

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УСИЛИЯ ПОДАЧИ ПЕРЕНОСНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПЕРФОРАТОРОВ С ПОМОЩЬЮ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА БУРОВОЙ ШТАНГИ

Доброборский Б.С.¹, Овчаров А.А.¹

¹ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский Государственный архитектурно-строительный университет», Санкт-Петербург, Россия (190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д.4), e-mail: rector@spbgasu.ru

Исследование посвящено проблеме несоответствия конструкций современных переносных пневматических перфораторов требованиям оптимальных условий бурения шпуров. Проблема несоответствия состоит в том, что для бурения шпуров переносными пневматическими перфораторами с максимальной скоростью необходимо усилие подачи порядка 1400 Н, что существующими конструкциями перфораторов не обеспечивается. Целью работы являлось определение возможности использования энергии обратного хода поршня-ударника перфоратора для создания усилия подачи и разработка конструкции подающего устройства. Проведенный теоретический анализ работы перфоратора показал, что энергия, затрачиваемая на усилие подачи, составляет лишь 0.3 % относительно энергии, затрачиваемой на поворот буровой штанги. Это позволило разработать встроенный подающий механизм перфоратора, движение которого производится с помощью червячной передачи. В разработанной конструкции в качестве червяка используется поворотная букса перфоратора, на наружной поверхности которой нанесена соответствующая резьба. В работе приведено описание конструкции перфоратора с механизмом подачи.

Ключевые слова: ручной, переносный, пневматический, перфоратор, подачик, подающее, устройство

ENSURING OPTIMUM FEED FORCE PORTABLE PNEUMATIC PERFORATORS THROUGH THE MECHANISM OF ROTATION OF THE DRILL ROD

Dobroborskiy B.S.¹, Ovcharov A.A.¹

¹Saint-Petersburg state university of architecture and civil engineering, Saint-Petersburg, Russia (190005, Saint-Petersburg, street 2-d Krasnoarmeiskaya, 4), e-mail: rector@spbgasu.ru

Research is devoted to the problem of inconsistencies designs modern portable pneumatic perforators requirements of optimal conditions hole drilling. Inconsistency problem is that for drilling portable pneumatic perforators with a maximum speed necessary to force feed about 1400 N that existing designs perforators not created. The purpose was to identify opportunities for energy return stroke-drummer of perforator to create a feed force, and the design feeder. The theoretical analysis of perforator showed that the energy expended on feed force is only 0.3% with respect to the energy expended on the rotation of the drill rod. It is possible to develop a built-in feeder perforator, the movement of which is produced by a worm gear. In the proposed design as used rotary screw bushing of perforator, on the outer surface of which is applied the appropriate thread. The paper describes the design of perforator with the feeder.

Keywords: manual, portable, pneumatic, perforator, feeder

Переносные пневматические перфораторы представляют собой машины, осуществляющие бурение шпуров глубиной до 4-х метров для буровзрывных работ.

При своей работе поршнем-ударником перфоратора при прямом ходе производятся удары по хвостовику буровой штанги, а при обратном – поворот буровой штанги на некоторый угол.

На рис. 1. показана типовая конструкция переносного пневматического перфоратора.

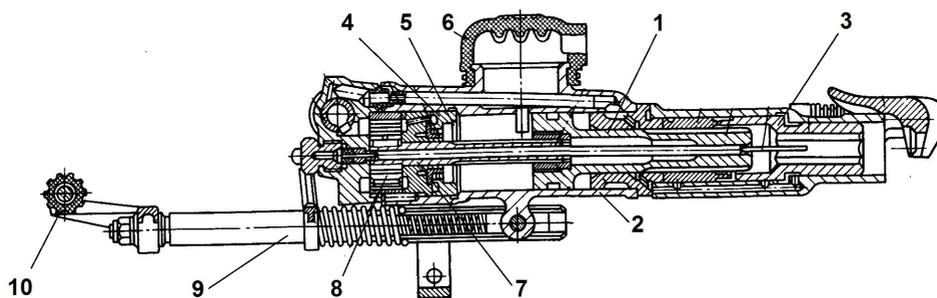


Рис. 1. Типовая конструкция переносного пневматического перфоратора

Перфоратор работает следующим образом;

Поршень-ударник 1 под действием сжатого воздуха, попеременно посту пающего с одной или с другой его стороны, совершает возвратно-поступательные движения в цилиндре 2. В конце рабочего хода поршень-ударник на носит удар по торцу хвостовика буровой штанги, вставленной в поворотную буксу 3 перфоратора. При холостом ходе с помощью поворотного механизма поршень-ударник и сопряженная с ним поворотная букса вместе с буровой штангой поворачиваются на некоторый угол.

Изменение направления сжатого воздуха в перфораторе производится автоматически с помощью золотника 5, помещенного в золотниковой коробке 4. При каждом рабочем и холостом ходе происходит выхлоп отрабо танного сжатого воздуха через выхлопное окно в цилиндре в камеру глушителя 6, а затем из камеры глушителя через соответствующий выхлопной паз глушителя в атмосферу.

Работа поворотного механизма заключается в следующем.

В головку поршня-ударника ввернута направляющая гайка, имеющая внутренние продольные геликоидальные пазы. В эту гайку входит храповой стержень 7, снабженный наружными геликоидальными пазами.

Головка храпового стержня, помещенная в храповой буксе 8 с внутренними зубцами, снабжена подпружиненными собачками.

При рабочем ходе поршня-ударника храповой стержень, сопряженный геликоидальными пазами с направляющей гайкой поршня-ударника, поворачивается на некоторый угол; при холостом ходе поршня-ударника собачки, упираясь в зубцы храповой буксы, препятствуют вращению храпового стержня, вследствие чего поворачивается сам поршень-ударник с поворотной буксой и буровой штангой.

В табл. 1 представлены основные параметры переносных пневматических перфораторов [3].

Таблица 1

Основные параметры переносных пневматических перфораторов

Наименование параметров	Ед. измер	Численное значение параметров для различных перфораторов			
		ППЗ6В2	ПП54В2	ПП54ВБ2	ПП63В2
Номинальное рабочее давление сжатого воздуха	МПа (кгс/см ²)	0,5 (5)			
Энергия удара	Дж (кгм)	36 (3,6)	54 (5,4)		63 (6,3)
Частота ударов	с ⁻¹ (уд/мин)	38 (2300)			30 (1800)
Крутящий момент	Н·м(кгм)	20 (2,0)	29 (2,9)		27 (2,7)
Расход воздуха	м ³ /мин	3,3	4,5		4,0

Масса	кг	24	31	32
-------	----	----	----	----

Как видно из табл. 1, перфораторы в основном различаются по массе, энергии удара и крутящим моментам.

Здесь необходимо отметить, в приведенном перечне технических параметров отсутствует оптимальное усилие подачи, которое непосредственно влияет на скорость бурения и, соответственно, производительность перфоратора.

Отсутствие этого параметра объясняется тем, что, в соответствии с существующей теорией, работы пневматических перфораторов принимается, что при своей работе корпус перфоратора неподвижен.

Однако корпус перфоратора при работе совершает непрерывные колебательные движения за счет реактивных сил: при рабочем ходе поршня-ударника корпус перфоратора и закрепленная на нем буровая штанга движется в противоположную сторону. Поэтому в момент удара поршня-ударника по буровой штанге наконечник последней не имеет контакта с разрушаемой породой, и энергия удара не передается совсем либо частично. При обратном ходе поршня-ударника корпус движется вперед вместе с буровой штангой.

Таким образом, при прямом ходе поршня-ударника и нанесении им удара по буровой штанге последняя может не иметь контакта с разрушаемой породой, и энергия удара растрачивается вхолостую.

Для обеспечения контакта наконечника буровой штанги с породой в момент удара необходимо преодоление реактивной силы.

На рис. 2 показан график зависимости скорости бурения v от усилия подачи Q [1, 2, 4].

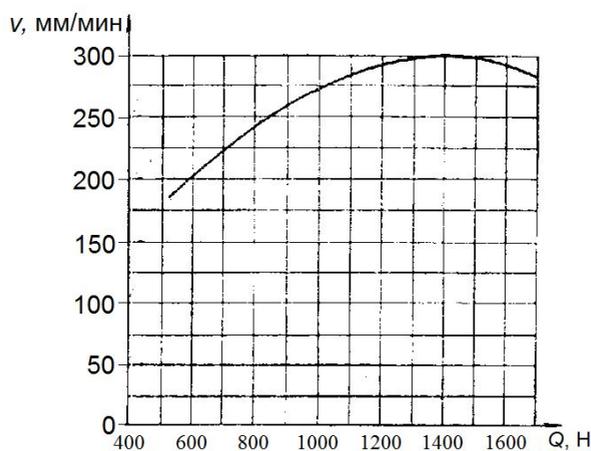


Рис. 2. Зависимость скорости бурения v от усилия подачи Q .

Как видно из рис. 2, максимальная скорость бурения достигается при усиллии подачи порядка 1400 Н.

Для решения этой проблемы при бурении горизонтальных и наклонных шпуров применяются пневматические поддержки [4]. Но они обеспечивают усилие в большинстве случаев

лишь до 700 Н. При бурении вертикально вниз усилие подачи обеспечивается силой тяжести перфоратора с буровой штангой – до 340 Н. Остальное усилие до 1000 Н должно обеспечиваться физической силой бурильщика, что практически невозможно [5].

Целью настоящей работы является теоретический анализ и разработка легкого подающего устройства, для работы которого используется энергия поворота буровой штанги.

Как видно из табл. 1, крутящий момент, создаваемый поворотным механизмом перфораторов, составляет от 20 до 30 Н·м.

Как видно из графика на рис. 2, при усилии подачи $Q = 1400$ Н и скорости бурения $v = 300$ мм/мин, время бурения t шпура глубиной $l = 1$ м. составит:

$$t = \frac{l}{v} = \frac{1000}{300} = 3.33 \text{ мин.} \quad (1)$$

Энергия, затрачиваемая при этом на перемещение перфоратора, составит:

$$W = Q \cdot l = 1400 \cdot 1 = 1400 \text{ Н·м} = 1400 \text{ Дж} \quad (2)$$

При числе ударов перфоратора $n = 2400$ 1/мин и энергии удара $w = 55$ Дж для бурения одного погонного метра шпура будет затрачена энергия W_{Σ} :

$$W_{\Sigma} = w \cdot n \cdot t = 55 \cdot 2400 \cdot 3.33 = 440000 \text{ Дж.} \quad (3)$$

Поскольку поршень-ударник перфоратора совершает возвратно-поступательные движения, можно считать, что энергия, затрачиваемая им на рабочий ход, равна энергии обратного хода.

Отсюда доля энергии k , затрачиваемой на перемещение перфоратора W по отношению к энергии, затрачиваемой на обратный ход, при котором происходит поворот буровой штанги, составит:

$$k = \frac{W}{W_{\Sigma}} = \frac{1400}{440000} = 0.003 = 0.3\% \quad (4)$$

При этом в результате каждого удара шпур углубляется на величину l_1 :

$$l_1 = \frac{v}{n} = \frac{300}{2400} = 0.123 \text{ мм} \quad (5)$$

Отсюда следует:

- 1) Использование энергии обратного хода поршня-ударника на обеспечение усилия подачи перфоратора практически не повлияет на его работу.
- 2) При каждом обратном ходе поршня-ударника перфоратор передвигается на весьма незначительную величину – 0.123 мм.

Это означает, что для обеспечения необходимого усилия подачи подающего устройства – порядка 1000 Н и преобразования вращательного движения поворотной буксы перфоратора в поступательное необходимо использовать передачу с большим передаточным отношением.

Для решения этого технического вопроса авторами был разработан перфоратор с червячным подающим устройством, привод которого осуществляется с помощью механизма поворота буровой штанги, а нормированное усилие подачи – с помощью пружины, а также предохранительной и обгонной муфт.

Общий вид перфоратора представлен на рис. 3.

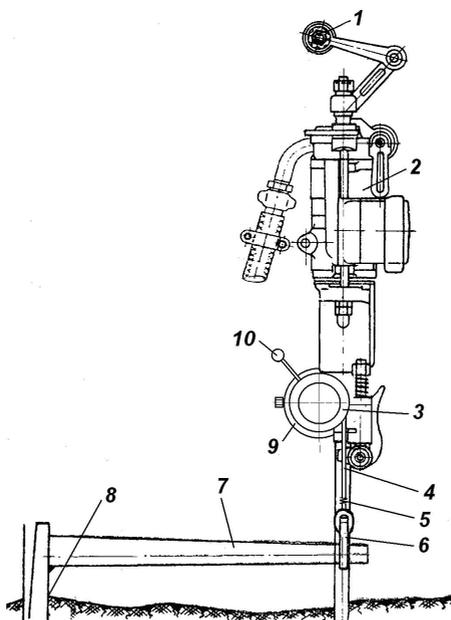


Рис. 3. Перфоратор пневматический переносный с червячным подающим устройством

Перфоратор пневматический переносный с червячным подающим устройством состоит из виброгасящей рукоятки 1, перфоратора 2, барабана 3, троса 4, демпфирующей пружины 5, крюка 6, анкера 7, вставленного в шпур 8, червячного подающего устройства 9 и ручки натяжения троса 10.

На рис. 4 показана конструкция червячного подающего устройства.

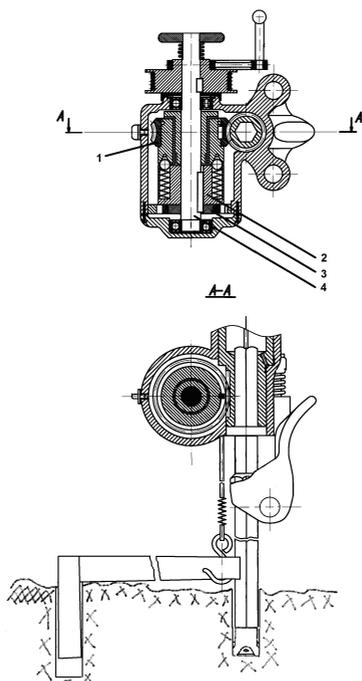


Рис. 4. Механизм червячного подающего устройства

Механизм червячного подающего устройства содержит червячную передачу 1, состоящую из червячного колеса и червяка, выполненного на наружном диаметре буксы поворотной перфоратора, муфту предохранительную кулачковую 2, муфту обгонную 3, сопряженную с помощью вала 4 с барабаном.

Работа перфоратора заключается в следующем.

До начала бурения с использованием червячного подающего устройства бурильщик вручную бурит шпур глубиной 8 глубиной до 300 мм, в который он вставляет анкер 7.

Затем перфоратор устанавливается на место бурения следующего шпура, крюк троса 4 зацепляется за анкер 7 и путем вращения ручки 10 трос натягивается.

После этого включается перфоратор и начинается процесс бурения.

При вращении буксы поворотной перфоратора приходит во вращение червячное колесо, который передает крутящий момент на предохранительную муфту 2 и обгонную муфту 3, в свою очередь, передающую крутящий момент с помощью вала 4 на барабан, который, в свою очередь, производит натяжение троса, заклинивание анкера и тем самым создает необходимое усилие подачи перфоратора.

Предохранительная муфта 2 обеспечивает ограничение усилия подачи, а обгонная муфта 3 обеспечивает включение или отключение подающего механизма.

Масса червячного подающего устройства составляет около 3-х кг. Однако его установка на более легкий перфоратор, суммарная масса которого становится равной массе более тяжелого перфоратора, обеспечивает значительно большую скорость бурения (до 2-х раз), чем тяжелый перфоратор без подающего устройства.

Таким образом, в результате анализа работы механизма переносного пневматического перфоратора определен новый путь решения проблемы механизации усилия подачи и тем самым

повышения скорости бурения и уменьшения вибрации его рукояток – использование в качестве источника энергии устройства поворота буровой штанги.

Список литературы

1. Алимов О.Д. Расчет динамического внедрения инструмента в обрабатываемую среду / О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, В. Э. Е. Еремьянц, Ю. В. Невенчатый. – Фрунзе.: «Илим», 1980. – 44 с.
2. Волков С.А. Строительные машины / С.А. Волков, С.А. Евтюков. – СПб.: ДНК, 2008. – 704 с.
3. ГОСТ Р 51246-99 Перфораторы пневматические переносные. Технические требования и методы испытаний. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 12 с.
4. Кусницын Г.И. Пневматические ручные машины. Справочник / Г.И. Кусницын. и др. – Л.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
5. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда (Руководство Р.2.2.2006-5) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kadrovik.ru/docs/rukovodstvo.2.2.2006-05.htm>.

Рецензенты:

Максимов С.Е., д.т.н., профессор, генеральный директор «Научно-производственной компании «НТМТ», Ленинградская обл., г. Гатчина.

Ушаков А.И., д.т.н., профессор, директор ООО «Научно-производственный Информационно-консультационный центр». г. Санкт-Петербург.