

УДК 622.233.65

ГИДРАВЛИКАЛЫК ПЕРФОРАТОРДУ АЛДЫН-АЛА СЫНООЛОРУНУН НАТЫЙЖАЛАРЫ

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПЕРФОРАТОРА ГП 250

THE RESULTS OF PRELIMINARY TESTS OF THE HYDRAULIC ROCK DRILL

М. Ураимов

M. Uraimov

Макалада чакан диаметрдеги бургу көзөнөктөрдү уруп-буруп ыкма менен бургулоо үчүн гидравликалык перфоратордун алгачкы сыноолорунун натыйжалары берилген. Уруучу механизмдин ырааттуу иштешин жана бургулоочу аспапты айландыруу механизмдин жана бир энергия булагынан иштөөнү караган схеманын негизинде гидравликалык перфоратордун эксперименталдык үлгүсү иштелип чыккан. Перфораторду алдын-ала сыноолор анын конструкциясын жакшыртуунун резервдерин аныктоо жана анда ишке ашырылган долбоордук чечимдерди талдоо максатында жүргүзүлдү. Сыноо процессинде анын мүмкүнчүлүктөрүн мүнөздөгөн айрым параметрлерди өлчөө жүргүзүлдү. Атап айтканда, бургулоо тилкесинин бурчтук ылдамдыгынын чоңдугу жана перфоратордун соккуларынын жыштыгы аныкталды, ошондой эле анын ишиндеги жоготуулардын көлөмүн алдын ала баалоо жүргүзүлдү. Жүргүзүлгөн сыноолордун натыйжаларын талдоонун негизинде, берилген перфоратордун дизайны бургу көзөнөктөрдү бургулоо үчүн тажрыйбалуу перфоратордун үлгүсүн иштеп чыгуу үчүн негиз катары каралышы мүмкүн деген тыянак чыгарылды.

В статье представлены результаты предварительных испытаний гидравлического перфоратора для бурения шпуров малого диаметра ударно-поворотным способом. Экспериментальный образец гидравлического перфоратора был разработан на основе схемы, предусматривающей последовательную работу ударного механизма и механизма поворота бурового инструмента и работающих от одного источника энергии. Предварительные испытания перфоратора проводились с целью выявления резервов улучшения его конструкции и анализа, реализованных в конструктивных решениях. В процессе испытаний проводились измерения некоторых параметров, характеризующих его возможности. В частности, определены величина угловой скорости буровой штанги и частоты ударов перфоратора, а также выполнена предварительная оценка объемных потерь при его работе. На основе анализа результатов проведенных испытаний

сделан вывод о том, что конструкция данного перфоратора может рассматриваться как базовая для разработки опытного образца перфоратора для бурения шпуров.

The article presents the results of preliminary tests of a hydraulic perforator for drilling small-diameter holes using a percussive rotary method. An experimental sample of a hydraulic perforator was developed on the basis of a scheme that provides for the sequential operation of the percussion mechanism and the mechanism for turning the drilling tool and operating from a single energy source. Preliminary tests of the perforator were carried out in order to identify reserves for improving its design and analysis of the design solutions implemented in it. In the process of testing, measurements of some parameters characterizing its capabilities were carried out. In particular, the value of the angular velocity of the drill rod and the frequency of impacts of the perforator were determined, and a preliminary estimate of the volume losses during its operation was also made. Based on the analysis of the results of the tests, it was concluded that the design of this perforator can be considered as the basic one for the development of a prototype perforator for drilling holes.

Түйүндүү сөздөр: гидравликалык перфоратор, сокку-буруу менен бургулоо, бургулоочу аспап.

Ключевые слова: гидравлический перфоратор, ударно-поворотное бурение, буровой инструмент.

Keywords: hydraulic drilling machine, shock-turn drilling, drilling tool.

В Институте машиноведения и автоматики НАН КР был разработан и изготовлен экспериментальный образец гидравлического перфоратора для бурения шпуров ударно-поворотным и ударно-вращательным способом типа ГП 250. Перфоратор был разработан на основе оригинальной схемы [2], которая в настоящее время не используется в практике создания бурильных машин. Особенностью данной конструкции перфоратора является то, что ударный механизм и механизм поворота буровой штанги приводятся в движение от одного источника питания. При этом, в отличие от известных конструкций пневматических перфораторов, в данном случае для поворота буровой штанги не используется геликоидальный механизм.

Цель предварительных испытаний образца гидравлического перфоратора заключается в установлении его работоспособности и предварительной оценки величин основных параметров работы перфоратора. На основе полученных в результате испытаний данных предполагается выявить резервы совершенствования разработанной

конструкции и сделать выводы о перспективности выбранного направления в создании бурильных машин.

Известно [1], что основными параметрами, характеризующими возможности перфоратора, как и всех бурильных механизмов с гидравлическим приводом, являются энергия и частота ударов, уровень давления и потребляемый расход жидкости, угловая скорость штанги и величина крутящего момента.

На данном этапе исследований для предварительной оценки возможностей перфоратора была использована методика измерения параметров, не требующих использования точной аппаратуры. Для этой цели из перечисленных выше параметров на данном этапе исследований предусматривалось экспериментальное определение расхода и давления жидкости в напорной магистрали и угловой скорости штанги. Измерение этих параметров, на наш взгляд, дает ответ на поставленные выше задачи.

Общий вид экспериментальной установки представлен на рисунке 1. Она состоит из маслостанции с электрическим приводом, направляющей рамы, на которой с возможностью осевого перемещения размещён гидравлический перфоратор. В передней части направляющей рамы установлен гранитный блок, на поверхность которого упирается буровая штанга с трехлезвийной буровой коронкой диаметром 32 мм. Перемещение перфоратора в сторону гранитного блока и подача бурового инструмента осуществляется пневмоцилиндром, расположенным в задней части рамы.

Маслостанция состоит из бака цилиндрической формы с рабочей жидкостью, на верхней части которого установлен электрический двигатель мощностью 5 кВт и угловой скоростью ведущего вала 1500 об/мин. Подачу жидкости осуществляет шестерённый насос типа НШ 32. На верхней части маслобака смонтирован также трехпозиционный распределитель потока жидкости с встроенным перепускным клапаном. Распределитель соединён с перфоратором двумя рукавами высокого давления, по которым осуществляется подвод рабочей жидкости в перфоратор и отвод.



Рисунок 1 — Общий вид испытательного стенда гидравлического перфоратора

Схема измерения перечисленных выше параметров представлена на рисунке 2. В соответствии с принятой методикой расход жидкости измерялся для трёх возможных случаев, которые характеризуют возможности маслостанции, а также перфоратора:

1. Измерение расхода жидкости при работе перфоратора.
2. Измерение расхода жидкости через рабочие камеры перфоратора при заблокированном положении его подвижных деталей.
3. Измерение расхода жидкости, обеспечиваемой маслостанцией при работе без нагрузки.

Измерения перечисленных параметров осуществлялись манометром, установленным на напорной магистрали, и счётчиком жидкости, который в зависимости от цели был установлен на одной из двух магистралей.

Для измерения подачи жидкости без нагрузки счетчик жидкости был установлен на напорной магистрали за сетевым распределителем. В остальных двух случаях счетчик жидкости устанавливается на сливной магистрали, между выходом перфоратора и баком гидросистемы.

Одним из основных параметров перфоратора является величина угла поворота буровой штанги между ударами. Для оценки влияния угла поворота штанги на выходные параметры перфоратора

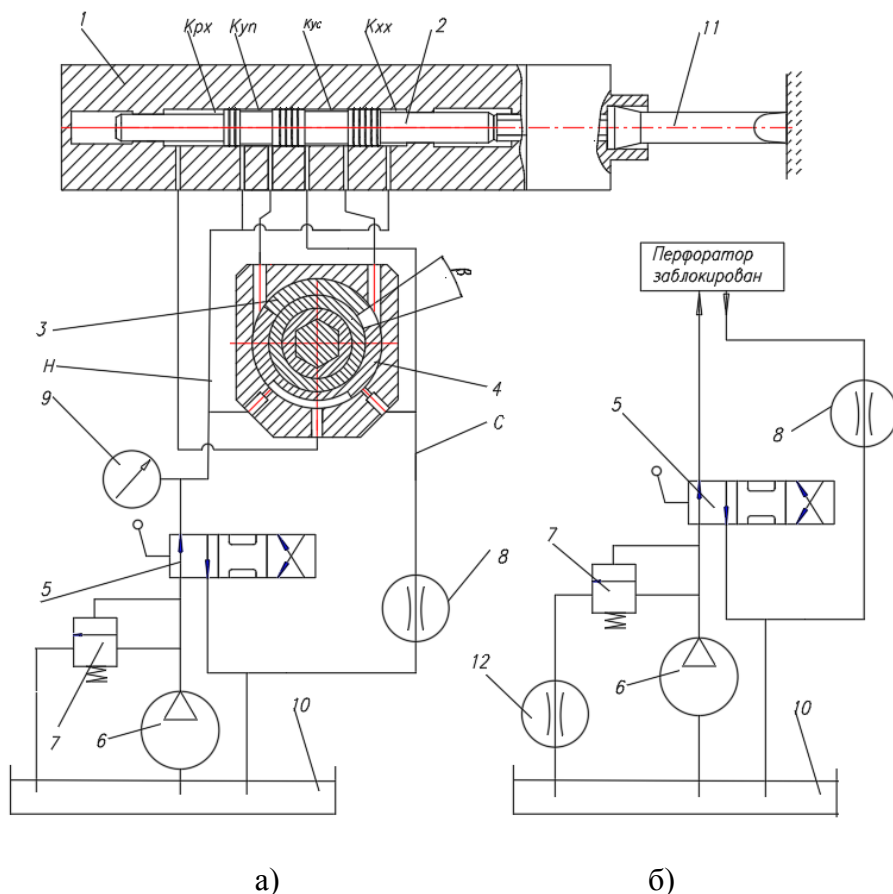


Рисунок 2 – Гидрокинематическая схема стенда с перфоратором. Схема измерения подачи жидкости при подключении маслостанции к перфоратору и при работе маслостанции (а), без нагрузки (б)

испытания были проведены с двумя вариантами поворотной втулки механизма поворота перфоратора, обеспечивающего угол поворота буровой штанги, равный 17 и 32 градусам.

Следует отметить, при данных значениях угла поворота в течение одного рабочего цикла обеспечивается поворот штанги на 1,5

и 3 шага зубчатого колеса храпового механизма. При этом передача крутящего момента от поворотной втулки к ротору осуществляется поочередным включением 2 из 4 кулачков храпового механизма.

При данных величинах угла поворота поворотной втулки действительные значения угла поворота штанги составляют соответственно 15,88 и 31,76.

Угловая скорость штанги определялась визуальным измерением частоты вращения за единицу времени, что, учитывая ее относительно не высокую угловую скорость, определяется достаточно точно. При известном значении угловой скорости штанги по очевидной расчетной зависимости

$$n_y = \frac{360}{\beta} \cdot n_{sht}, \quad (1)$$

где n_y – частота ударов перфоратора,

n_{sht} – число оборотов штанги,

β – угол поворота штанги между ударами, была определена частота ударов перфоратора.

Результаты измерения расхода жидкости в указанных линиях, угловой скорости буровой штанги и давления жидкости в напорной магистрали представлены в таблице 1.

Данные, представленные в таблице, характеризуют работу испытуемого перфоратора. При этом данные, полученные непосредственно путем измерения, выделены жирным шрифтом. Величина других параметров, представленных в таблице, получена на основе расчетных зависимостей.

На основе полученных экспериментальных данных и используя известные расчетные зависимости, можно получить дополнительную информацию, характеризующую работу перфоратора. В частности, расчетное значение расхода жидкости при известных значениях рабочих камер ударного механизма и механизма поворота можно определить по зависимости:

$$Q_s = \frac{V_{rk} + 2V_{pv}}{T}, \quad (2)$$

где V_{rk} – объем рабочих камер ударного механизма,
 V_{pv} – объем рабочих камер механизма поворота,
 T – длительность одного рабочего цикла перфоратора.

Величина внутренних перетечек жидкости определена как разность измеренной величины подачи и расчетного значения расхода перфоратором. При известных значениях расходов жидкости значение объемного КПД определяется по известной зависимости. Результаты выполненных расчетов представлены в таблице 2.

Таблица 1 – Результаты измерения параметров работы перфоратора

Угол поворота штанги между ударами β , град	Измеренный расход жидкости Q_0 , л/мин	Давление жидкости в напорной линии P_s , МПа	Угловая скорость штанги n_{sht} , об/мин	Частота ударов ν , 1/мин
31,76	39	5,0	59	670
			63	719
15,88	32,42	7,5	57,25	1297
	31,07		56,41	1278

Таблица 2 – Результаты расчетов объемных потерь при работе перфоратора

Угол поворота штанги между ударами, град, β	Расчетное значение, Q_s , л/мин	Внутренние перетечки жидкости перфоратора, л/мин, $dQ=Q_0-Q_s$	Объемный КПД перфоратора, $\eta=Q_s/Q_0$
31,76	16,04	22,93	0,4120
	17,13	21,78	0,439
15,88	25,28	7,14	0,78
	24,9	6,17	0,801

Представляет интерес анализ параметров работы перфоратора при его заблокированном состоянии. С этой целью поршень-ударник был заблокирован в крайнем переднем положении. При этом вся подача жидкости, обеспечиваемая маслостанцией, может протекать только через зазоры в сопряжениях перфоратора, что позволит дать оценку объемных потерь мощности в одном из положений поршня-ударника. Схема измерения расхода жидкости в данном положении

перфоратора представлена на рисунке 2б. Для измерения расхода жидкости, перетекающей через камеры перфоратора, на сливной магистрали установлен счетчик жидкости 8.

При заблокированном положении перфоратора возможна также перетечка жидкости через перепускной клапан. С целью определения перетечек жидкости через перепускной клапан 7 на выходе из распределителя установлен еще один счетчик жидкости 12. Давление жидкости определяется по показаниям манометра на напорной магистрали.

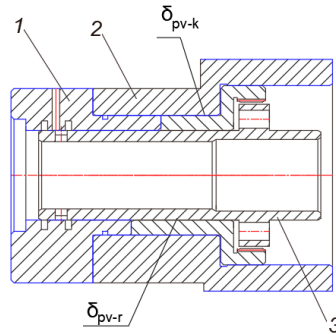
При подаче жидкости в данном положении перфоратора жидкость, подаваемая из напорной магистрали, поступает в сливную магистраль только по зазорам в сопряжениях между деталями ударного механизма и механизма поворота бурового инструмента. Другими словами, этот расход представляет собой величину внутренних перетечек перфоратора.

Данный эксперимент, как и предыдущий, был проведен с использованием двух вариантов поворотной втулки. Как было отмечено выше, эти детали отличаются по величине угла поворота. Но в данном случае величина этого параметра не оказывает существенного влияния на величину внутренних перетечек и на данном этапе испытаний не учитывается.

Кинематическая схема механизма поворота штанги представлена на рисунке 3, на котором показаны зазоры в сопряжениях, по которым происходит перетечка жидкости. Величина зазоров и соответствующие им значения перетечек жидкости представлены в таблице 3.

Следует отметить, величина зазоров в других сопряжениях перфоратора не представлена, так как для обоих вариантов поворотной втулки она не изменялась и для сравнительного анализа не оказывает влияния.

Таким образом, основываясь на полученных в результате испытаний данных и на основе их анализа, можно сделать некоторые выводы и рекомендации по совершенствованию конструкции.



1 — корпус, 2 — поворотная втулка, 3 — ротор;
 δ_{pv-k} - зазор между внешней поверхностью поворотной втулки и корпусом, δ_{pv-r} - зазор между внутренней поверхностью поворотной втулки и ротором.

Рисунок 3 — Схема механизма поворота перфоратора

Таблица 3 — Результаты измерения перетечек жидкости через зазоры в сопряжениях перфоратора

Угол поворота штанги между ударами, град	Перетечки жидкости, л/мин		Давление жидкости в напорной линии, МПа	Зазоры между подвижными деталями	
	Внутренние перетечки по зазорам перфоратора	По перепускному клапану		δ_{pv-k}	δ_{pv-r}
31,76	29,0	0	7,5	0,08	0,08
15,88	15,2	0	10,0	0,05-0,06	0,05-0,06

1. На основе данных, представленных в таблице 3, можно отметить, что при увеличении зазора между подвижными деталями механизма поворота с 0,05 — 0,06 мм до 0,08 мм внутренние перетечки жидкости через эти зазоры увеличиваются почти в два раза. При этом величина развиваемого давления в напорной линии при зазоре в сопряжениях, равном 0,08 мм, меньше значительно, чем при зазоре 0,05 — 0,06 мм.
2. Работоспособность перфоратора не зависит от величины угла поворота буровой штанги. Следовательно, на основе данной схемы можно создавать перфораторы с углом поворота между ударами большим, чем рекомендуются для ударно-

- поворотного способа бурения и близкими к ударно-вращательному способу бурения.
3. Обращает внимание разница между показателями перфоратора, полученными при разных значениях угла поворота буровой штанги. Следует отметить, что разница по частоте ударов вполне объяснима, так как увеличение угла поворота штанги сопровождается увеличением объема рабочих камер механизма поворота. Вследствие этого для получения достаточно большого значения давления жидкости и, следовательно, большей частоты ударов необходимо увеличить подачи жидкости от маслостанции.
 4. Разработанная конструкция работоспособна и может быть рассмотрена как основа для разработки и создания промышленного образца бурильной машины для бурения шпуров как ударно-поворотным, так и ударно-вращательным способом.

Литература

1. Басов С. А. Основные показатели гидравлических вращательно-ударных механизмов бурильных машин. – Фрунзе: Илим, 1986. – 124 с.
2. Ураимов М., Квитко С. И. Гидравлический перфоратор. Патент КР № 2142, С1, кл. E21B 6/03, приоритет 25.04.2018.