

Наряду с многочисленными достоинствами (возможность оперативного управления степенью и усилием дробления, использование для дробления самых разнообразных материалов, отсутствие необходимости в защите от попадания недробимых тел, в дозирующих питателях и массивных фундаментах), в процессе эксплуатации выявлены и недостатки.

Эти недостатки обусловлены основным принципом, заложенным в конструкцию дробилки. Источник энергии – вибратор круговых колебаний – передает энергию подвижному конусу, представляющему собой колебательную систему. Причем в силу невозможности полного согласования механического импеданса колебательной системы и комплексного сопротивления нагрузки часть энергии вибратора передается нагрузке и расходуется на разрушение породы, другая часть расходуется на поддержание колебаний конуса. Чем меньше доля энергии, передаваемой в нагрузку, тем больше энергии расходуется на увеличение энергии, запасаемой подвижным конусом, а значит, больше амплитуда колебаний конуса.

Так как нагрузка дробилки обусловлена физико-механическими свойствами породы и толщиной слоя, величина хода подвижного конуса или степень дробления зависит от нагрузки и может самопроизвольно меняться в процессе дробления. При отсутствии нагрузки растет амплитуда колебаний конуса, что приводит к непосредственному контакту подвижной и неподвижной броней, вызывающему повышенный износ броней.

Кроме того, ввиду пропорциональной зависимости силы от амплитуды и частоты колебаний, невозможно оперативное раздельное регулирование частоты

колебаний подвижного конуса и усилия дробления. Так как подвижный конус обладает значительной массой, он способен запастись значительную кинетическую энергию, препятствующую быстрому изменению характера движения конуса при попадании недробимого предмета, что может вызвать чрезмерные динамические нагрузки.

Наибольшие возможности в регулировании параметров дробления достигнуты ОАО "Уралмаш" при создании экспериментального образца конусной дробилки с приводом качания конуса группой вертикально расположенных гидроцилиндров. Конструкция дробилки обеспечивает работу дробилки под завалом, защиту от попадания недробящихся тел, независимое регулирование размера разгрузочной щели, степени дробления, усилия дробления. Экспериментальное исследование подтвердило эффективность предложенной конструкции и позволяет приступить к созданию промышленного образца дробилки, способной адаптироваться под физико-механические свойства разрушаемой породы и осуществлять оперативное дистанционное управление процессом дробления.

Список литературы

1. Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П. Новое оборудование для дробления и измельчения материалов // Горный журнал. 2000. № 3. С. 49–52.
2. Анистратов Ю.И. Оценка эффективности безвзрывных технологий разработки крепких горных пород на карьерах // Горный журнал. 1997. № 10.
3. Муйземнек Ю.А. Производство крупных машин. М.: Машиностроение, 1966.

УДК 622.284.54+622.281

Г.Д. Буялич, канд. техн. наук, доц., КузГТУ

Критерии оценки конструкций гидростоек механизированных крепей

Предложены критерии для сравнительной оценки качества различных конструкций гидростоек механизированных крепей.

Для сравнительной качественной оценки конструкций гидростоек механизированных крепей важно количественно оценить параметры, которые отражали бы их основные свойства. К таким свойствам можно отнести показатели (критерии) герметичности, податливости вследствие деформации цилиндров, прочностные характеристики. Комплексная оценка конструкции гидростойки может быть проведена с помощью какого-

либо интегрального критерия, характеризующего эти свойства в обобщенном виде.

Все показатели конструкций гидростоек зависят от взаимного расположения полей допусков соответственно цилиндра и поршня (рис. 1): $\Delta_{\text{ц}}^{\text{в}}$ и $\Delta_{\text{п}}^{\text{в}}$ – верхние; $\Delta_{\text{ц}}^{\text{н}}$ и $\Delta_{\text{п}}^{\text{н}}$ – нижние; $\Delta_{\text{ц}}$ и $\Delta_{\text{п}}$ – суммарные значения полей допусков.

Максимальный контролируемый допустимый зазор при сборке между поршнем и цилиндром составляет:

$$\Delta_{\text{сб}} = \Delta_{\text{ц}}^{\text{в}} - \Delta_{\text{п}}^{\text{н}}$$

Максимальный зазор, обеспечивающий герметич-

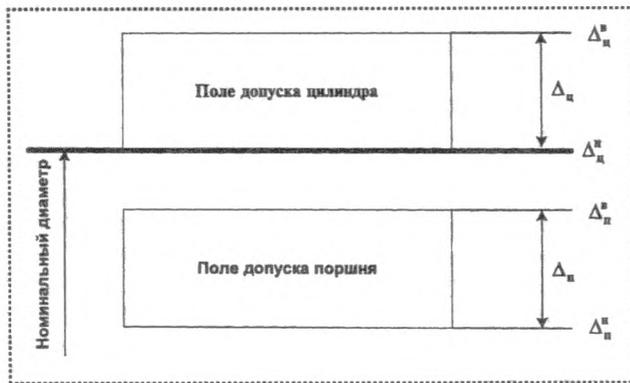


Рис. 1. Схема расположения полей допусков сопряжения "поршень-цилиндр"

ность при номинальном рабочем сопротивлении:

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\text{сб}} + y(x_1),$$

где $y(x_1)$ – деформация рабочего цилиндра при номинальном рабочем давлении в месте расположения уплотнения ($x = x_1$).

Минимально возможный зазор при номинальном рабочем сопротивлении:

$$\Delta_{\min} = \Delta_{\text{ц}}^{\text{н}} - \Delta_{\text{п}}^{\text{в}} + y(x_1).$$

Поэтому числовыми показателями для сравнения различных конструкций гидростоек могут быть предложены следующие величины:

1. Деформация рабочего цилиндра $y(x_1)$ в области расположения уплотнения ($x = x_1$). Увеличение этого показателя приводит к ухудшению интегрального критерия.

2. Максимальное рабочее давление в поршневой полости гидростойки ($P_{x_1}^{\max}$), при котором деформация рабочего цилиндра в области уплотнения штока ($x = x_1$) будут равны деформациям серийной гидростойки $y(x_1)_{\text{ср}}$ при номинальном рабочем сопротивлении ($y(x_1) = y(x_1)_{\text{ср}}$). При наличии нескольких зависимостей $y(x)$, полученных при различных давлениях, эту величину можно определить с помощью линейной интерполяции:

$$P_{x_1}^{\max} = P_{x_1}^i + \frac{y(x_1)_{\text{ср}} - y(x_1)_i}{y(x_1)_{i+1} - y(x_1)_i} (P_{x_1}^{i+1} - P_{x_1}^i),$$

где $y(x_1)_i$ и $y(x_1)_{i+1}$ – деформации рабочего цилиндра в месте расположения уплотнения соответственно при давлениях рабочей жидкости $P_{x_1}^i$ и $P_{x_1}^{i+1}$.

3. Величина деформации (обжатия) при уменьшении диаметра рабочего цилиндра в области расположения поршня (рис. 2), так как при полностью выбранном зазоре в этом месте может произойти задир поверхности цилиндра, что может привести к потере герметичности гидростойки:

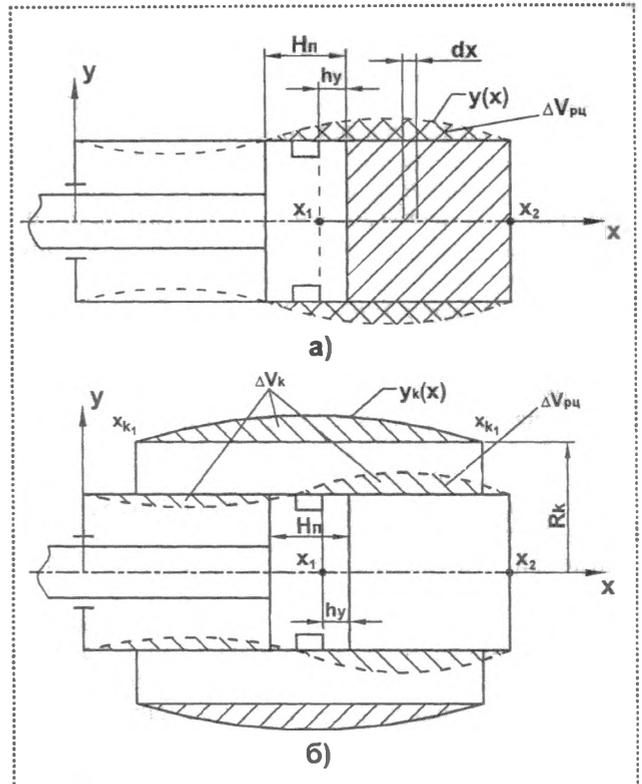


Рис. 2. Схемы для определения критериев оценки для серийной гидростойки без защитного цилиндра (а) и с защитным цилиндром (б)

$$y(x) \Big|_{x_1 - H_{\text{п}} + h_y}^0 < \Delta_{\text{ц}}^{\text{н}} - \Delta_{\text{п}}^{\text{в}},$$

где $H_{\text{п}}$ – толщина поршня; h_y – расстояние от кромки поршня со стороны рабочей полости до уплотнения.

Уменьшение этого показателя ухудшает интегральный критерий.

4. Максимальное давление рабочей жидкости ($P_{H_{\text{п}}}^{\max}$), при котором будет выбран минимально-возможный зазор при сборке Δ_{\min} :

$$y(x) \Big|_{x_1 - H_{\text{п}} + h_y}^0 = -\Delta_{\min}.$$

Увеличение этого показателя улучшает интегральный критерий.

5. Изменение раздвижности гидростойки (податливости) за счет деформации стенок рабочего и защитного цилиндров (например, для гидростойки по а.с. СССР № 735785):

$$\Delta L = \Delta V / (\pi R^2),$$

где R – внутренний радиус рабочего цилиндра; ΔV – изменение объема внутренней полости гидростойки в целом, которое складывается из изменения объема внутренней полости рабочего цилиндра $\Delta V_{\text{рц}}$ и из изменения объема внутренней полости защитного цилиндра $\Delta V_{\text{к}}$:

$$\Delta V = \Delta V_{\text{рц}} + \Delta V_{\text{к}}$$

6. Изменение объема внутренней полости рабочего цилиндра (рис. 2, а):

$$\Delta V_{\text{рц}} = \pi \left\{ \int_{x_1}^{x_2} [R + y(x)]^2 dx - R^2(x_2 - x_1) \right\}$$

и внутренней полости защитного цилиндра (рис. 2, б):

$$\Delta V_{\text{к}} = \pi \left\{ \int_{x_1}^{x_{k2}} [R_{\text{к}} + y_{\text{к}}(x)]^2 dx - R_{\text{к}}^2(x_{k2} - x_{k1}) - \int_{x_{k1}}^{x_{k2}} [R + \delta + y(x)]^2 dx + (R + \delta)^2(x_{k2} - x_{k1}) \right\},$$

где $R_{\text{к}}$ – внутренний радиус защитного цилиндра; δ – толщина стенки рабочего цилиндра; $y(x)$ и $y_{\text{к}}(x)$ – радиальные деформации внутренней поверхности

соответственно рабочего и защитного цилиндров; x_{k1} и x_{k2} – координаты начала и конца защитного цилиндра по внутренней поверхности; x_1 и x_2 – координаты начала и конца рабочего цилиндра по внутренней поверхности, нагруженного давлением рабочей жидкости.

Выражение для $\Delta V_{\text{к}}$ определено при допущении, что деформация стенки рабочего цилиндра по внутренней и внешней поверхностям равны. В действительности они имеют различные значения, однако при этом ошибка при определении $\Delta V_{\text{к}}$ незначительна.

Величины ΔV , $\Delta V_{\text{рц}}$, $\Delta V_{\text{к}}$ могут быть использованы в качестве самостоятельных критериев при детальном анализе конкретных особенностей конструкций.

7. Максимальные деформации рабочего цилиндра на раздутие ΔR^+ и на обжатие ΔR^- .

8. Максимальные напряжения в рабочем цилиндре на сжатие σ^- и на растяжение σ^+ .

Предложенные критерии оценки качества различных конструкций гидростоек механизированных крепей могут быть использованы при их разработке и испытаниях.

УДК 622.621.9.047/.048-114

А.С. Янюшкин, канд. техн. наук, проф., зав. кафедрой "Технология машиностроения", Л.А. Мамаев, канд. техн. наук, проф., зав. кафедрой "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование", А.А. Сурьев, асп., БрГТУ, С.П. Ереско, канд. техн. наук, проф. кафедры "Строительные и дорожные машины", КрГТУ

Технология алмазной обработки неэлектропроводных материалов

Представлена эффективная технология алмазной обработки неэлектропроводных материалов, обеспечивающая высокопроизводительную резку и шлифование алмазными кругами на металлической связке труднообрабатываемых неэлектропроводных и полупроводниковых материалов при одновременном улучшении качества обработанных поверхностей и снижении расхода шлифовальных кругов.

Проблемами алмазной обработки прочных материалов являются повышенный расход дорогостоящих алмазных кругов, недостаточно высокая производительность, а в отдельных случаях низкое качество обработанной поверхности и образование сколов хрупких материалов на выходе круга с обрабатываемой заготовки. Принципиальное решение таких проблем имеет место при выполнении операций резки прочных

неэлектропроводных, полупроводниковых материалов (стекла, фарфора, керамики, различных камней, включая драгоценные и СТМ, и др.).

В действующих технологиях использование алмазного инструмента на металлической связке приводит к потере режущих свойств круга и требует периодической, как правило, механической правки круга, при которой уходит в шлам значительное количество неизношенных алмазных зерен. Таким образом, во всех случаях обработка неэлектропроводных материалов традиционными методами сопровождается повышенным расходом алмазного инструмента.

Авторами разработана принципиально новая технология операции резки неэлектропроводных и полупроводниковых материалов алмазными кругами на металлической связке, включающая поддержание высоких режущих свойств круга с помощью непрерывной электрохимической правки.

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И АВТОМАТИКА



11 ♦ 2003



ГОРНЫЕ МАШИНЫ И АВТОМАТИКА

11
2003

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.
КАНТОВИЧ Л.И.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПОТАПЕНКО В.А.
ЧАБАН Я.И.
ЧЕРНОВ В.А.
ЩЕРБАЧЕВ В.И.

Редакционная
коллегия:

АЛЬКОВ С.Г.
БЛАГИН Ю.Н.
БОЙКО Г.Х.
БРЕННЕР В.А.
ДЕНИСЕНКО Е.В.
КАРТАВЫЙ А.Н.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
ЛАГУНОВА Ю.А.
ЛИНЕВ Б.И.
ЛИННИК Ю.Н.
МОРОЗОВ В.И.
ПАШКИН Л.Н.
ПЕВЗNER Л.Д.
РУБАН А.Д.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ТКАЧЕВ В.В.
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

<http://novtex.ru/gormash>

Телефон ОАО "РУСУГЛЕМАШ":

911-02-37

Факс: 911-23-46

E-mail: uglemash@cnef.rosugol.ru

www.infocoal.ru/uglemash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Кантович Л.И., <u>Гетопанов В.Н.</u> , Пастоев И.Л. Обоснование способов вождения автоматизированных очистных комплексов по пласту полезного ископаемого	2
Клишин В.И., Леконцов Ю.М., Тарасик Т.М. Создание устройств защиты гидравлических стоек механизированной крепи от динамических нагрузок	5
Антонов Ю.А., Александров Б.А. Устройство для взаимного удержания забоя и кровли	9

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Катанов Б.А. Влияние силовых режимов на эффективность вращательного бурения взрывных скважин резцовыми долотами	11
Красников Ю.Д. Особенности ударного рабочего органа для массового поточного разрушения горного массива	13

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Герман А.Г., Венц А.С., Пивнев В.А. Транспортирование руды спаренными электровозами на объединенном Кировском руднике ОАО "Апатит"	15
Ерофеева Н.В. Оценка эффективности использования транспортных средств на горячих грузопотоках	16

ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Червяков С.А., Пашкин Л.Н., Сапожников А.И. Совершенствование конусных дробилок	19
Буялич Г.Д. Критерии оценки конструкций гидростоек механизированных крепей	21
Янюшкин А.С., Мамаев Л.А., Сурьев А.А., Ереско С.П. Технология алмазной обработки неэлектропроводных материалов	23

ЭЛЕКТРОПРИВОД

Миронов Л.М., Ефимов В.Н., Третьяк Г.А., Благодрагов Д.А. Разработка экскаваторных электроприводов переменного тока с непосредственным преобразователем частоты	25
---	----

НАУКА

Бойков В.В. Имитационное моделирование процесса разрушения горных пород при ударно-поворотном бурении шпуров	28
Захарова А.Г. Моделирование электропотребления очистного комбайна	32
Воронова Э.Ю. Алгоритм разработки технических решений агрегатированных буровзрывных проходческих систем	35
Секретов В.В., Секретов М.В. Расчет нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пыльной рамы	38

ПЕРЕДОВОЙ ОПЫТ

Образцов А.Н., Кормухин П.А. Опыт внедрения и эксплуатации централизованных смазочных систем на мельницах и спиральных классификаторах	41
Образцов А.Н., Горовой А.А. Мероприятия по снижению простоев при ремонте землесосов 2ГрТ 8000/71	42

ИНФОРМАЦИЯ

Мамаев Л.А., Янюшкин А.С., Ереско С.П. Типоразмерный ряд машин для финишной обработки свежесформованных бетонных поверхностей	43
Государственный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 51908-2002. Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части условий хранения и транспортирования (краткий обзор)	46