

В первом приближении карьерный самосвал можно рассматривать как колебательную систему с двумя степенями свободы. Вертикальное смещение центра масс карьерного самосвала при его движении по неровной дороге и угол поворота массы вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр масс, представляют собой гармонические колебания. Для нагруженного самосвала циклическая частота собственных колебаний несколько уменьшается по сравнению с порожним автомобилем, что обусловлено возросшей при этом инертностью. Существует критическая скорость движения карьерного самосвала при его движении по неровной дороге, при которой амплитуда колебаний становится недопустимо большой, в результате чего нагрузки на узлы и детали сильно возрастают.

Список литературы

1. Карьерные самосвалы БелАЗ 7555В, 7555Е и их модификации. Руководство по эксплуатации 7555В – 3902015 РЭ. – Республика Беларусь. - 25-2 с.
2. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Белоножко В.Ю., Ткаченко А.С. Теория изнашивания деталей горных машин, основанная на использовании законов взаимодействия атомов в кристаллической решетке металлов // Міжнародна науково-технічна конференція «Гірничого металургійний комплекс: досягнення, проблеми та перспективи розвитку». Матеріали конференції 12-16 травня 2009р.- Кривий Ріг, КТУ -2009.- С. 189-190.
3. Rud Yu.S., Radchenko I.S., Belonozko V.Yu., Tkachenko A.S. Theory of wear of details of machines, founded on uses of laws cooperation of atoms in crystalline grates of metals // Nauka i studia.- 2009. - №6(18). - P. 13-21.
4. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Белоножко В.Ю., Ткаченко А.С. Теория колебаний механических систем с кинематическим возбуждением и ее применение к движению карьерных самосвалов // Восточно-европейский журнал переводных технологий.-2010.-№2/9(44).- С. 32-38.
5. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1985. – 472 с.
6. Ден-Гартог Дж. Механические колебания. - М.: Физматгиз, 1960.
7. Мандельштам Л.И. Лекции по колебаниям. Собр. Трудов. - М.: Издательство АН СССР, 1955.
8. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Кузьміч С.М., Білоножко В.Ю. Теорія коливань. - Кривий Ріг: «Мінерал», 2002.
9. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода. – М.: Машгиз, 1972. – 392 с.
10. Божкова Л.В., Рябов В.Г., Норицина Г.И. Влияние вынужденных колебаний кузова на опрокидывание автомобиля при объезде препятствия // Транспортное дело России. - №3. – 2009.
11. Шупляков С.М. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М.: Транспорт, 1974. - 328 с.
12. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. – К.: Вища школа, 1978. – 168 с.
13. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Белоножко В.Ю., Ткаченко А.С. Исследование поперечных колебаний карьерного самосвала, вызванных неровностями дорожного полотна. Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: Гірничо-електромеханічна. - Випуск 18 (172). – Донецьк: ДНТУ. – 2010.-С. 234-241.
14. Бутенин Н.В., Луниц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. - Т. 2. - М.: Наука, 1979.

Рукопись поступила в редакцию 15.02.13

УДК 621-752: 621.833

А.А. БОНДАРЕЦ, О.К. КОПАЙГОРА, ст. преподаватели; С.И. НЕЙМИРКО, ассистент
ГВУЗ "Криворожский национальный университет"

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО ЗВЕНА "РОТОР-ШПИНДЕЛЬ" ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЕРФОРАТОРОВ И БУРИЛЬНЫХ ГОЛОВОК

На базе новейшей бурильной головки с планетарно-роторным вращателем 236.06.236, являющейся рабочим органом бурильной установки УБШ 236, изготовленной согласно плана новой техники ОАО "Криворожгормаш", проведены сравнительные экспериментальные исследования преобразующих звеньев "ротор-шпиндель" трех конструктивных исполнений. Получены зависимости расхода воздуха, крутящего момента и мощности от частоты вращения, выбран вариант преобразующей пары, показавшей наилучшие результаты.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. В связи с переходом шахт Кривбасса на все более глубокие горизонты затраты на добычу железной руды подземным способом постоянно повышаются. Характеристики шахт Криворожского бассейна: "Родина", "Октябрьская", "Гвардейская", им. Ленина (ПАО "Криворожжелезрудком"); "Юби-

лейная", им. Фрунзе (ПАО "ЕВРАЗ Сухая Балка"), им. Артема (ПАО "АрселорМиттал Кривой Рог), им. Орджоникидзе (ПАО "ЦГОК"), приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики шахт Криворожского бассейна

Наименование шахты	Рабочий горизонт макс. глубины м	Глубина горно-капитальных работ, м	Глубина разведанных запасов, м
"Родина"	1315	1465	1765
"Октябрьская"	1260	1420	2015
"Гвардейская"	1190	1430	1990
им. Ленина	1275	1500	1955
"Юбилейная"	1260	1340	2060
им. Фрунзе	755	1000	1500
им.Артема	1045	1135	1500
им. Орджоникидзе	527	607	-

Одним из резервов снижения себестоимости добычи руды является применение отечественного, более дешевого и надежного горного оборудования, способного конкурировать с продукцией зарубежных производителей, активно захватывающих в последнее время рынки горной техники украинских горнодобывающих предприятий.

Технические характеристики отечественных бурильных установок (рис. 1) для проходки горно-подготовительных выработок и других подземных работ, серийно выпускаемые Криворожским предприятием ОАО "Криворожгормаш", приведены в табл. 2.

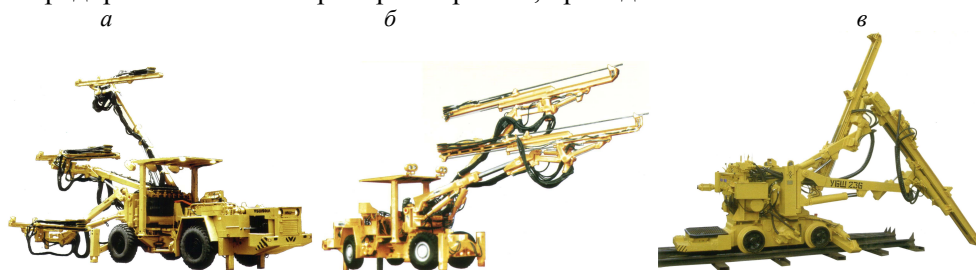


Рис. 1. Бурильные установки для подземных работ производства ОАО "Криворожгормаш", оснащенные пневматическими бурильными головками с планетарно-роторным вращателем: а - УБШ 501А; б - УБШ 312А; в - УБШ 236

Таблица 2

Технические характеристики бурильных установок для подземных работ ОАО "Криворожгормаш"			
Параметр	УБШ 501А	УБШ 312А	УБШ 236
Производительность установки м/ч	75,0	56,0	42,0
Глубина бурения шпуров	4	3,9	2,4
Количество бурильных головок, шт	3	2	2
Тип пневматических бурильных головок	501А-07.04.0140	Б106.07.01.000	236.05.036
Привод ходовой части	дизельный	дизельный	пневматический
Сечение выработки, м ²	16-65	9-35	6-24
Зона бурения, м	7,2×9	5×7	2,7×3,7
Тип ходовая часть	пневмошинная	пневмошинная	колесно-рельсовый
Скорость передвижения (max), км/ч	10	10	3,5
Габариты (высота, ширина, длина), м	2,8×2,0×13,0	2,5×2,0×12,0	1,5×1,×36,5
Масса, кг	23500	15500	6900

Данные бурильные установки в качестве рабочих органов для автоматического бурения со стрел используют пневматические бурильные головки с независимым вращением бурового инструмента (рис. 2), технические характеристики которых приведены в табл. 3.

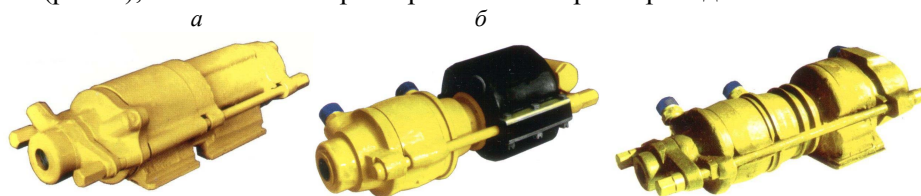


Рис. 2. Головки бурильные пневматические производства ОАО "Криворожгормаш": а - 501А-07.04.0140; б - Б106.07.01.000; в - 236.05.036

Технические характеристики пневматических бурильных головок ОАО "Криворожгормаш"

Параметр	501А-07.04.0140	Б106.07.01.000	236.05.036
Диаметр бурения, мм	46-85	40-65	40-65
Мощность, кВт, не менее	10,8	7,5	7,2
Крутящий момент, Нм, не менее	250	160	160
Расход воздуха, куб. м/мин, не более	13,6	14,0	10,0
Усилие подачи, Н	12000-14000	6000-8000	6000-8000
Габариты, (высота, ширина, длина), м	0,24×0,28×0,79	0,2×0,27×0,6	0,2×0,26×0,65
Масса, кг, не более	150	65	85

Эффективность работы данных бурильных головок, созданных на базе колонковых перфораторов ПК75 и ПК60, во многом зависит от конструктивных параметров планетарно-роторного вращателя, который является одним из основных узлов бурильных головок и определяет наиболее важные ее показатели: расход воздуха и крутящий момент, вес и габариты, производительность и надежность.

Соединение "ротор-шпиндель" планетарно-роторного вращателя преобразует планетарное движение ротора внутри статора во вращательное движение шпинделя, а значит и бурового инструмента и является звеном, определяющим в значительной мере производительность бурильных головок, переносных и колонковых перфораторов с планетарно-роторным вращателем, поэтому исследование основных технических характеристик бурильных машин данного класса при применении различных конструктивных исполнений преобразующего звена "ротор-шпиндель" и обоснование по их результатам наиболее оптимального варианта преобразующего звена "ротор-шпиндель" - является актуальной задачей.

Анализ исследований и публикаций. Исследованию преобразующего звена "ротор-шпиндель" планетарно-роторных, или гипоциклоидных, вращателей перфораторов и бурильных головок посвящены работы Я.Е. Альтшулера, Л.И. Пирогова, А.М. Шестакова, Н.Н. Есина, В.М. Васильева, К.И. Иванова, А.Е. Борисенко, А. К. Супруна, Ш.Д. Хуссейна, В.Я. Своробы и др. [1-5].

В работах [1;4] указывается, что конгруэнтное зацепление между ротором и шпинделем обеспечивает достаточно низкий КПД и отдается предпочтение эвольвентному зацеплению с разницей в один зуб. Преобразующее звено "ротор-шпиндель" с крестовой преобразующей парой экспериментально не исследовалось.

Постановка задачи. Задачей настоящей работы явилось исследование преобразующего звена "ротор-шпиндель" планетарно-роторных вращателей перфораторов и бурильных головок, выполненного по трем различным конструктивным исполнениям и получение по результатам эксперимента трех функциональных зависимостей (расхода воздуха, крутящего момента и мощности от частоты вращения) для данных конструктивных исполнений

Изложение материала и результаты. Соединение "ротор-шпиндель" планетарно-роторных вращателей перфораторов и бурильных головок необходимы для преобразования планетарного (сложного плоскопараллельного) движения ротора во вращательное движение шпинделя с буровой штангой.

Согласно положениям Л.И. Пирогова [2], по принципу действия данные преобразующие звенья представляют собой известные в технике соединения, позволяющие передавать вращение между параллельно сдвинутыми валами или между валами, сдвинутыми под некоторым углом: зубчатые муфты карданные валы, шарнирные четырехзвенники, кулачково-крестовые муфты, встроенные планетарные передачи и др.

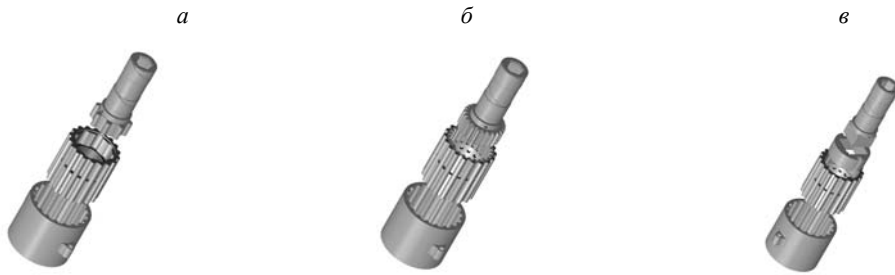


Рис. 3. Конструктивное исполнение звена "ротатор-шпиндель":
а - конгруэнтное; *б* - эвольвентное с разницей в один зуб; *в* - крестовое с промежуточной втулкой

В данной работе проведены сравнительные исследования преобразующих звеньев "ротатор-шпиндель" трех конструктивных исполнений: конгруэнтного, эвольвентного с разницей в один зуб (шпиндель $m = 2,5$; $z = 32$) и крестового с промежуточной втулкой.

Экспериментальные испытания преобразующих звеньев "ротатор-шпиндель" трех конструктивных исполнений были проведены на базе одной и той же новейшей буровой головки 236.06.236, выпущенной согласно плана новой техники ОАО "Криворожгормаш" и предназначенной для оснащения двухстреловой буровой установки УБШ 236 (имеющей по сравнению с аналогом УБШ 207 (Россия) на 30% большую производительность и в 2 раза меньший расход воздуха). Исследования проводились путем замены одного варианта конструктивного исполнения преобразующего звена "ротатор-шпиндель" на другой.

Графики зависимостей расхода воздуха, крутящего момента и мощности от частоты вращения приведены соответственно на рис. 4*а, б, в*

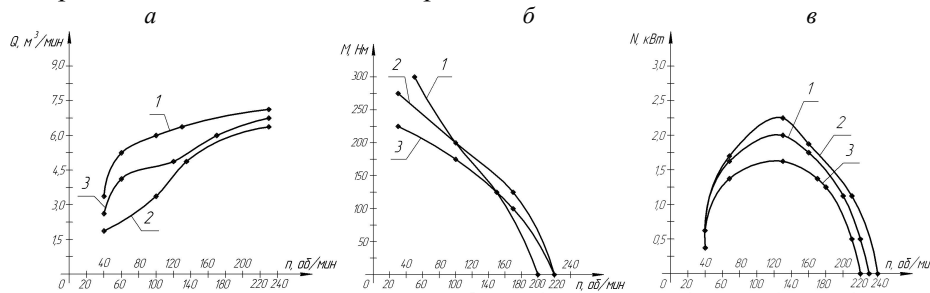


Рис. 4. Графики зависимостей для трех конструктивных исполнений преобразующего звена "ротатор-шпиндель" (1 - конгруэнтное; 2 - эвольвентное с разницей в один зуб; 3 - крестовое с промежуточной втулкой): *а* - расход воздуха от частоты вращения; *б* - крутящий момент от частоты вращения; *в* - мощность от частоты вращения;

Для получения одинаковых результатов и исключения влияния величины торцевого зазора (0,02-0,06 мм) на параметры эксперимента торцы роторов всех трех узлов шлифовались на плоскошлифовальном станке с одной установки вместе.

Выводы и направления дальнейших исследований. По результатам эксперимента можно сделать следующие выводы:

На номинальной частоте вращения 120 об/мин, применение преобразующей пары "ротатор-шпиндель" с эвольвентным зацеплением обеспечивает снижение расхода воздуха при работе буровой головки;

На номинальной частоте 120 об/мин, крутящий момент при работе буровой головки для всех трех конструктивных исполнений преобразующих пар "ротатор-шпиндель" примерно одинаков;

На номинальной частоте 120 об/мин, развиваемая мощность у буровой головки с преобразующим звеном "ротатор-шпиндель" - наивысшая.

Из трех конструктивных исполнений преобразующего звена "ротатор-шпиндель" вариант с эвольвентным зацеплением между ротором и шпинделем с разницей в один зуб (шпиндель $m=2,5$; $z = 32$) показал наилучшие результаты, что определяет направление дальнейших исследований, а именно поиск оптимальных параметров теперь уже эвольвентного зацепления.

Список литературы

1. Альтшулер Я.Е. Гипоциклоидный пневмодвигатель / Я.Е. Альтшулер // Угольное и горнорудное машиностроение. – М.: НИИ Информтяжмаш, 2-70-8, 1970. – С. 131-139 с.
 2. Пирогов Л.И. Исследование промежуточного преобразующего звена гипоциклоидного вращателя / Л.И. Пирогов // сб. Машины для бурения шпуров и скважин. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1971. – С. 227-234 с.
 3. Васильев В.М. Перфораторы. справочник / В.М. Васильев. - М.: Недра, 1989. - 216 с.
 4. Хуссейн Ш.Д. Совершенствование конструкций вращателей бурильных головок / Ш.Д. Хуссейн // Разраб. рудн. месторожд.. – Вып. 66. – Кривой Рог, КТУ. – 1998. – С. 104-108.
 5. Борисенко А.Е. Пневматические бурильные головки / А.Е. Борисенко, В.Н. Щербина, А.К. Супрун // Горный журнал. - 1999. - № 10 - С.47-48.
- Рукопись поступила в редакцию 15.02.13

УДК 622.233.6

В.А. ГРОМАДСКИЙ, аспирант, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»,
В.А. ГРОМАДСКИЙ, магистр, ООО «КМШ ПЛЮС»

СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ АМОРТИЗАТОРА ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ (АИК) БУРОВОГО СТАВА СТАНКА ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ СБШ-250

Приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований, и обоснование параметров амортизатора изгибных колебаний бурового става, результаты имитационного моделирования применения такого амортизатора на станке СБШ-250.

Проблема и ее связь с практическими задачами. Практически у всех буровых станков, при работе возникают интенсивные динамические нагрузки, разрушающие основные узлы рабочего оборудования, приводящие к значительной вибрации в кабине машиниста и виброболезни обслуживающего персонала. За последние 30-40 лет выполнено значительное количество работ по исследованию и снижению динамических нагрузок карьерных буровых станков типа СБШ. Однако до настоящего времени пока не найдено технического решения эффективного и надежного средства снижения динамических нагрузок этих машин.

Анализ исследований и публикаций. Известно применение центраторов бурового става, размещенных в скважине, для снижения изгибных колебаний буровой штанги [1]. Два стабилизирующих устройства (центратора става в скважине), установленные на стыке отдельных штанг бурового става позволили снизить уровень вибрационного ускорения поперечных колебаний бурового става станка БС-1Ш более чем в 4 раза. Однако существенными недостатками такого способа являются трудоемкость установки центраторов на каждом стыке штанг. Не надежность работы в условиях влажной, абразивной и химически агрессивной среды скважины, ухудшение условий выноса буровой мелочи из скважины. Последний недостаток приводит к снижению производительности бурения и повышенному износу бурового инструмента.

Постановка задачи. Обоснование структуры и параметров АИК станка шарошечного бурения за счет создания нового и эффективного устройства, размещенного между станком и скважиной.

Изложение материала и результаты. При создании АИК нами была использована идея создания устройства, которое ограничивает поперечные колебания бурового става до величины меньшей, чем зазор между стенкой скважины и наружной поверхностью штанги. Это устройство размещается в нижней части мачты станка и через упругодемпфирующие буферы и с четырех сторон сжимает гидроцилиндрами буровую штангу. Разработанный буровой станок с устройством АИК защищен патентом Украины [2].

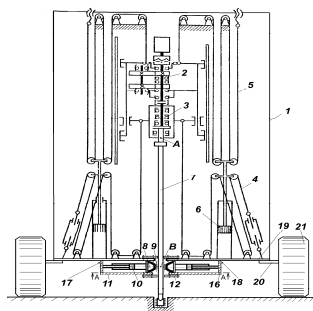


Рис. 1. Схема станка шарошечного бурения с устройством АИК

Станок шарошечного бурения с устройством АИК, рис. 1, состоит из мачты 1, вращателя 2, опорно-подающего узла 3, полиспастов подачи 4 и подъема 5 вращателя 2 с опорно-подающим узлом 3, гидроцилиндров 6 подачи бурового става 7.

Упругодемпфирующие буферы 8 устройства АИК, контактируют с буровым ставом 7 через катки 9 и прижимаются к нему гидроцилиндрами 10. Крышка-щит 11 с резинокордовым фартуком 12 закрывает снизу от выбросов пульпы из скважины гидроцилиндры 10, бу-