

Суммарный гидравлический подпор, даН	390	407	422	434	444
Забойная осевая нагрузка, F_p , даН	610	593	578	566	556

Результаты расчетов свидетельствуют, что увеличение толщины стенки бурильной трубы в 5 раз (с 5 до 15 мм) позволяет уменьшить длину сжатой части в 1,8 раза. При этом гидравлический подпор увеличивается на 28 %, а забойная осевая нагрузка уменьшается на 9 %. Приведенный гидравлический подпор значительно повышается, однако это не приводит к большим потерям забойной осевой нагрузки.

Выводы

Таким образом, результаты теоретических исследований влияния толщины стенки бурильной трубы на гидравлический подпор, действующий на бурильную колонну, и действующую на забой осевую нагрузку, таковы: увеличение толщины стенки бурильной трубы приводит к увеличению гидравлического подпора и уменьшению забойной осевой нагрузки.

Литература

1. Бражененко А. М. Материалы к выбору режима бурения разведочных скважин колонковым способом. – Днепропетровск: Проминь, 1967.
2. Залежності геометричних характеристик бурильної труби від товщини стінки / С.В. Гошовський, А.О. Кожевников, Ю.Л. Кузін та ін. // Наук. вісн. Нац. гірнич. уні-ту. – 2004. – № 4. – С. 53–55.

Поступила 16.06.09

УДК 622.244

Ю. Д. Бессонов¹, канд. техн. наук; В. С. Слипенький²

¹Национальный горный университет, г. Днепропетровск, Украина
²Казённое предприятие «Южукргеология», г. Днепропетровск, Украина

РАЦИОНАЛЬНАЯ КОМПОНОВКА БУРОВОГО СНАРЯДА С ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ УСИЛИТЕЛЕМ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ

Work of hydrodynamic strengthener of axleloading is based on hydrodynamic transients in anisotropy pipeline. The choice of rational arrangements of boring shell is offered providing a most reflectivity hydropercussion wave.

Результаты анализа волновых процессов в трубопроводах гидромеханизмов свидетельствуют о возможности повышения прямого гидравлического удара путём использования явления отражения волны в неоднородном трубопроводе [1]. Такой трубопровод имеет разные сечения по длине и тупиковые элементы. Так, при прохождении прямой волны через место соединения различных по сечению элементов трубопровода (рис. 1), давление отраженной волны составляет определенную долю прямой волны с учетом соответствующего сдвига во времени. Таким образом, согласно принципу суперпозиции, происходит наложение отраженной волны и увеличение амплитуды давления прямого гидравлического удара в рабочей камере 1 (рис. 1е).

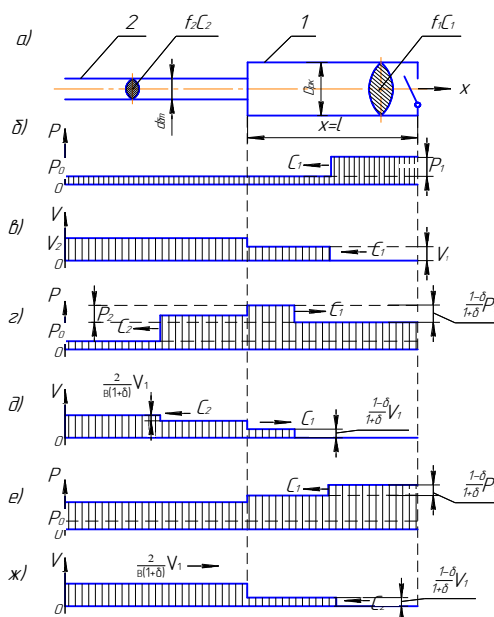


Рис. 1. Схемы прохождения гидроударной волны через соединение трубопроводов 1 и 2: а – схема соединения; б, в – распределение давления и скорости жидкости в исходном положении; г, д – распределение давления и скорости жидкости при первом отражении гидроударной волны от соединения трубопроводов 1 и 2; е, ж – распределение давления и скорости жидкости при жестком отражении волны от дна трубопровода 1 при закрытом клапане; $\delta = f_2 c_2 / f_1 c_1 = d_2^2 c_2 / d_1^2 c_1$ – коэффициент соединения; d_1, f_1, c_1 – диаметр, площадь поперечного сечения и скорость гидроударной волны отводящего трубопровода 1; d_2, f_2, c_2 – диаметр, площадь поперечного сечения и скорость гидроударной волны подводящего трубопровода 2

В [1] теоретически определена зависимость давления в трубопроводах 1 и 2 от коэффициента соединения (рис. 2.2). Из анализа рис. 2 следует, что амплитуда прямой волны за счет неоднородности трубопроводов увеличивается при первом отражении до двух раз.

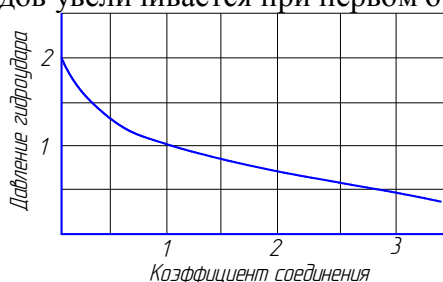


Рис. 2. Зависимость давления в рабочей камере от коэффициента соединения δ после отражения волны

В течение определенного времени произойдет несколько отражений упругих волн высокого давления, что приведет к увеличению амплитуды гидродинамического давления в рабочей камере.

Рассмотренный гидродинамический переходный процесс в неоднородном трубопроводе положен в основу работы гидродинамического усилителя осевой нагрузки (ГУОН) [2], создающего, дополнительную к весу бурового снаряда нагрузку на породоразрушающий инструмент и преобразующего кинетическую энергию потока промывочной жидкости в гидродинамический напор для непосредственного воздействия на породоразрушающий инструмент (долото). Для компоновок бурового снаряда с ГУОН коэффициент соединения $\delta = f_2 c_2 / f_1 c_1 = d_2^2 c_2 / d_1^2 c_1$ должен быть меньше единицы. Схема ГУОН показана на рис. 3.

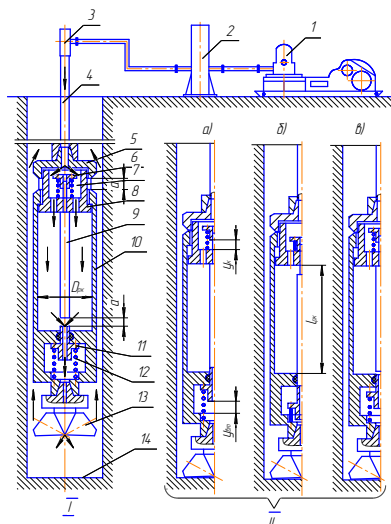


Рис. 3. Схема ГУОН: I – положение деталей при спуске в скважину; II – рабочее положение деталей: а – в начале рабочего хода клапана; б – в начале свободного хода клапанной втулки; в – при обратном ходе клапанной втулки

Устройство состоит из следующих конструктивных элементов: верхнего переходника 5 для соединения с бурильными трубами 4; ограничительной втулки 6 для регулирования перемещения клапана 9; пружины 7 для перемещения клапана вверх; шлицевой втулки 8 для передачи вращательного движения через корпус (рабочую камеру) 10 к долоту 13. Шлицевая втулка является одновременно элементом выключающего устройства. Клапан 9 соприкасается нижним торцом с клапанной втулкой 11.

Дно рабочей камеры является поверхностью, на которую воздействует высокое гидродинамическое давление. Пружина 12 служит для перемещения клапанной втулки 11 вверх. Для обеспечения устойчивых колебаний давления жидкости в камере – диаметр клапана 9 в месте сопряжения его с клапанной втулкой 11 должны иметь одинаковый размер.

Гидродинамический усилитель осевой нагрузки работает следующим образом. Устройство спускают в скважину на бурильных трубах (положение I). К нижнему переходнику предварительно присоединяются долото 13. Не доводя долото до забоя 14 скважины на 0,2 – 0,5 м, от насоса 1 через компенсатор 2 и сальник-вертлюг 3 в скважину через бурильные трубы 4 подают промывочную жидкость. При этом клапан 9 под действием пружины 7 приподнимается вверх относительно корпуса на величину $\langle \alpha \rangle$ свободного хода шлицевой втулки. Между нижним торцом клапана 9 и торцом клапанной втулки 11 образуется зазор $\langle \alpha \rangle$, через который к забою скважины свободно протекает промывочная жидкость и очищает его от шлама.

При постановке долота на забой (положение II а), шлицевая втулка 8 перемещается вниз относительно корпуса 10 вместе с клапаном 9, который нижним торцом перекрывает отверстие в клапанной втулке 11. У ее нижнего торца рабочей камеры создается гидравлический удар, который в виде прямой волны движется со скоростью c_1 по промывочной жидкости вверх до встречи с местом соединения с бурильными трубами.

В этот момент гидродинамическая волна начинает действовать на клапан 9, перемещая его вместе с клапанной втулкой 11 вниз.

Отраженная от неоднородности соединения с бурильными трубами обратная волна увеличивает амплитуду прямой волны в рабочей камере 10. В конце рабочего хода y_k (положение II б) клапан 9 отсекается посредством упора ограничительной втулки 6 в шлицевую втулку 8. Клапанная втулка 11 по инерции движется вниз, сжимая пружину 12.

Между нижним торцом клапана и клапанной втулкой образуется зазор, куда устремляется промывочная жидкость, а давление в рабочей камере резко снижается. Клапан под действием пружины 6 возвращается в исходное положение, а клапанная втулка 11 в конце

свободного хода отсекается и под воздействием сжатой пружины 12 возвращается в исходное положение (положение II в). Клапанная втулка снова перекрывает движение промывочной жидкости, в рабочей камере возникает новый гидравлический удар и цикл повторяется.

Наличие удлиненной и увеличенной по сечению рабочей камеры 10 позволяет увеличивать амплитуду и регулировать продолжительность гидродинамического воздействия на породоразрушающий инструмент, а также увеличивать КПД и ресурс устройства по сравнению с гидроударниками.

В [3] аналитически определена амплитуда гидродинамического давления в рабочей камере:

$$p_n = p_{cy} \frac{1 - (k_1 k_2)^n}{1 - k_1 k_2},$$

где $p_{cy} = \rho c_1 g_0$ – давление прямого гидроудара по Н.Е.Жуковскому; ρ – плотность промывочной жидкости кг/м³; g_0 – начальная скорость движения жидкости в рабочей камере, м/с;

k_1 – коэффициент отражения прямой волны согласно [1] – $k_1 = \frac{1 - \delta}{1 + \delta}$; k_2 – коэффициент затухания волны в рабочей камере; n – количество пробегов волны в рабочей камере.

Результаты анализа формулы для определения амплитуды гидродинамического давления в рабочей камере p_n показали, что она зависит не только от амплитуды прямого гидроудара p_{cy} , но и от коэффициента отражения k_1 . Определенный практический интерес представляет анализ комбинаций компоновок бурового снаряда с включением в него ГУОН, обеспечивающих наибольший коэффициент отражения k_1 . Значения отношения диаметров бурильных труб и рабочей камеры $d_{\delta m}/D_{pk}$, коэффициента соединения δ и коэффициента отражения k_1 для различных компоновок бурильных труб (по диаметру проточного канала) и внутреннему диаметру рабочей камеры (если для их изготовления использовать трубную заготовку из обсадных труб) приведены в таблице.

Числовые значения отношения диаметров бурильных труб и рабочей камеры $d_{\delta m}/D_{pk}$, коэффициента соединения δ и коэффициента отражения k_1 для различных компоновок бурильных бурового снаряда

Диаметр бурильн. трубы, мм /диаметр канала, мм	Символьное значение	Значение при отношении диаметра трубы, мм/диаметра рабочей камеры, мм					
		73/63	89/79	108/98	127/117	146/136	168**/150
42 /32	$d_{\delta m}/D_{pk}$	0,508	0,405	0,327	0,274	0,235	0,213
	δ	0,258	0,156	0,107	0,075	0,055	0,045
	k_1	0,590	0,730	0,807	0,860	0,896	0,913
50 /39	$d_{\delta m}/D_{pk}$	0,619	0,494	0,398	0,333	0,287	0,260
	δ	0,384	0,232	0,168	0,111	0,082	0,068
	k_1	0,445	0,620	0,712	0,800	0,849	0,873
54*/ 44	$d_{\delta m}/D_{pk}$	0,698	0,557	0,449	0,376	0,324	0,293
	δ	0,488	0,295	0,202	0,142	0,105	0,086
	k_1	0,344	0,544	0,664	0,751	0,810	0,842
63,5/51,5	$d_{\delta m}/D_{pk}$	0,818	0,652	0,526	0,440	0,379	0,343
	δ	0,668	0,400	0,276	0,194	0,143	0,118
	k_1	0,199	0,429	0,567	0,675	0,750	0,789
73**/59	$d_{\delta m}/D_{pk}$	0,936	0,747	0,602	0,504	0,434	0,393
	δ	0,878	0,530	0,363	0,254	0,188	0,155
	k_1	0,065	0,307	0,467	0,595	0,684	0,732

* – трубы ниппельного соединения [4]; ** – бурильные трубы для глубокого бурения с толщиной стенки 9мм [5]; В расчёте не учитывалась площадь сечения клапана, уменьшающая площадь поперечного сечения рабочей камеры.

Анализ данных табл. 1 показывает, что меньшие значения отношения диаметра бурильных труб к диаметру рабочей камеры и коэффициента соединения обеспечивают ускоренный рост амплитуды гидродинамического давления в рабочей камере и, как следствие, обеспечивать рациональную гидродинамическую нагрузку на породоразрушающий инструмент.

Литература

1. Тарко Л.М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. – М.: Машгиз, 1963. – 162 с.
2. Пат. України № 200003266505 Гідродінамічний вібробур. 11.05.2000. Бюл. № 3 О.М.Давиденко, В.С.Сліпенький, Ю.Д.Безсоноль, В.Ф.Сірик.
3. Сліпенький В.С. Визначення енергетичних характеристик гідродінамічного вібробура. Нафтова і газова промисловість. – 2002. – № 6 – 22 с.
4. Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин: В 2 т., Под ред. проф. Е.А.Козловского. – М.: Недра. 1984. – Том 1. – 512 с.
5. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Недра. 1981. – 510 с.

Поступила 16.06.09

УДК 622.243:536.24

А. А. Кожевников¹, д-р. техн. наук, **А. Ю. Дреус**², канд. техн. наук,
С. В. Гошовский³, д-р. техн. наук, **И. И. Мартыненко**⁴, канд. техн. наук

¹ *Национальный горный университет, г. Днепропетровск, Украина*

² *Днепропетровский национальный университет, Украина*

³ *Украинский государственный геологоразведочный институт, г. Киев*

⁴ *Государственная геологическая служба, г. Киев, Украина*

ТЕРМОДИНАМИКА СИСТЕМЫ «ИНСТРУМЕНТ–ГОРНАЯ ПОРОДА» ПРИ ГЕНЕРИРОВАНИИ ТЕПЛОТЫ ТРЕНИЯ НА КОНТАКТЕ

The results of experimental investigation of the thermal conditions of drilling instrument are presenting. The experiments are carried out with thermalvision camera.

Введение

Ресурсосберегающие режимы работы технологического инструмента (бурового, сверлильного, металлообрабатывающего и др.) во многом определяются теплофизическими процессами, протекающими в зоне контакта инструмента с рабочей поверхностью. Роль температуры в обеспечении рациональных режимов работы такого инструмента детально проанализирована в [1]. Следует отметить, что единого представления о термодинамическом состоянии на забое и температуре при генерировании теплоты трения не существует. В этой связи с этим возникают трудности при определении контактных температур с помощью расчетных методик. Неопределенность некоего важного параметра теплообмена, как коэффициент теплоотдачи, требует дополнительных исследований, в том числе с использованием методов экспериментального моделирования и новейших измерительных методик.