

перегреву масла и необходимости применения теплообменника.

Технически возможен более простой вариант, предусматривающий подачу одинакового давления на податчик и вращатель, что обеспечивается при применении цилиндра подачи с внутренним диаметром, рассчитанным по формулам (13) и (15) при условии  $\Delta P_{вр} = \Delta P_{под}$ . Если при проектировании маслостанции предусмотреть применение регулируемого насоса, то гидросхема питания бурильной машины существенно упростится при одновременном повышении КПД всей системы.

Рассчитанные параметры режимов вращательного бурения шпуров диаметром 30 мм являются основой создания опытных образцов переносных гидравлических станков БАКС-2, ГСК-2А, разработанных в ОАО

"КузНИИшахтострой", и будут уточнены в ходе предварительных и приемочных испытаний с учетом индивидуальных особенностей их конструкций, а также параметров бурового инструмента, способа удаления буровой мелочи и конкретных условий применения станков.

#### Список литературы

1. Царицин В.В. Бурение горных пород // ГИТЛ. Киев, 1959.
2. Михайлов В.Г., Крапивин М.Г. Горные инструменты. М.: Недра, 1970.
3. Кутузов Б.Н. Теория, техника и технология буровых работ. М.: Недра, 1972.
4. Алимов О.Д., Дворников Л.Т. Бурильные машины. М.: Машиностроение, 1976.
5. Барон Л.И. Коэффициенты крепости горных пород. М.: Недра, 1972.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин // Справочник. М.: Недра, 1983.

УДК 622.284.54

Г.Д. Буялич, канд. техн. наук, КузГТУ

## Гидростойка с повышенной работоспособностью в периоды динамических нагружений

*Предложена конструкция гидростойки механизированных крепей, отличающаяся повышенной прочностью при динамических проявлениях горного давления.*

Одной из наиболее распространенных причин неудовлетворительной работы механизированных крепей на пластах, склонных к динамическим проявлениям горного давления, является негерметичность гидравлических стоек вследствие "раздутия" их рабочих цилиндров. Бочкообразные деформации могут возникать как при резких увеличениях давления в их поршне-

вых полостях, так и в результате повторного статического нагружения [1].

Для устранения "раздутия" рабочих цилиндров, вызванного повторным нагружением либо "забросами" давления в поршневой полости, предложена гидростойка с защитным цилиндром [2], один из вариантов которой изображен на рис. 1. Особенность данной конструкции заключается в том, что ее рабочий цилиндр на всю длину рабочего хода поршня охватывает дополнительная камера, которая выполнена в виде кольцевого резервуара и соединена отверстиями с поршневой полостью гидростойки.

При резком увеличении нагрузки на стойку в период времени, когда предохранительный клапан гидроблока еще не успевает сработать, давление сжимаемой жидкости передается из поршневой полости на внутреннюю поверхность рабочего цилиндра, а также через отверстия и камеру на его наружную поверхность и внутреннюю поверхность стенки защитной камеры. При этом энергия удара расходуется на сжатие жидкости и деформацию стенок камеры, а усилия, действующие от сжатия жидкости на наружную и внутреннюю поверхности рабочего цилиндра, частично уравниваются. При длительных действиях увеличенных нагрузок открывается предохранительный клапан и часть жидкости сбрасывается в сливную магистраль.

Основным достоинством предлагаемой конструкции гидростойки является то, что результирующая от действия сил на наружную и внутреннюю стенки рабочего цилиндра во много раз меньше каждой из них, взятой в отдельности, и направлена к ее продольной оси

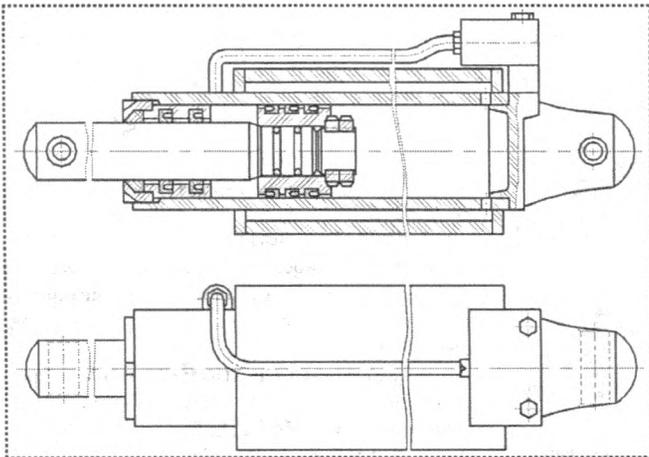


Рис. 1. Пример модернизированной гидростойки

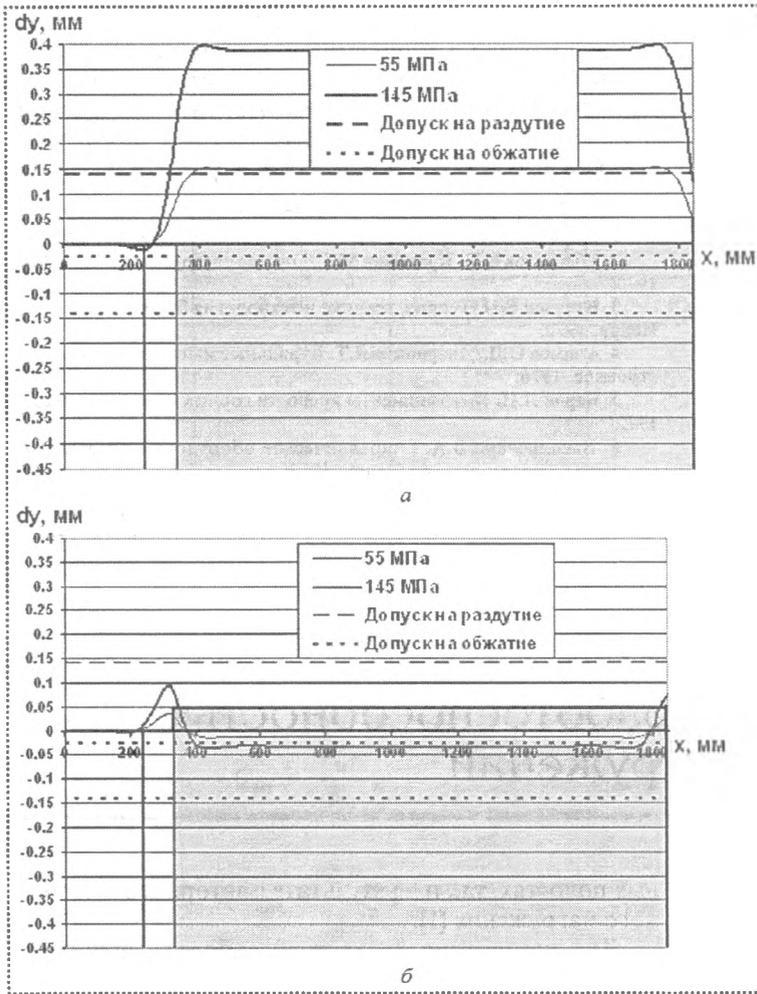


Рис. 2. Радиальные деформации рабочего цилиндра ( $dy$ ) по его длине ( $x$ ):  
 а – обычная стойка; б – стойка с защитным цилиндром

симметрии. При этом исключается "раздутие" рабочего цилиндра как при циклическом нагружении его номинальным давлением, так и при динамическом воздействии нагрузки на гидростойку.

Для оценки эффективности описанной выше гидростойки по сравнению с обычной был произведен расчет методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния их цилиндров. При расчете была использована параметрическая модель, разработанная на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ, с

размерами рабочего цилиндра, соответствующими гидростойке крепи М130.

На рис. 2 представлены результаты расчетов радиальных деформаций рабочих цилиндров ( $dy$ ) обеих гидростоек с полной раздвижностью в зависимости от продольной координаты длины рабочего цилиндра ( $x$ ) при номинальном давлении 55 МПа (50 МПа+10 %) и максимальном давлении 145 МПа, из которого видно, что у гидростойки с защитным цилиндром даже при давлении рабочей жидкости в поршневой полости 145 МПа деформации по своим значениям близки к минимальному зазору между поршнем и цилиндром, обусловленному полями их допусков.

Кроме того, сравнение напряженно-деформированного состояния цилиндров гидростоек при давлении 145 МПа (рис. 3) показывает, что напряжения в рабочем цилиндре стойки с защитным цилиндром в несколько раз меньше, чем в том же цилиндре обычной стойки. Это означает, что при прочих равных условиях рабочий цилиндр такой гидростойки может воспринять во столько же раз большее по величине давление в своей поршневой полости без возникновения в нем пластических деформаций.

Следовательно, в предлагаемой гидростойке с полной раздвижностью при ударной нагрузке и даже почти трехкратном забросе давления в ее поршневой полости к номинальному значению рабочий цилиндр не может быть деформирован, а стойка в целом сохранит свою работоспособность.

Таким образом, предлагаемое техническое решение позволяет улучшить работу механизированной крепи с точки зрения взаимодействия ее с боковыми породами, а также повысить надежность в экстремальных условиях ее основного узла. Кроме того, рассмотренная гидростойка отличается повышенной ремонтпригодностью, т.е. ее восстановление сводится к восстановлению защитного цилиндра, для чего можно использовать сварку вместо таких трудоемких и дорогостоящих операций, как расточка, раскатка, хромирование.

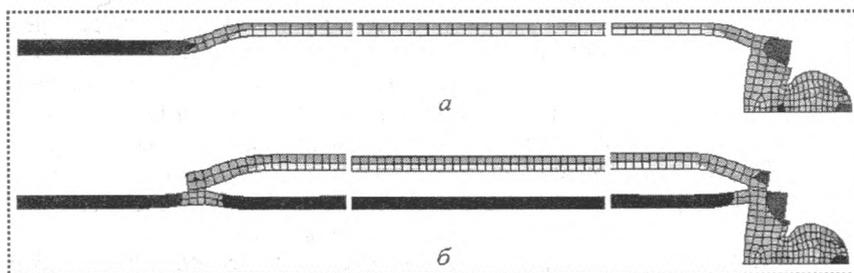
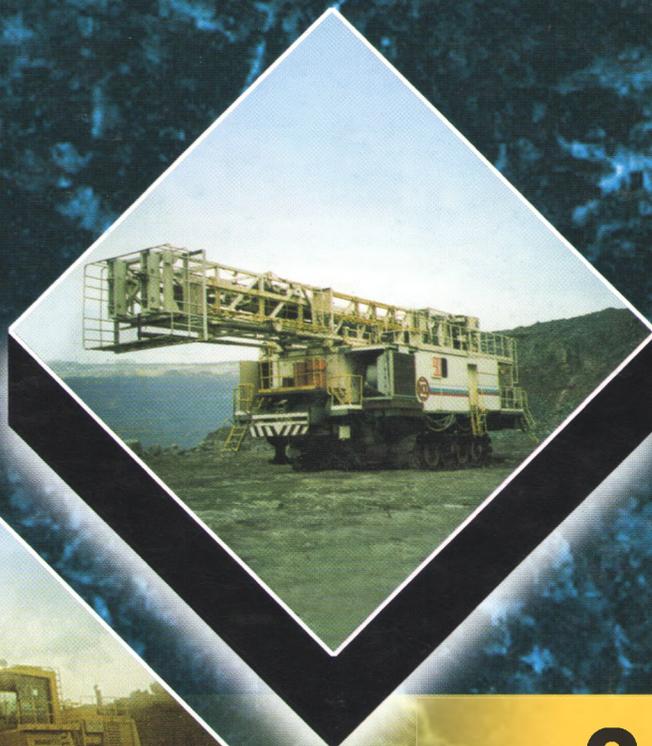


Рис. 3. Напряженно-деформированное состояние цилиндров при давлении рабочей жидкости в поршневой полости 145 МПа:  
 а – обычная стойка; б – стойка с защитным цилиндром

#### Список литературы

1. Шубин В.Ф. Исследование условий формирования и возможностей ограничения критических давлений в цилиндрах гидроопор механизированных крепей // Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М., 1980. 16 с.
2. А.с. 735785 СССР. МКИ<sup>2</sup>Е21D15/44. Гидравлическая стойка шахтной крепи // Кузбас. политехн. ин-т; В.А. Дубов, Г.Д. Буялич, А.Н. Коршунов, Б.А. Александров. Оpubл. 25.05.80, Бюл. № 19.

# ГОРНЫЕ МАШИНЫ И АВТОМАТИКА



**2+2004**



# ГОРНЫЕ МАШИНЫ И АВТОМАТИКА

2  
2004

Учредители: издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ", ОАО "РУСУГЛЕМАШ"

**Главный редактор**  
КОЗЛОВ С.В.

**Заместители  
главного  
редактора:**

КУЛЕШОВ А.А.  
САВЧЕНКО А.Я.

**Редакционный  
совет:**

МОХНАЧУК И.И.  
(председатель)  
АНТОНОВ Б.И.  
ИЗМАЛКОВ А.В.  
КАНТОВИЧ Л.И.  
МЫШЛЯЕВ Б.К.  
ПОТАПЕНКО В.А.  
ЧАБАН Я.И.  
ЧЕРНОВ В.А.  
ЩЕРБАЧЕВ В.И.

**Редакционная  
коллегия:**

БЛАГИН Ю.Н.  
БОЙКО Г.Х.  
БРЕННЕР В.А.  
ДЗЕРЖИНСКИЙ В.А.  
КАРТАВЫЙ А.Н.  
КРАСНИКОВ Ю.Д.  
ЛАГУНОВА Ю.А.  
ЛИНЕВ Б.И.  
ЛИННИК Ю.Н.  
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.  
МОРОЗОВ В.И.  
ПАШКИН Л.Н.  
ПЕВЗНЕР Л.Д.  
РУБАН А.Д.  
СТРАБЫКИН Н.Н.  
ХОРЕШОК А.А.  
ЮРИЦЫН В.А.

**Редакция:**  
ДАНИЛИНА И.С.  
КАРТАВЫЙ А.Н.

**Телефоны редакции:**

269-53-97, 269-55-10  
Факс: 269-55-10

E-mail: [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)

<http://novtex.ru/gormash>

Телефон ОАО "РУСУГЛЕМАШ":

911-02-37

Факс: 911-23-46

E-mail: [uglemash@cnef.rosugol.ru](mailto:uglemash@cnef.rosugol.ru)

[www.infocoal.ru/uglemash](http://www.infocoal.ru/uglemash)

## СОДЕРЖАНИЕ

### ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Горбунов В.Ф., Григоренко С.Ю., Щербинин В.П., Григоренко Ю.Д., Климов В.Г. Определение параметров бурильных машин вращательного действия для шпуров под анкерную крепь .....	2
Буялич Г.Д. Гидростойка с повышенной работоспособностью в периоды динамических нагружений .....	7
Маховиков Б.С., Шалыгин А.В. Создание гидротурбинных приводов для подводных добычных машин .....	9
Браккер И.И. Обоснование конструкции рабочего органа головной секции мини-тоннельного комплекса оборудования .....	10

### ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Побегайло П.А. Мощные отечественные карьерные одноковшовые гидравлические экскаваторы .....	13
---	----

### ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Кулешов А.А., Тарасов Ю.Д., Васильев К.А., Докукин В.П., Николаев А.К. Проблемы шахтного и карьерного транспорта на современном этапе и пути их решения .....	23
Кесслер Ф. Исследование напряжений в конвейерной ленте между натяжным барабаном и роликоопорой .....	27

### НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Коган Б.И., Лукашенко Т.А. Разработка и анализ динамической модели ролика ленточного конвейера .....	30
Мазуренко В.В. Экономико-математическая модель оптимального диаметра водоотливных трубопроводов .....	33
Лукичёв С.В., Наговицин О.В., Морозова А.В. Реализация автоматизированных рабочих мест геологов, маркшейдеров и технологов в системе GeoTech-3D .....	36

### НАДЕЖНОСТЬ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Хошмухамедов И.М. Диагностическая модель электропривода механизма поворота-хода карьерных экскаваторов .....	41
--	----

### ЛИЧНОСТИ

Владимир Никитович Хорин .....	48
--------------------------------	----