Н., Смоляницкий Б. Н., Богинский В. П.** К выбору геометрии клинового зажимного механизма // ФТПРПИ. — 1982. — № 3.
9. **Смоляницкий Б. Н.** К выбору параметров зажимных механизмов // Пневмопробойники. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 1990.
10. **Петреев А. М., Примычкин А. Ю.** Особенности работы кольцевого упругого клапана прямоугольного сечения в системе воздухораспределения пневмоударных машин // Междунар. науч. конф. “Интерэкспо Гео-Сибирь 2013”. Т. 3. Недропользование. Горное дело. Новые направления и технологии поиска, разведки и разработки полезных ископаемых. Геоэкология. — Новосибирск, 2013.

Поступила в редакцию 11/III 2015