

рубежом. / А.Д. Башкатов, М.И. Фазлулин, Е.Н. Дрягалин. – М.: ВИЭМС, 1985.

2. Башкатов А.Д. Современное состояние и тенденции развития методов и технических средств сооружения гидрогеологических скважин. / А.Д. Башкатов. – М.: ВИЭМС, 1998.

3. Башкатов А.Д. Предупреждение пескования скважин. – М.: Недра, 1991.

4. Башкатов А.Д. Сооружение высокодебитных скважин. – М.: Недра, 1992.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПРОМЫВОЧНЫХ ЖИДКОСТЕЙ НА РАБОТУ ОПОР ЦЕПНЫХ ДОЛОТ

А.Н. Давиденко, А.А. Игнатов, П.П. Полищук, Национальный горный университет, Украина

Приведены краткие сведения по конструкции цепных дисковых долот. Показана перспективность их применения. Описаны некоторые результаты экспериментальных исследований влияния промывочных жидкостей на работу опор цепных долот.

Введение. К главным недостаткам шарошечных долот можно отнести ограниченный срок службы опор. По этой причине почти все долота преждевременно поднимаются из скважины в связи с износом опорных подшипников. Этот недостаток сведен к минимуму в конструкции дисковых долот, которые характеризуются следующим: диаметры опор шарошек долота в 2 – 3 раза больше, чем в существующих стандартизованных конструкциях; диски имеют большую площадь контактной поверхности с забоем в результате сдвига осей относительно центра скважины, которая предопределяет повышение удельной нагрузки на породоразрушающие элементы и механической скорости бурения; благодаря полусферической форме забоя практически исключается вибрация долот, что соответственно уменьшает износ их опор; диски долот вращаются вокруг своей оси с частотой, которая в несколько раз меньше частоты вращения шарошек обычных долот, и потому опоры дисковых долот изнашиваются медленнее, чем опоры серийных конструкций инструмента [1].

Исходя из выше сказанного, целесообразным представляется поиск путей совершенствования конструкций дисковых долот в направлении увеличения срока службы последних на забое, и, прежде всего, за счет повышения ресурса работы их вооруженности.

Важно отметить, что эффективность работы долот, как шарошечных, так и дисковых зависит не только от типа их опоры, состояния оснащения породоразрушающими элементами, но и от условий промывки скважины, непосредственно влияющих на режим работы подшипникового узла – его охлаждение и смазку.

Цель работы. Исследования влияния смазочных добавок, вводимых в состав промывочных жидкостей, на работу опор цепных дисковых долот.

Основной материал. В Национальном горном университете разработан целый ряд конструкций цепных дисковых долот [2], отличительной особенностью которых является значительное увеличение площади рабочих элементов, за счет введения в состав конструкции зубчатых цепей, которые выполняют функцию разрушения забоя скважины.

На рис. 1 приведена общая схема бурового цепного дискового долота [3], где 1 – лапы, 2 – зубчатые диски, 3 – звездочки, смонтированные на главной оси 4 и вспомогательной оси 5. Зубчатые диски 2 и звездочки 3 закреплены неподвижно в лапах 1 с помощью двухрядных подшипников качения 6 и замковых втулок 7. Цепи 8 оснащены зубками 9 и кинематически связаны с зубчатыми дисками 2 и звездочками 3. Звездочки и зубчатые диски имеют возможность вращения.

При вторжении долота в горную породу цепи 8, на внешней поверхности которых размещены зубки 9 и зубчатые диски 2 разрушают массив. Цепи и зубчатые диски, а в результате кинематической связи и звездочки, вращаются под воздействием сил реакции забоя скважины.

Перекрытие забоя скважины в одной плоскости, увеличение контактной площади рабочих элементов, отличие диаметров звездочек положительно влияют на механизм разрушения

горной породы и создают условия для реализации одного из самых эффективных его видов, а именно скалывания. Этот механизм связан с возникновением значительных знакопеременных напряжений обусловленных наличием моментов пар сил между двумя подвижными цепями.

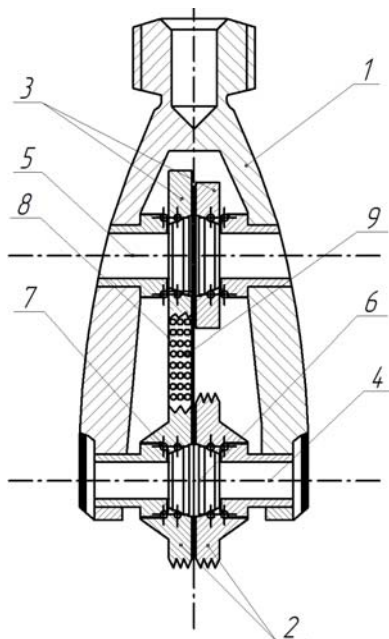


Рис. 1. Общая схема дискового цепного долота

Породоразрушающие элементы долота очищаются и охлаждаются в результате непосредственной подачи промывочной жидкости на цепь через специальные каналы, которые могут оснащаться насадками, способствующими значительному повышению энергии струи промывочной жидкости.

Охлаждение и смазка подшипниковых узлов в рассматриваемой и подобных конструкциях приобретают первоначальное значение, так как безотказность работы долот во многом определяется состоянием опоры дисков и звездочек.

Хорошо известно, что целью увеличения несущей способности подшипника при малых скоростях, или улучшения их динамических свойств и охлаждения, в технике прибегают к смазке под давлением, которое обусловлено гидродинамическим эффектом, и режим смазки рассматривают как гидродинамический. В качестве смазки можно с успехом использовать как жидкости, так и газы. Расчет гидростатических подшипников в этом случае состоит в определении распределения давлений, обусловленных либо заданным дебитом, либо известным давлением смазки [4].

Если пренебречь влиянием инерционных сил на движение в слое смазки, то дифференциальное уравнение для давлений запишется в виде

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P_1}{\partial z} \right) = 0. \quad (1)$$

Для приведенного уравнения принятая система координат является обычно используемой для задач смазки системой. Ось Z является нормальной к поверхностям ; h – толщина смазки и

$$P_1 = P^{1/\chi+1}, \quad (2)$$

где в случае использования газов $\chi = 1$, а в случае использования жидкостей $\chi = \infty$.

Представим P_1 в виде

$$P_1 = \sum f_{1m}(x) f_{2m}(z), \quad (3)$$

что при подстановке (3) в уравнение (1) приводит к следующим обыкновенным дифференциальным уравнениям

$$\begin{cases} \frac{d^2 f_{1m}}{dx^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{df_{1m}}{dx} + \chi_m f_{1m} = 0, \\ \frac{d^2 f_{2m}}{dz^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial h}{\partial z} \frac{df_{2m}}{dz} - \chi_m f_{2m} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где через χ_m обозначена константа разделения.

Обычно $\frac{\partial h}{\partial z} = 0, h(x, z) = Ch_1(x)$. Таким образом, система (4) переписывается в виде

$$\begin{cases} \frac{d^2 f_{1m}}{dx^2} + \frac{3}{h_1(x)} \frac{\partial h_1(x)}{\partial x} \frac{df_{1m}}{dx} + \chi_m f_{1m} = 0, \\ \frac{d^2 f_{2m}}{dz^2} - \chi_m f_{2m} = 0, \end{cases} \quad (5)$$

Выбор $h_1(x)$, допускающий точные решения первого уравнения системы (5), осуществляется при $A > 0; A < 0$ и $\chi_m + A > 0; A < 0$ и $\chi_m + A < 0; A < 0$ и $\chi_m = -A; A = 0; B = C = 0$ и $\frac{1}{4} - \frac{\tilde{N}}{a^2} > 0; A = B = 0$ и $\frac{1}{4} - \frac{\tilde{N}}{a^2} < 0; A = B = 0$ и $C = 0,25; B = C = 0$ и $A > 0; B = C = 0, A < 0$ и $\chi_m + A > 0; B = C = 0, A < 0$ и $\chi_m + A < 0; B = C = 0$ и $\chi_m = -A; A = B = C = 0$ и др. Приведем точное решение первого уравнения системы (5) для условия $A > 0$ [5]

$$\begin{aligned} h_1(x) &= h_{10}(ax+b)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} \exp\left(-\frac{2i\sqrt{A}}{3a}(ax+b)\right) \times \\ &\times \left(C_1 \Phi_k \left(\sqrt{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} + \frac{B_i}{2a\sqrt{A}} + \frac{1}{2}, 2\sqrt{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} + 1; \frac{2l\sqrt{A}}{a}(ax+b) \right) + C_2 \Psi_k(\dots) \right)^{\frac{2}{3}}, \\ f_{1m} &= h_{10}^{\frac{3}{2}} \exp\left(-\frac{i}{a}(ax+b)[\sqrt{\chi_m + A} - \sqrt{A}]\right) \times \\ &\times \left(\tilde{C}_1 \Phi_k \left(\sqrt{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} + \frac{B_i}{2a\sqrt{\chi_m + A}} + \frac{1}{2}, 2\sqrt{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} + 1; \frac{2l\sqrt{\chi_m + A}}{a}(ax+b) \right) + \tilde{C}_2 \Psi_k(\dots) \right) \times \\ &\times \left(C_1 \Phi_k \left(\sqrt{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} + \frac{B_i}{2a\sqrt{A}} + \frac{1}{2}, 2\sqrt{\frac{1-c}{4} - \frac{1}{a^2}} + 1; \frac{2l\sqrt{A}}{a}(ax+b) \right) + C_2 \Psi_k(\dots) \right)^{-1}. \end{aligned} \quad (6)$$

Итак, можно получить удовлетворительную аппроксимацию (5) путем подстановки вместо действительного распределения давлений схематическое, например, линейное распределение – начиная с давления на входе и заканчивая в окружающем пространстве на границе подшипника. В общем случае, однако, необходимо и полезно уметь рассчитывать как можно более точно распределение давления, от которого зависит не только несущая способность подшипника, но и толщина слоя смазки, определяемая дебитом смазки, который зависит от давления. Случай переменной толщины h является интересным в особенности для радиальных подшипников, смазываемых под давлением. При этом если вал эксцентричен по отношению к вкладышу подшипника, то появляется асимметрия распределения давлений вдоль окружности подшипника и в тоже время возникает результирующая давлений, направленная навстречу нагрузке.

В целях максимального приближения к условиям трения, имеющих место в опорах долот, смазочную способность буровых агентов дополнительно исследовали на четырехшариковой машине трения ЧШМ, основным узлом которой является пирамида из трех неподвижных и одного подвижного шара (рис. 2).

Сущность испытаний состоит в следующем. В узел трения заливают исследуемый буровой агент, приводится во вращение шпиндель с закрепленным в нем верхним шаром и нижние шары

прижимаются к верхнему с заданным усилием. Испытания проводили при ступенчатом увеличении нагрузки в течение одной минуты. Величина каждой ступени нагружения 100 Н. В опытах использовали шарики диаметром 8 мм, изготовленные из стали марки 55 СМА.

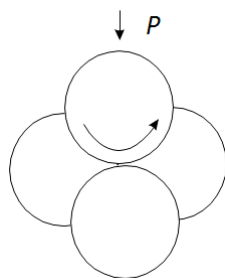


Рис. 2. Испытательный образец для лабораторной четырехшариковой машины трения

Смазочную способность промывочных жидкостей оценивали по предельной разрушающей нагрузке сваривания шариков, степени изнашивания шариков и предельной прочности смазочных пленок, которую определяли из выражения [6]

$$\sigma_{np} = \frac{N_1}{S_1} \quad (7)$$

где N – нормальная составляющая силы P , предшествующая свариванию шариков; S_1 – средняя площадь пятен износа.

$$S_1 = \frac{\pi d_{1cp}^2}{4} \quad (8)$$

$$N_1 = 0,41P_1 \quad (9)$$

где d_{1cp} – средний диаметр пятен износа в опыте, предшествующем свариванию шариков; P_1 – нагрузка на верхний шар.

Следовательно,

$$\sigma_{np} = \frac{4 \cdot 0,41P_1}{\pi d_{1cp}^2} = \frac{52,5P_1}{d_{1cp}^2}, \quad (10)$$

В табл. 1 приведены результаты лабораторных исследований влияния промывочных жидкостей на изнашивание стальных шаров и предельную прочность смазочных пленок. Ошибка в определении результатов исследований не превышала 5 %.

Анализ полученных данных дает основание сделать следующие выводы:

1. Наиболее полно характеризует смазочную способность буровых агентов прочность смазочной пленки.

2. Отмечено, что в условиях высоких контактных напряжений более эффективными добавками оказались смеси жиров растительного и животного происхождения с поверхностно-активными веществами.

Табл. 1. Смазочные свойства промывочных жидкостей, которые определены на четырехшариковой машине трения

Промывочная жидкость			Нагрузка сваривания шаров, Н	Предельная прочность смазочной пленки, МПа
Основа	Добавка			
	название	содержание, %		
Техническая вода	–	–	650	455
Техническая вода	Сульфонол	0,05	1750	120
		0,10	2150	145
		0,15	2400	160
	Катапин	0,10	700	110
		0,25	1100	120

Продолжение табл. 1

Промывочная жидкость		Нагрузка сваривания шаров, Н	Предельная прочность смазочной пленки, МПа	
Основа	Добавка			
	название	содержание, %		
Техническая вода	ОП-10	0,10	1500	640
		0,25	1600	750
		0,50	1650	800
	Феноксол ВИС-15	0,10	1400	165
		0,25	2000	300
		0,50	2400	480
	Смесь сульфонола и ОП-10 (1:1)	0,10	1800	780
		0,25	2400	820
		0,50	2500	850
	Таловое масло	0,50	1800	620
		1,00	2100	800
		2,00	2200	850
	Костный жир	0,50	1600	600
		1,00	2000	800
		2,00	2100	800
	Нефть	2,00	700	250
		4,00	1000	300
		8,00	1000	350
Глинистый раствор (7 % водная суспензия бентонитовой глины)	–	–	650	220
Глинистый раствор (6 % водная суспензия бентонитовой глины)	Сульфонол	0,25	700	240
		0,50	700	240
		1,00	700	240
	Катапин	0,25	650	240
		0,50	700	220
		1,00	700	220
	ОП – 10	0,25	1800	820
		0,50	1800	820
		1,00	2000	900
	Феноксол ВИС-15	0,25	1700	800
		0,50	1800	840
		1,00	2100	900
	Смесь сульфонола и ОП – 10 (1:1)	0,25	1900	850
		0,50	2100	950
		1,00	2100	950
	Таловое масло	0,50	2000	1620
		1,00	2000	1800
		2,00	2100	2250
	Костный жир	0,50	1600	1500
		1,00	2000	1600
		2,00	2000	1600
Нефть	2,00	900	350	
	4,00	1000	400	
	8,00	1000	420	

Выводы. Приведены краткие сведения о дисковых долотах. Показана перспективность их совершенствования и применения. Рассмотрены конструктивные особенности цепных долот. Проанализированы теоретические и экспериментальные составляющие вопроса влияния смазочных добавок, вводимых в состав промывочных жидкостей, на работу опор цепных долот.

Библиографический список

1. Разведочное бурение / А. Г. Калинин, О. В. Ошкордин, В. М. Питерский и др. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. – 748 с.
2. Игнатов А.А. Конструктивные особенности и эксплуатационные возможности цепных долот // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2011». – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2011. – С. 153–157.
3. Пат. 95315 № а200904676 Україна, МПК Е 21 В 10/46 (2006.01). Бурове долото / А. О. Ігнатов, С. Ю. Андрусенко. Заявл. 12.05.09; Опубл. 25.07.11; Бюл. № 14.
4. Давиденко А.Н., Эйшинский А.М. Исследование влияния промывочных жидкостей на работу шарошечных долот. // Науковий вісник НГА України. – 2000. – № 5. – С. 53 – 56.
5. Шапиро Г.М. Высшая алгебра. – М.: ГУП, 1938. – 412 с.
6. Конесев Г.В., Мавлютов М.Р., Спивак А.И. Противоизносные и смазочные свойства буровых растворов. – М.: Недра, 1980. – 144 с.

КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЙ БУРЕНИЯ С ИМПУЛЬСНЫМ ВРАЩЕНИЕМ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

А.А. Кожевников, А.А. Борисевич, Национальный горный университет, Украина

В статье рассмотрены вопросы реализации бурения с импульсным вращением породоразрушающего инструмента. Авторами предлагается классификация технологий бурения с импульсным вращением породоразрушающего инструмента.

Повышение производительности и снижение стоимости буровых работ при сооружении разведочных, эксплуатационных и технических скважин различного назначения, бурении шпуров, шурфов и шахтных стволов требует разработки новых и совершенствования существующих:

- способов разрушения горных пород;
- способов бурения;
- технических средств для реализации этих способов.

Одним из таких направлений являются импульсные технологии бурения.

Импульсные технологии бурения охватывают широкий спектр вариантов их практической реализации с переменными во времени параметрами режима бурения [1-3]. Число таких вариантов составляет семь импульсных технологий (табл. 1).

Таблица 1. Импульсные технологии бурения

Стационарная	Импульсная						
	монопараметрическая			бипараметрическая			Трипараметрическая
F=const	F=var	F=const	F=const	F=var	F=var	F=const	F=var
n=const	n=const	n=var	n=const	n=var	n=const	n=var	n=var
Q=const	Q=const	Q=const	Q=var	Q=const	Q=var	Q=var	Q=var