



**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА
С ТРЕМЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ КАМЕРАМИ**

Ю. В. Ваняг^{1,2}

¹*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

²*Новосибирский государственный технический университет,*

E-mail: yuliya.vanag@corp.nstu.ru, пр. К. Маркса 20, г. Новосибирск 630073, Россия

Рассмотрены вопросы сохранения производительности пневматических ударных устройств при уменьшении их массогабаритных размеров для выполнения строительных работ в условиях ограниченного технологического пространства. Приведены результаты расчета динамики двух вариантов ударных устройств — с двумя и тремя пневматическими камерами. Показано, что при одинаковых радиальных размерах и пороговой энергии ударов рассматриваемых устройств резервом повышения ударной мощности является увеличение частоты ударов за счет роста числа пневматических камер.

Ограниченное технологическое пространство, управляема камера, пневматический механизм ударного действия, частота ударов, энергия ударов

**EXPERIMENTAL STUDY OF PNEUMOPERCUSSION MECHANISM
WITH THREE PNEUMATIC CHAMBERS**

Yu. V. Vanag

¹*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

²*Novosibirsk State Technical University, E-mail: yuliya.vanag@corp.nstu.ru,
pr. K. Marksa 20, Novosibirsk 630073, Russia*

The problems of preserving the performance of pneumopercussion devices while reducing their weight and dimensions for carrying out construction works in a confined space are considered. The results of calculating the dynamics of two variants of percussive devices with two and three pneumatic chambers are presented. It is shown that with the same radial dimensions and threshold impact energy of devices under study, the reserve of increasing the impact power is increasing the impact frequency due to multiple pneumatic chambers.

Confined space, controllable chamber, pneumatic impact mechanism, impact frequency, impact energy

Функционирование горных, нефте- и газодобывающих предприятий неразрывно связано с возведением и реконструкцией промышленных и гражданских объектов различного назначения, транспортных магистралей и коммуникаций, что требует проведения комплекса специальных строительных работ. В перечень таких работ входят бестраншейная прокладка подземных каналов, укрепление откосов котлованов и насыпей, сооружение подпорных стенок и экранов, формирование набивных свай под фундаменты зданий, опор мостов, эстакад, линий электропередач. При этом широкое распространение получили технологии, основанные на проходке горизонтальных и вертикальных скважин, погружении ударным способом в грунт металлических профилей [1].

Значительная часть строительных работ, связанных с погружением металлических элементов в грунт в сложившейся части городской застройки, проводится в стесненных условиях или условиях ограниченного технологического пространства [2]. К ним относятся труднодоступные места строительной площадки, выполнение работ в непосредственной близости к существующим зданиям и сооружениям, а также в их подвальных помещениях, где применение грузоподъемных средств затруднено или невозможно. При выборе оборудования для реализации таких работ предпочтение отдается российским или зарубежным пневмоударным машинам, например, пневмопобойникам Grundomat, ИП4605, СО144 или пневмомолотам “Тайфун” [3–5].

Известны конструкции кольцевых погружных пневмоударников с двумя и тремя пневматическими камерами в системе воздухораспределения [6, 7]. Они отличаются наличием в конструкции сквозного осевого канала, который вместе с внутренней трубой двойной бурильной колонны образует выхлопной тракт, являющийся одновременно и пневмотранспортной магистралью для выноса частиц разрушенной породы и полезного ископаемого. Кольцевые пневмоударники с тремя пневматическими камерами успешно используются для забивки и извлечения стержневых элементов в грунт [8]. Они имеют радиальный подвод сжатого воздуха и сквозной осевой канал для размещения погружаемого элемента, а также оснащены зажимным механизмом, через который осуществляется передача удара стержневому элементу через его боковую поверхность (неторцевое соударение).

Обязательным условием для перемещения погружаемого элемента в грунтовом массиве является достижение применяемыми машинами необходимого порогового значения энергии удара E [9]. Если этого не происходит, то возникает отказ из-за невозможности разрушения внутренних связей между частицами грунта и преодоления сил лобового и бокового сопротивления. При ограниченных массогабаритных параметрах ударных устройств сохранение ударной мощности P осуществляется за счет повышения частоты ударов f [10] при снижении энергии ударов и перемещения за удар [8]:

$$P = E \cdot f. \quad (1)$$

В настоящее время ввиду надежности наибольшее распространение получили машины с бесклапанной системой воздухораспределения и двумя пневматическими камерами [11, 12]: управляемой E (камера обратного хода — КОХ) и неуправляемой (камера прямого хода — КПХ), особенность которых состоит в том, что впуск и выхлоп сжатого воздуха происходит из управляемой камеры E в камеру атмосферного давления $Ж$ с выпускным каналом $И$. Такую схему имеют, например, пневмопобойники (рис. 1).

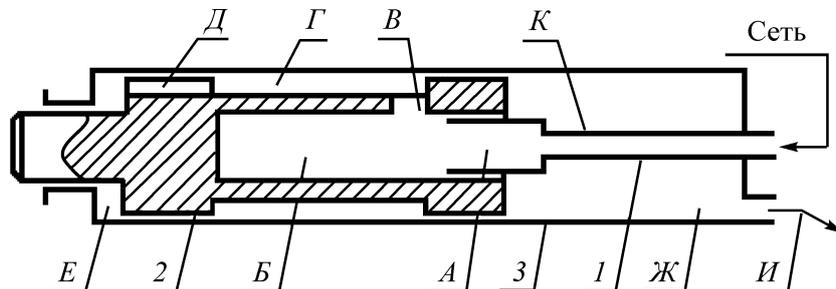


Рис. 1. Бесклапанный пневматический ударный механизм: 1 — трубка; 2 — ударник; 3 — корпус; А, В, Д, И — каналы; Б — камера прямого хода; Е — камера обратного хода; Ж — камера атмосферного давления; Г, К — выточки

Анализ зависимостей основных параметров показывает, что повышение частоты удара f в схеме пневмоударного механизма происходит за счет уменьшения времени рабочего цикла T

$$f = \frac{1}{T}. \quad (2)$$

Время цикла T складывается из времени прямого t_1 и обратного t_2 хода ударника

$$T = t_1 + t_2. \quad (3)$$

Из выражения (3) следует, что для сокращения времени рабочего цикла необходимо уменьшить время движения ударника при его обратном забросе. Снижение времени разгона на прямом ходу возможно при увеличении предупредной скорости $v_{уд}$ за счет увеличения площади сечения ударника, находящейся под давлением на рабочем ходу. В свою очередь, уменьшение времени движения ударника при его обратном забросе обеспечивается за счет воздушного буфера, создающего противодействие со стороны камеры прямого хода, что также связано с площадью сечения, находящегося под давлением, и в рамках схемы с одной управляемой камерой недостижимо.

При этом уравнение движения ударника имеет вид [8]:

$$\frac{dE}{dx} - p_1 S_1 + p_2 S_2 - mg \sin \Theta = 0, \quad (4)$$

где E — кинетическая энергия ударника; x — перемещение ударника; m — масса ударника; g — ускорение силы тяжести ударника; p_1, p_2 — избыточные давления воздуха соответственно в передней (КОХ) и задней (КПХ) рабочих камерах пневмопробойника S_1, S_2 — рабочие площади ударника соответственно со стороны передней и задней рабочих камер пневмопробойника; Θ — угол наклона пневмопробойника к горизонту.

Из выражения (4) следует, что при пороговом значении энергии удара на движение ударника в прямом и обратном направлении существенное влияние оказывает соотношение площадей прямого S_2 и обратного S_1 хода, которое в пневмопробойниках принимает значение от 0.4 до 0.69 [8, 12]. Следовательно для увеличения частоты ударов при сохранении радиальных размеров ударного устройства в его конструкцию необходимо ввести дополнительную управляемую камеру рабочего хода.

Конструктивная реализация такой системы воздухораспределения показана на рис. 2 [11]. Сжатый воздух из сети по каналу A в трубке 1 постоянно поступает в камеру B (КПХ1), расположенную в ударнике 2 , откуда в зависимости от его положения по впускному каналу B , по проточкам $Д$ и $Г$ поступает в управляемую камеру E (КОХ) или частично при совмещении впускных каналов $Ж$ и $И$ в кольцевую камеру K пневматического буфера (КПХ2) в корпусе 3 . Выхлоп сжатого воздуха из камер E и K осуществляется попеременно через выпускной канал $Л$. Изменение конструкции устройства возможно без увеличения в ней количества деталей, что предполагает его эксплуатационную надежность. При этом в конструкции сохраняется осевой подвод сжатого воздуха — канал A , а выхлоп из управляемых камер становится радиальным по каналу $Л$.

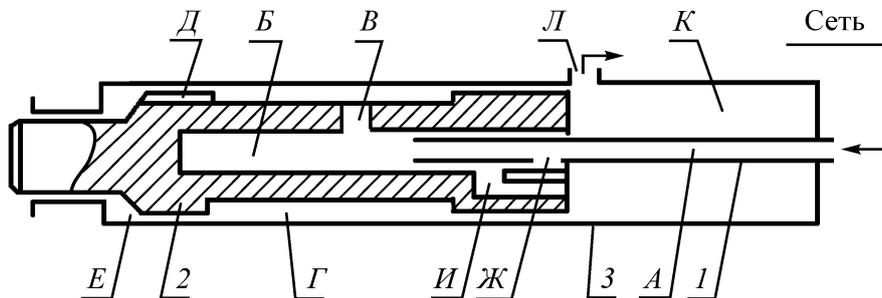


Рис. 2. Бесклапанный пневматический ударный механизм: 1 — трубка; 2 — ударник; 3 — корпус; $A, B, И, Ж, Л$; B — камеры прямого хода; E — камера обратного хода; K — кольцевая камера пневматического буфера; $Д, Г$ — проточки

На прямом ходу под давлением сжатого воздуха будет находиться все сечение ударника, это позволит уменьшить время прямого и обратного хода и соответственно время рабочего цикла согласно выражению

$$\frac{dE}{dx} - p_1 S_1 + p_2 S_2 + p_3 S_3 - mg \sin \Theta = 0, \quad (5)$$

где p_3 и S_3 — избыточное давление воздуха и кольцевая рабочая площадь ударника со стороны задней рабочей камеры (КПХ2).

Данная схема (рис. 2) положена в основу разработки исследуемого пневматического механизма ударного действия для выполнения работ в условиях ограниченного технологического пространства.

Целью математического моделирования является расчет технических характеристик обоих вариантов ударных механизмов (рис. 1, 2), дающий возможность сравнить перспективность применения схем ударных устройств для забивания труб в грунт в условиях ограниченного технологического пространства. Исходные данные для моделирования: масса ударника $m = 4.4$ кг; коэффициент расхода $\mu = 1$; коэффициент восстановления скорости удара $k_b = 0$; температура воздуха $T = 300$ °К; площади камер, м²: $S_1 = 28.27 \cdot 10^{-4}$, $S_2 = 25.44 \cdot 10^{-4}$, $S_3 = 2.83 \cdot 10^{-4}$, $S_m = 2 \cdot 10^{-4}$; объемы камер, м³: $V_1 = 1.0 \cdot 10^{-3}$, $V_2 = 2.5 \cdot 10^{-3}$, $V_3 = 0.5 \cdot 10^{-3}$, $V_4 = 2.4 \cdot 10^{-3}$; суммарные площади каналов управления впуском и выхлопом $S_{12} = S_{24} = S_{атм1} = S_{атм3} = 3.25 \cdot 10^{-5}$ м².

С учетом общепринятых допущений рабочий процесс пневмоударной машины описывался системой уравнений [13], отражающих изменение движения ударника, давления и температуры в i -камере сжатого воздуха. Численное решение уравнений осуществлялось в Mathcad.

При выводе уравнений динамики, которые определяют термодинамические процессы в камерах сжатого воздуха, сделаны допущения, обычно применяемые при расчете пневматических систем [14]:

- технические характеристики воздухопроводящих дросселей являются совершенными и их расходы приняты равными единице;
- перемещение корпуса пневмопробойника под действием единичного ударного импульса мало по сравнению с величиной рабочего хода ударника и им можно пренебречь;
- перетечки воздуха через зазоры между ударником и корпусом, ударником и патрубком не учитываются;
- выравнивание параметров воздуха в рабочих камерах происходит мгновенно;
- теплообмен между воздухом, ударником, корпусом и окружающей средой (грунтом) в течение цикла не учитывается в виду его незначительности;
- изменение скорости ударника и корпуса при их соударении происходит мгновенно.

Обобщенные расчетные схемы ударных устройств, показаны на рис. 3, где 1, 2, 3 — рабочие камеры объемами V_1 , V_2 , V_3 соответственно, из которых камеры 1 и 3 — управляемые. Неуправляемая камера 2 постоянно сообщена с магистралью 4 сжатого воздуха. Обратный ход ударник совершает под действием разности сил, возникающих от давлений воздуха на торцы ударника со стороны камер КОХ — V_1 и КПХ — V_2 , рабочий ход происходит под действием суммы сил от давления воздуха в камерах V_1 , V_2 , V_3 . За счет этого может достигаться увеличение ударной мощности.

Для достижения одинакового значения скорости ударника изменялась длина впуска в КОХ. По результатам моделирования получены диаграммы давлений в камерах рассматриваемых конструкций пневмоударников (рис. 4), результаты численного эксперимента представлены в таблице. Анализ диаграмм давлений показывает, что в устройстве с тремя пневматическими камерами более интенсивному разгону ударника вперед, увеличению его скорости и сокращению времени цикла способствует воздушная подушка сжатого воздуха в кольцевой камере прямого хода ударника.

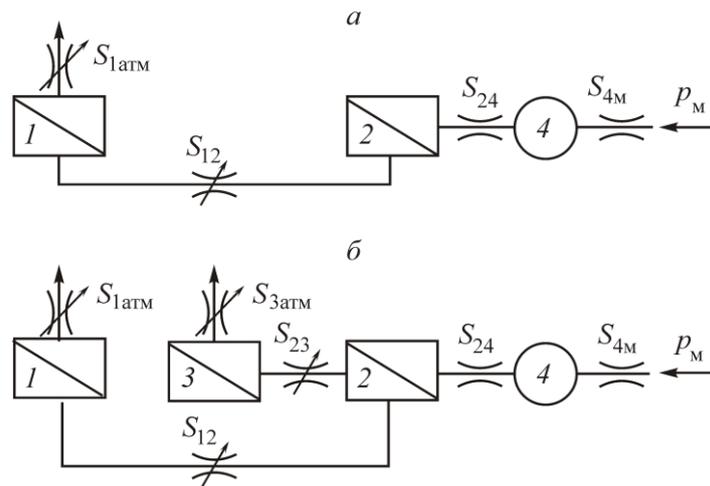


Рис. 3. Расчетная схема механизма с двумя (а) и тремя (б) пневматическими камерами: 1 — камера обратного хода; 2 — камера прямого хода; 3 — дополнительная камера прямого хода; 4 — магистраль сжатого воздуха; S_{ij} , $S_{i\text{атм}}$ — каналы управления; атм — атмосфера; p_M — давление в магистрали

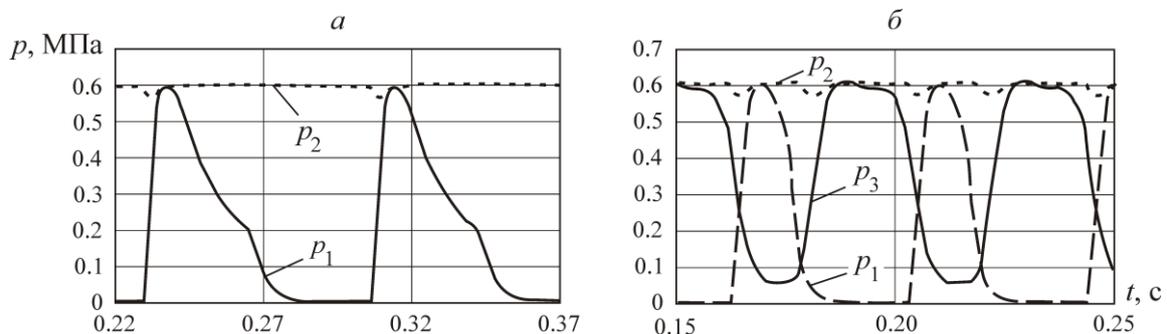


Рис. 4. Расчетные диаграммы давления в камерах пневматических устройств с двумя – 2К (а) и тремя – 3К (б) пневматическими камерами; p_1 , p_2 , p_3 — давление в КОХ, КПХ и кольцевой КПХ2

Энергетические показатели ударных устройств с бесклапанной системой воздухораспределения

Техническая характеристика	Значения характеристик машин	
	2К	3К
Соотношение площадей камер прямого и обратного хода S_1/S_2	0.5	1
Длина рабочего хода H , м	0.067	0.037
Частота ударов f , Гц	13.0	24.8
Энергия удара E , Дж	48	48
Удельный расход сжатого воздуха q , $\text{м}^3/\text{Дж}$	$6.5 \cdot 10^{-5}$	$6.7 \cdot 10^{-5}$

Результаты моделирования показывают, что при одинаковой энергии ударов в устройстве с двумя пневматическими камерами длина рабочего хода ударника в 1.8 раза больше и, как следствие, частота ударов — в 1.8 раз меньше по сравнению с устройством с тремя пневматическими камерами. Результаты эксперимента свидетельствуют о том, что увеличение числа

пневматических камер, позволяет увеличить среднюю скорость движения ударника, что необходимо при разработке устройства для выполнения работ в условиях ограниченного технологического пространства.

ВЫВОДЫ

Установлено, что при сохранении порогового значения энергии удара частота ударов в устройстве с тремя пневматическими камерами в 1.8 раза выше, чем в устройстве с двумя камерами. Применение третьей камеры позволяет уменьшить длину и общую массу устройства за счет уменьшения рабочего хода ударника в 1.8 раза при сохранении одинакового диаметра корпуса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Tishchenko I. V. and Chervov V. V.** Influence of energy parameters of shock pulse generator on the pipe penetration velocity in soil, *Journal of Mining Science*, 2014, vol. 50, no. 3. pp. 491–500. [**Тищенко И. В., Червов В. В.** Влияние энергетических параметров генераторов ударных импульсов на амплитуду и скорость внедрения трубы в грунт // ФТПРПИ. — 2014. — № 3. — С. 75–86.]
2. **Sedov D. S.** Straitened factors of development in towns in the constrained conditions, *Bulletin of the Moscow State University of Civil Engineering Bulletin MGSU*, 2010, no. 4. pp. 171–174. [**Седов Д. С.** Факторы стесненности в условиях плотной городской застройки // Вестник МГСУ. — 2010. — № 4. — С. 171–174.]
3. **Rybakov A. P.** Fundamentals of trenchless technologies (theory and practice), Moscow, Stroyizdat, 2006, 304 pp. [**Рыбаков А. П.** Основы бестраншейных технологий (теория и практика). — М.: Стройиздат, 2006. — 304 с.]
4. **Kuhn G., Scheuble L., and Schlick H.** Closed laying of impassable pipelines, Moscow, Stroyizdat, 1993, 168 pp. [**Кюн Г., Шойбле Л., Шлик Х.** Закрытая прокладка непроходных трубопроводов / Пер. с нем. Е. Ш. Фельдмана. — М.: Стройиздат, 1993. — 169 с.]
5. **Chervov V. V.** Application extension of pneumatic hammers with variable structure of percussion power, *Interexpo GEO-Siberia*, 2019, vol. 2, no. 5. pp. 103–111. [**Червов В. В.** Расширение области применения пневмомолотов с переменной структурой ударной мощности // Интерэкспо Гео-Сибирь. — 2019. — Т. 2. — № 5. — С. 103–111.]
6. **Zhao Z., Meng Y., Li, Y., Shi X., and Xiang C.** Effects of Working Angle on Pneumatic Down-the-hole Hammer Drilling, *Rock Mech. Rock Eng.* 2015, 48(5), pp. 2141–2155.
7. **Petreev A. M. and Primychkin A. Y.** Influence of air distribution system on energy efficiency of pneumatic percussion unit of circular impact machine, *Journal of Mining Science*, 2015, vol. 51, no. 3, pp. 562–567. [**Петреев А. М., Примычкин А. Ю.** Влияние типа системы воздухораспределения на энергетические показатели пневмоударного узла кольцевой ударной машины // ФТПРПИ. — 2015. — № 3. — С. 117–123.]
8. **Gurkov K. S., Klimashko V. V., Kostylev A. D. et al.** Pneumatic drills, Novosibirsk, IGD SB AS USSR, 1990? 218 pp. [**Гурков К. С., Климашко В. В., Костылев А. Д. и др.** Пневмопробойники. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1990. — 218 с.]
9. **Chervov V. V. and Smolyanitskii B. N.** Increase in productivity of pneumatic impact devices for trenchless underground pipeline laing, *Journal of Mining Science*, 2004. vol. 40, no. 2. pp. 165–172. [**Червов В. В., Смоляницкий Б. Н.** Повышение производительности пневмоударных устройств для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций // ФТПРПИ. — 2004. — № 2. — С. 58–65.]
10. **Smolyanitsky B. N., Tishchenko I. V., Chervov V. V. al et.** Sources for productivity gain in vibro-impact driving of steel elements in soil in special construction technologies, *Journal Mining Science*, 2008, vol. 44, no. 5. pp. 490–496. [**Смоляницкий Б. Н., Тищенко И. В., Червов В. В., Гилета В. П.,**

Ванаг Ю. В. Резервы повышения производительности виброударного погружения в грунт стальных элементов в технологиях специальных строительных работ // ФТПРПИ. — 2008. — № 5. — С. 72–80.]

11. **Abramenkov D. E., Abramenkov E. A., Kirillov F. F., and Kutumov A. A.** Sliding cylinders of pneumatic mechanisms of impact machines: throttling, fluidic, without spool-type, valveless, combined, Tomsk, Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering Publishing House, 2008, 435 pp. [**Абраменков Д. Э., Абраменков Э. А., Кириллов Ф. Ф., Кутумов А. А.** Штоковые пневматические механизмы машин ударного действия: дроссельные, струйные, беззолотниковые, бесклапанные, комбинированные. — Томск: Изд-во ТГАСУ, 2008. — 435 с.]
12. **Klimashko V. V. and Vasiliev G. G.** Express calculation of machines for submerging of pipes, Impulse-forming machine for mining and construction works, Novosibirsk, IGD SB AS USSR, 1990, pp. 11–24. [**Климашко В. В., Васильев Г. Г.** Экспресс расчет машин для забивания труб // Импульсные машины для горного и строительного производства: сб. науч. трудов. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1990. — С. 11–24.]
13. **Vanag Yu. V. and Gileta V. P.** The choice of parameters of pneumatic impact machines for driving wells in cramped conditions, Fundamental problems of the formation of the technogenic geoenvironment, 2009, pp. 230–235. [**Ванаг Ю. В., Гилета В. П.** Выбор параметров пневмоударных машин для проходки скважин в стесненных условиях // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды: труды конф. с участием иностр. ученых. — 2009. — С. 230–235.]
14. **Hertz E. V., and Kreinin G. V.** Calculation of pneumatic drives, Moscow, Mechanical Engineering, 1975, 272 pp. [**Герц Е. В., Крейнин Г. В.** Расчет пневмоприводов. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.]