

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ИВАНОВ С.Л.
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(сопредседатель)
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.
(сопредседатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
ЗЫРЯНОВ И.В.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КУЛАГИН В.П.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ТРИФАНОВ Г.Д.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

БЕЛЯНИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:

(499) 269-53-97, 269-55-10

Факс (499) 269-55-10

E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Лагунова Ю. А., Бруслова О. М. Моделирование процесса разрушения породы в дробилках ударного действия 2

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Бугаев В. Г., Ереско С. П., Бугаев И. В. Выбор и обоснование конструктивных параметров бурового режущего инструмента для проходки скважин в мерзлых грунтах. Часть II 6

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Малафеев С. И., Анучин А. В., Серебренников Н. А. Экскаватор ЭШ-11/75 с новой системой управления приводами 14

Глебов Н. А., Ваколюк А. Я., Притчин С. Б. Лазерная система определения пространственных координат комплекса для строительства минитоннелей 19

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ

Афони娜 Н. Б., Отроков А. В. К разработке методики исследования погружных органов проходческих комбайнов с нагребными звездами 25

Грабский А. А., Бобина А. В. Экспериментальное исследование закономерностей рабочего процесса истирания горных пород в гироскопических измельчителях 31

Жуков И. А., Молчанов В. В. Рациональное проектирование цилиндрических бойков машин ударного действия 37

Трифанов Г. Д., Князев А. А., Чекмасов Н. В., Шишляников Д. И. Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна "Урал-20Р" 41

НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Кравченко В. М., Сидоров В. А., Буцукин В. В. Повреждения подшипников качения в результате износа 45

ИНФОРМАЦИЯ

Николай Григорьевич Картавый (к 80-летию со дня рождения) 47

Неделя горняка 2013 48

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 621.926.4

Ю. А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург,

О. М. Брусова, канд. техн. наук, ст. преп., Рудненский индустриальный институт, Казахстан

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru; olgabrus@mail.ru

Моделирование процесса разрушения породы в дробилках ударного действия

Разработана математическая модель процесса дробления глинистых пород при различных видах удара молотка о породу и обоснован выбор конструкции молотка.

Ключевые слова: удар, дробление, деформация, моделирование, горная порода, конструкция молотка.

Yu. A. Lagunova, O. M. Brusova

Modeling of Process of Destruction of Breed in Crushers of Percussion Action

The mathematical model of process of crushing of clay breeds is developed at different types of blow of a hammer about breed and justification of a choice of a design of a hammer is made.

Keywords: blow, crushing, deformation, modeling, rock, hammer design.

Разрушение горной массы в молотковых дробилках происходит за счет ударов молотков по кускам породы, ударов кусков по отбойной плите, повторных ударов молотков по кускам породы и ударов породы об отбойную плиту, истирания кусков горной массы при транспортировании ее по колосниковой решетке [1].

При дроблении горной массы с высокой влажностью в молотковых дробилках, оснащенных колосниковой решеткой, возникают неупругие удары молотков по кускам породы. При таких ударах частично раздробленный кусок движется вместе с молотком, как бы прилипая к нему. Для отбрасывания куска молотком необходимо, чтобы действие центробежной силы заставило его скользить по молотку радиально. Это удлиняет период отрыва куска от молотка и в большинстве случаев молоток, не успевая отбросить кусок на отбойную плиту, увлекает его за собой. Отдельные куски, ударяющиеся об отбойную плиту, не разрушаются, так как поверхность плит покрывается наростом из прилипших мелких влажных частиц дробимой породы. Этот нарост в значительной мере смягчает удары о плиты крупных кусков. Таким образом,

в случае дробления влажных пород необходимо исключить из расчетов действие удара кусков об отбойную плиту и принять во внимание только действие ударов молотков и истирание горной породы на колосниковой решетке. В таких дробилках при дроблении горной массы скользящими ударами молотков происходит потеря силы дробления, вместе с тем, повышается износ внешнего края молотков, а производительность дробилки падает [2].

Для дробления влажной и глинистой горной массы применяют самоочищающиеся молотковые дробилки. От обыкновенных молотковых дробилок они отличаются тем, что дробящая плита находится в непрерывном движении, задняя стенка станины тоже защищена постоянно движущимся плотным очистным устройством. Эта конструктивная особенность самоочищающихся дробилок является весьма важным ее преимуществом перед другими конструкциями молотковых дробилок. Дробление крупных кусков материала, значительно превосходящих массу молотка, характерно тем, что кусок дробимого материала, находясь в зоне дробления, подвергается серии ударов (прямых и скользящих).

Под действием удара молотка кусок дробимой горной породы, поданный в зону дробления, отбрасывается на подвижную плиту. Соударение молотка с куском происходит *скользящим* ударом. Отскакивая от подвижной плиты под действием упругих сил, дробимый кусок вновь подвергается ударам молотков. Описанный процесс сопровождается скалыванием поверхностного слоя куска и постепенным дроблением [1].

Рассмотрим процесс скользящего удара [2]. Схема дробления куска в молотковой дробилке со встроенными в корпус пластинчатыми конвейерами показана на рис. 1. Скользящий удар возникает в месте контакта молотка и дробимого куска (точка A) в начальный момент удара.

Ударные силы определяются величиной ударного импульса. В соответствии с теоремой количества движения ударный импульс I равен количеству движения молотка K :

$$K = I; \quad (1)$$

$$K = m(v_{\text{уд}} - v_{\text{ск}}); I = \int_0^{t_{\text{уд}}} F(t_{\text{уд}}) dt, \quad (2)$$

где $F(t_{\text{уд}})$ — ударная сила, Н; $t_{\text{уд}}$ — длительность удара, с; $v_{\text{уд}}$ — скорость соударения молотка о кусок, м/с; $v_{\text{ск}}$ — скорость скольжения молотка после удара, м/с; m — масса куска породы, кг.

Ударный импульс определяется из заданных значений массы породы и скорости соударения молотка о кусок.

Работа ударной силы для разрушения куска объемом V зависит от физико-механических свойств породы и энергоёмкости процесса ударного разрушения. В соответствии с гипотезой Ф. Кика работа деформации, Дж, определяется по формуле

$$A = 0,5 \sigma_{\text{сж}}^2 V / E,$$

где $\sigma_{\text{сж}}$ — предел прочности породы на сжатие, Па; V — объем деформируемого тела, м³; E — модуль упругости породы, Па.

Длительность удара определяется величиной деформации или глубиной внедрения молотка в породу S , м:

$$t_{\text{уд}} = S / (0,5 v_{\text{уд}}).$$

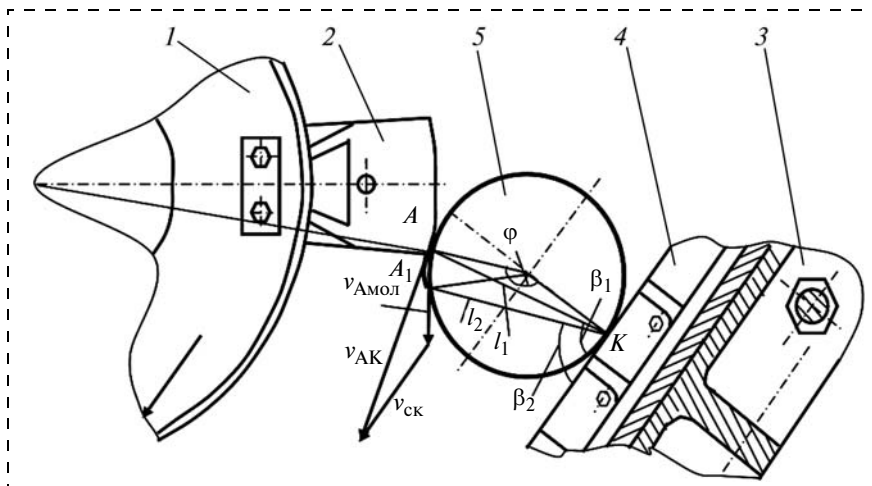


Рис. 1. Схема дробления породы в молотковой дробилке при скользящем ударе:

1 — ротор; 2 — молоток; 3 — колосниковая решетка; 4 — броня; 5 — кусок дробимого материала

Работа разрушения породы при условии постоянства ударной силы определяется из выражения

$$A = F_{\text{уд}} S. \quad (3)$$

Тогда $I = F_{\text{уд}} t_{\text{уд}}$, Н/с.

С учетом выражения (2) получим

$$I = 2 F_{\text{уд}} S / v_{\text{уд}} = 2 A / v_{\text{уд}}. \quad (4)$$

Из формулы (4) следует:

$$A = 0,5 I v_{\text{уд}}. \quad (5)$$

Работа разрушения прямым ударом зависит от скорости соударения молотка о породу и ударного импульса.

Рассмотрим процесс удара как результат взаимодействия масс молотка и куска. При скользящем ударе дробление происходит за счет сжатия породы при внедрении молотка по направлению вектора скорости скольжения $v_{\text{ск}}$.

Молотки, внедряясь, проворачивают кусок на угол $\Delta \beta_i$, при этом деформация сжатия

$$\Delta = l_1 - l_2, \quad (6)$$

где l_1, l_2 — расстояния от мгновенного центра скоростей до точек контакта A и A_1 , м.

Расстояние определяется по теореме косинусов:

$$\begin{aligned} l_1^2 &= 2r^2 - 2r^2 \cos 2\beta_1; \\ l_2^2 &= 2r^2 - 2r^2 \cos 2\beta_2, \end{aligned} \quad (7)$$

где r — радиус куска породы, м.

Подставив значения l_1 и l_2 в формулу (6), получим величину деформации

$$\Delta = 1,414r((1 - \cos 2\beta_1)^{0,5} - (1 - \cos 2\beta_2)^{0,5}). \quad (8)$$

По закону Гука предел прочности на сжатие в куске породы

$$\sigma_{сж} = E\varepsilon, \quad (9)$$

где ε — относительная деформация куска, которую можно определить по зависимости

$$\varepsilon = \Delta/l_1. \quad (10)$$

После преобразования (10) с использованием формул (6) и (7) получаем величину максимальной деформации разрушения куска, при котором напряжения в нем будут равны пределу прочности породы на сжатие:

$$\varepsilon = 1 - \sqrt{\frac{1 - \cos 2\beta_2}{1 - \cos 2\beta_1}}. \quad (11)$$

Деформация разрушения зависит от положения молотка относительно куска, перемещающегося по отбойной плите, и размера куска.

На основании проведенного анализа процесса ударного взаимодействия молотков с кусками горной породы установлены рациональные области применения предложенных режимов удара:

- разрушение крупных кусков породы следует производить прямым ударом ввиду больших значений ударных сил;

- средние куски целесообразно разрушать в режиме скользящего удара, чтобы обеспечить повышенную степень дробления.

При скользящем ударе дробление происходит за счет сжатия породы при внедрении молотка по

направлению вектора скорости скольжения $v_{ск}$. Теория разрушения была проверена с помощью компьютерного моделирования в расчетном пакете ANSYS 11.0.

Исходными данными для моделирования являлись: порода — глинистый боксит; модуль Юнга $E = 3 \cdot 10^8$ Па; коэффициент Пуансона $\mu = 0,3$; плотность породы $\rho = 2,87$ т/м³; диаметр куска для прямого удара 300 мм; для скользящего 100 мм; молоток — сталь $\rho = 7,8$ т/м³; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; масса $m = 80$ кг; ротор — частота вращения $n = 590$ мин⁻¹; диаметр ротора 1700 мм.

Рассмотрим случай, наиболее опасный при разрушении породы, — это зажатие куска породы между отбойной плитой и молотком. На рис. 2 (см. 2-ю стр. обложки) видно, что смещение в точке соприкосновения молотка с породой составляет около 80 мм, в центре породы — 50 мм, молоток при ударе отскакивает от породы на 90 мм.

Возникающие напряжения формируют щель в породе, при прочности породы 300 МПа появляются участки с напряжением 341 МПа из-за эффекта прессования и упрочнения породы в месте удара. Кроме того, образуются области повышенного напряжения в молотке, которые возникают в зоне удара (износ молотка) и крепления молотков (для стали 900...1200 МПа).

Теперь рассмотрим теорию скользящего удара (рис. 3, см. 2-ю стр. обложки). При диаметре куска 100 мм возникают деформации в породе, значения которых более 40 мм. Максимальные напряжения в породе 218 МПа.

На основании проведенного моделирования можно обосновать геометрические параметры молотка [3].

Толщину молотка выбираем из условия перекрытия вала ротора установкой молотков в шахматном порядке. Принимаем толщину молотка, равной 150 мм. Высоту выбираем с учетом теории скользящего удара, т. е. расстояние между краем молотка и отбойной плитой должно быть 100 мм, что соответствует куску продукта дробилки. Ширина молотка составляет 300 мм, что соответствует максимальному размеру куска питания дробилки и обеспечивает сжатие породы при скользящем ударе (рис. 4).

Нижняя кромка молотка, выполненная по радиусу, обеспечивает

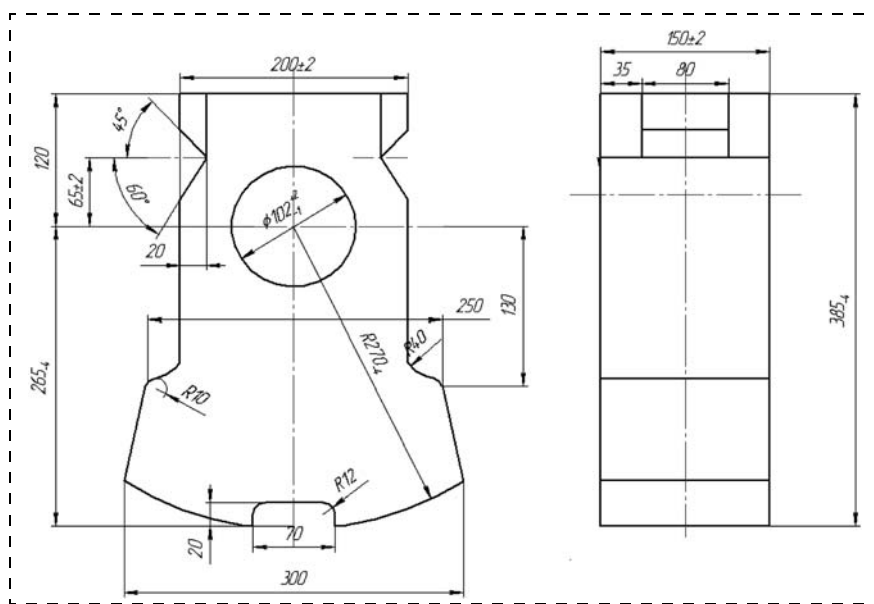


Рис. 4. Конструкция молотка

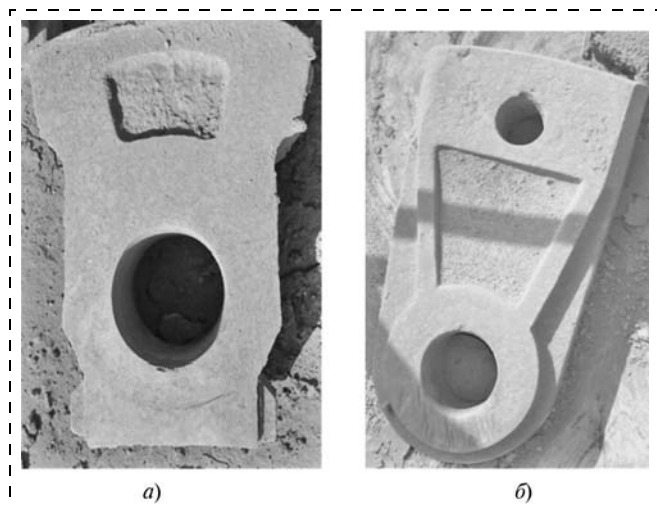


Рис. 5. Молотки новой (а) и существующей (б) конструкций

сжатие куска породы и его поворот при скользящем ударе. Выточка в середине нижней части дает дополнительную плоскость дробления породы. По результатам компьютерного моделирования конструкции молотка были изготовлены новые молотки.

В целом предложенная конструкция молотка (рис. 5, а) отличается сокращением расхода стали на комплект молотков, увеличением эффективности дробления, повышением срока службы по сравнению с существующими молотками (см. рис. 5, б). Сравнительная характеристика существующего и нового молотка дана в таблице.

Сравнительная характеристика молотков дробилки

Параметры	Молоток	
	существующий	новый
Расположение молотков	Кольцевое	Шахматное
Масса одного молотка, кг	55	80
Число молотков, шт.	40	20
Масса комплекта молотков, кг	2200	1600
Максимальная деформация породы, м	0,014	0,017
Усилие дробления, приходящееся на один молоток, кН	0,76	1,2
Ширина молотка, мм	110	200
Срок службы молотка, ч	450	720

Список литературы

1. Донченко Л. С., Донченко В. Л. Эксплуатация и ремонт дробильного оборудования. М.: Недра, 1972. 234 с.
2. Лагунова Ю. А., Брусова О. М. Эффективность молотковых дробилок: Математическая модель процесса дробления горной породы молотковыми дробилками // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2012. № 1. М.: Горная книга. С. 7—14.
3. Брусова О. М. Выбор оптимальной конструкции молотка для молотковой дробилки ДМЭ-17 × 14,5: сб. тр. VII Междунар. науч.-техн. конф. "Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В. Р. Кубачека". Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. С. 152—155.

Международная ассоциация исследователей стальных канатов (МАИСК)

XII Международная научно-техническая конференция

"Производство и эксплуатация стальных канатов — проблемы и решения"

03—07 июня 2013 г., г. Одесса, Украина

Тематика конференции:

- прогрессивные конструкции и технологии изготовления стальных канатов;
- вопросы эксплуатации шахтных канатов;
- проблемы надежности и долговечности стальных канатов;
- теория расчета и проектирования стальных канатов;
- динамика стальных канатов и канатных систем.

Рабочие языки конференции — русский, украинский, английский. Доклады принимаются Оргкомитетом до 25 апреля 2013 г. и будут опубликованы в сборнике трудов конференции.

Для участия в конференции необходимо выслать заявку в адрес Оргкомитета до 20 мая 2013 г. и оплатить оргвзнос.

Оргкомитет:

Украина, 65005, Одесса, ул. Запорожская, 30, офис 4, МАИСК

Малиновский Валентин Анатольевич, д-р техн. наук, профессор;

тел./факс: +0038 048 777-40-27; +0038 050 392 00 45

E-mail: vira@farlep.net

Бартенева Надежда Александровна:

тел. +0038 097 374 39 00

E-mail: irina2006@ukr.net

УДК 622.233:622.34.012.21.3:622.23.05.001.5

В. Г. Бугаев¹, канд. техн. наук, директор, **С. П. Ереско**², д-р техн. наук, проф., **И. В. Бугаев**¹, инж.-констр.

¹ ООО "Тулсиб", г. Красноярск

² СибГАУ, г. Красноярск

E-mail: sale@toolsib.ru, eresko07@mail.ru

Выбор и обоснование конструктивных параметров бурового режущего инструмента для проходки скважин в мерзлых грунтах. Часть II*

Проанализированы возможные схемы расстановки резцов по диаметру и высоте бура в плоскостной и пространственной системах координат. Предложены рациональные конструктивные параметры, которые заложены в основу при разработке эффективных конструкций типоразмерного ряда бурового режущего инструмента.

Ключевые слова: буровой режущий инструмент, свойства разбуриваемых мерзлых грунтов, параметры инструмента, углы заточки, угол резания, передний и задний углы, ширина и форма режущей кромки, вылет резца, расстановка резцов, сетка резания, конусность бура, перки и забурника, параметры и форма корпуса бура.

V. G. Bugaev, S. P. Eresko, I. V. Bugaev

Substantiation for Design Parameters Drilling Cutting Tool. Part II

The possible scheme of arrangement of the incisors to the diameter and height of the drill in the spatial coordinate system and proposed a rational sequence-step scheme, which provides the minimum power consumption of the destruction process of frozen soils during large diameter well drilling.

Keywords: drilling cutting tool, properties of the drilled frozen soils, tool parameters, sharpening angles, cutting angle, front and rear angle, width and shape of the cutting edge, incisor outreach, alignment of the incisors, cutting grid, coning bore, pointed drills and starting borers, parameters and shape of the body of bore.

2. *Схема расстановки резцов* на буре определяется расположением их режущих кромок по диаметру и высоте, а также их взаимным расположением в пространстве. На рис. 7 представлены возможные варианты сеток резания и взаимное расположение режущих кромок резцов по диаметру и высоте.

2.1. Расстановка резцов *по диаметру* определяет сетку резания, которая характеризуется числом линий резания и числом резцов на буровом инструменте. Под линией резания понимается концентрический след, оставляемый резцом на забое скважины.

2.1.1. *Сетка резания* определяет схему обработки забоя скважины и должна соответствовать грунтовым условиям бурения. Возможны следующие варианты сеток резания: с дублированием (см. рис. 7, а) и без дублирования (см. рис. 7, б) резцов в линиях резания, с оставлением концентрических целичков (см. рис. 7, в) и со сплошной схемой обработки забоя (см. рис. 7, г). Изменение сетки резания при конструировании бурового инструмента легко достигается только при использовании сменных резцов. Наиболее целесообразным является вариант с дублированием резцов в крайних линиях резания и со сплошной схемой обработки забоя. При этом ширина отдельных резцов может приниматься больше размеров передней грани резца за

* Часть I см. в № 1, 2013 г.

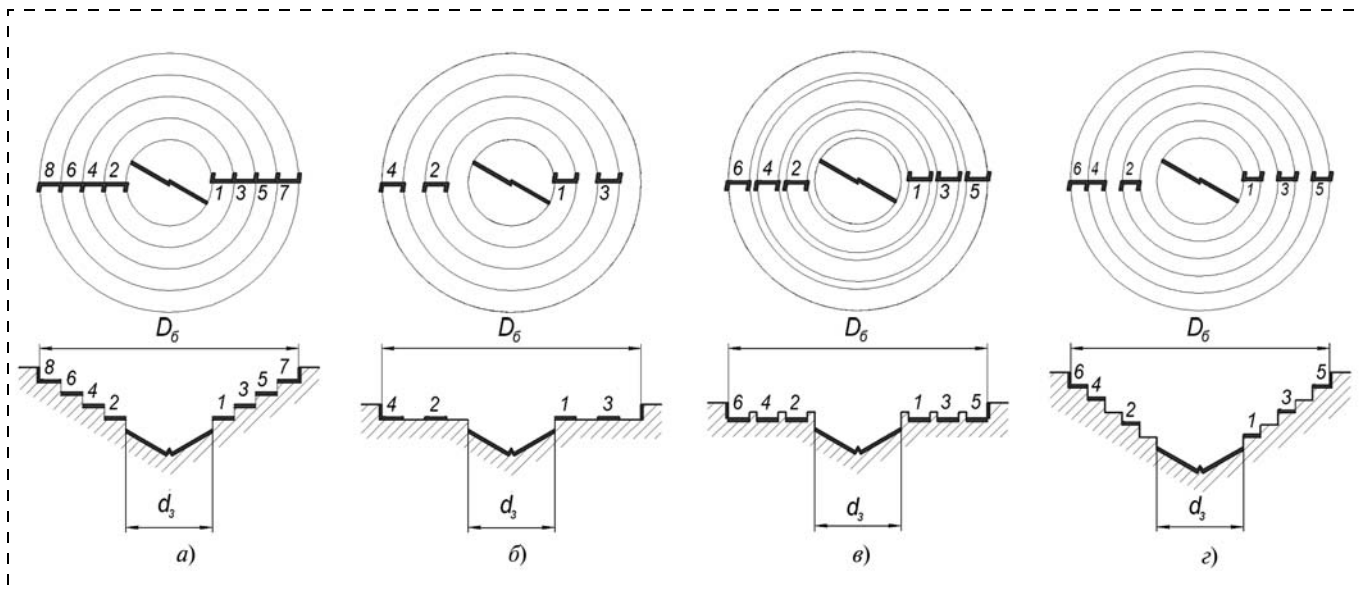


Рис. 7. Сетки резания и взаимное расположение режущих кромок резцов по диаметру и высоте

счет эффекта развала борозды грунта или породы при снятии стружки.

2.2. Расстановка резцов *по высоте* влияет на их вписываемость, форму образуемого забоя, интенсивность износа и режим удаления буровой мелочи. Для достижения вписываемости резцов при сплошной схеме обработки забоя скважины необходимо, чтобы каждый последующий резец, считая от оси вращения, имел превышение над предыдущим, расположенным на меньшем радиусе вращения. В результате этого со стороны оси вращения у каждого резца создается дополнительная боковая поверхность обнажения, обеспечивающая вписываемость резца в прорезаемый след. При дублировании резцов в линиях резания они должны располагаться на одинаковой высоте (см. рис. 7, а) и равных расстояниях друг от друга по окружности в целях обеспечения равноценных условий работы. При расстановке резцов с превышением (см. рис. 7, а) друг над другом по высоте забой скважины приобретает ступенчатую форму с разрывом сплошности. Благодаря этому обеспечивается полублокированная схема резания, которая позволяет значительно повысить эффективность разрушения мерзлого и вечномёрзлого грунта или горной породы на забое скважины и тем самым существенно снизить энергоёмкость процесса бурения (см. рис. 7, г).

2.3. Взаимное расположение резцов *в пространстве* определяется кинематикой их взаимодействия с массивом мерзлого грунта или горной породы на забое скважины. Расположение бурового резца в плоскостной системе координат (рис. 8, а) характеризуется углами отклонения продольной оси резца φ , ψ , μ , где φ — угол атаки между направлением вектора скорости резания и осью резца в вертикальной плоскости; ψ — угол разворота резца между направлением вектора скорости резания и осью резца в горизонтальной плоскости и μ — угол наклона оси резца по отношению к вертикали в профильной плоскости.

Действительное положение резца в пространственной системе координат (см. рис. 8, б) определяет

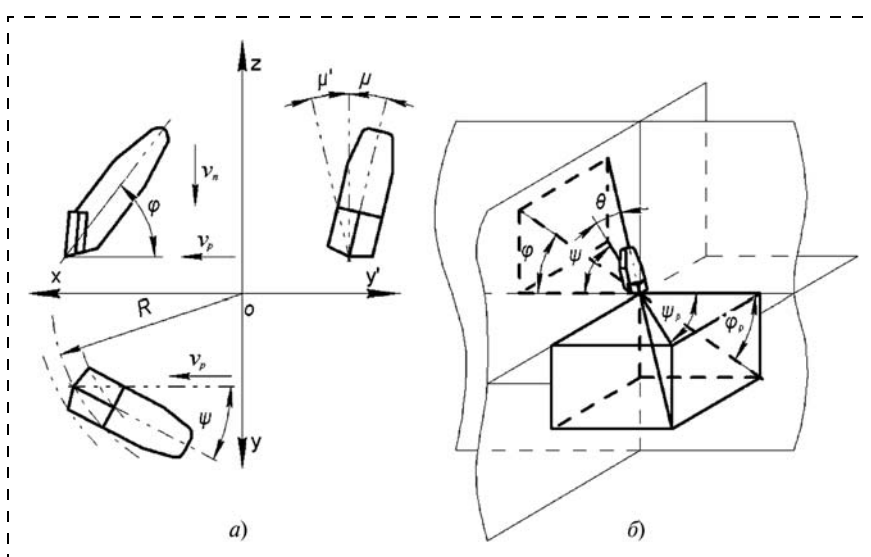


Рис. 8. Схема расстановки резцов в плоскостной (а) и пространственной (б) системах координат

угол θ установки резца или угол между действительной осью резца и плоскостью резания, который и определяет рабочие углы резания каждого резца на буре. В процессе бурения скважин режущие кромки инструмента совершают два движения: поступательное в осевом направлении со скоростью $u_{\text{п}}$, при котором они внедряются в разрушаемый мерзлый грунт или горную породу, и вращательное вокруг оси инструмента со скоростью $u_{\text{р}}$, при котором они срезают стружку определенной толщины. В результате обоих движений линия резания в любой точке режущей кромки будет определяться касательной $w-w$ (рис. 2, б, см. часть I), которая составляет с осью ox угол θ наклона траектории резания.

Величина этого угла определяется по следующей зависимости:

$$\theta = \arctg(u_{\text{п}}/u_{\text{р}}). \quad (1)$$

Поскольку при вращательном бурении скважин $u_{\text{п}} = hn$, а $u_{\text{р}} = 2\pi nR$, где n — частота вращения инструмента, мин^{-1} ; h — величина подачи или толщина срезаемой стружки на оборот; R — радиус установки резца на буре, то получаем выражение для определения угла θ при вращательном движении с подачей инструмента:

$$\theta = \arctg(h/2\pi R). \quad (2)$$

Из выражения (2) видно, что в буровом инструменте угол θ зависит от величины подачи бура на оборот, а также изменяется вдоль режущей кромки, уменьшаясь от центра бура к периферии. Это заключение наглядно также подтверждает представленная на рис. 9 динамика изменения угла θ наклона траектории резания. На данном рисунке видно, что с увеличением подачи h бура на оборот угол θ растет и, наоборот, уменьшается с увеличением радиуса R установки резца на буре.

Тогда действительные рабочие углы будут равны: $\alpha_{\text{р}} = \alpha - \theta$; $\beta_{\text{р}} = \beta + \theta$; $\gamma_{\text{р}} = \gamma - \theta$.

Поскольку действительные значения рабочих углов резания существенно изменяются вдоль режущей кромки инструмента, то это условие необходимо учитывать при выборе конструктивной геометрии и расстановке режущих элементов бурового инструмента большого диаметра.

В состав режущих элементов бурового инструмента входят резцы и забурник или перка, которые имеют совершенно различную конструкцию. Поэтому выбор и обоснование конструктивных параметров их режущих кромок проводятся отдельно для каждого режущего элемента.

Приведенные рекомендации различных исследований свидетельствуют о том, что целесообразные значения углов заточки режущих элементов при бурении, резании и строгании горных пород, талых и мерзлых грунтов изменяются в широких пределах. Поэтому для обоснования рациональных углов заточки с учетом переменных траекторий движения точек режущих кромок резцов и выбора твердосплавных пластин для бурового инструмента большого диаметра нами проведены дополнительные экспериментальные исследования [3, 4]. По результатам этих исследований созданы различные конструкции унифицированных резцов (рис. 10) для бурения скважин в разнообразных грунтовых условиях.

Полученные результаты исследований [3] свидетельствуют о целесообразности применения резцов типа РБТ (см. рис. 10, а), наплавленных износостойкими материалами, для бурения скважин в талых и малопрочных сезонно-мерзлых грунтах, характерных для европейской территории России, а также в талых и пластично-мерзлых грунтах прочностью до 100 ударов по плотномеру ДорНИИ

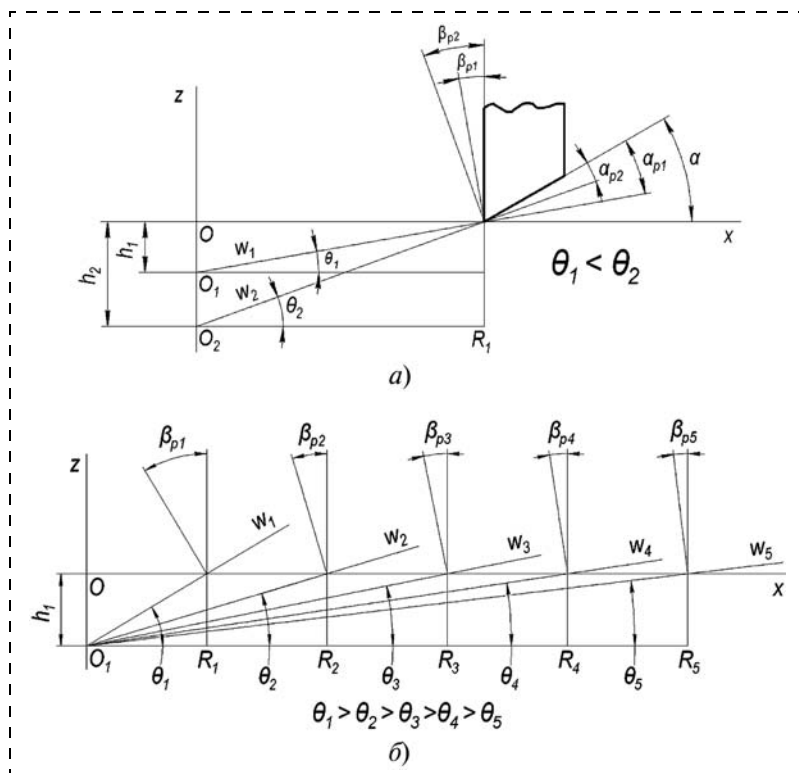


Рис. 9. Изменение угла θ наклона траектории резания от величины подачи h бура на оборот (а) и радиуса R установки резца (б)

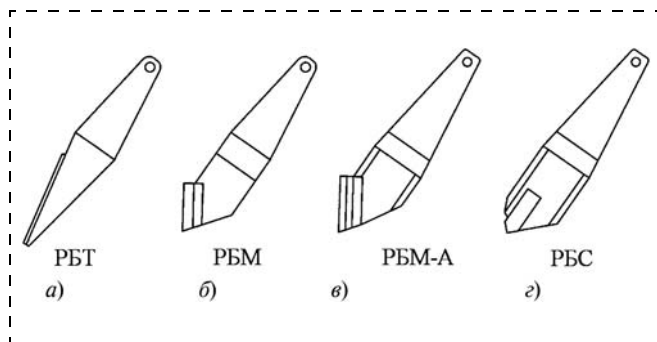


Рис. 10. Унифицированные буровые резцы различной конструкции

в районах Сибири и Дальнего Востока. Применение буровых резцов типа РБТ взамен других резцов, армированных твердосплавными пластинами, позволит значительно сократить расход остродефицитного и дорогостоящего твердого сплава при ведении буровых работ в пластично-мерзлых грунтах в строительном производстве.

Для бурения скважин в однородных мерзлых грунтах и с ограниченным содержанием твердых включений возможно применение резцов типа РБМ, армированных пластинами твердого сплава марки ВК8 с плоской формой передней грани. Однако область их применения ограничена грунтовыми условиями бурения. При бурении скважин в мерзлых грунтах с повышенным содержанием включений гравия и гальки до 40...60 % по объему и отдельных валунов размером 150...200 мм происходило полное разрушение твердосплавных пластин на резцах и забурнике на каждом метре бурения скважин. В данных грунтовых условиях целесообразно применение резцов типа РБМ (см. рис. 10, б), армированных твердосплавными пластинами марки ВК15 с клиновидной формой передней грани, серийно выпускаемых по ТУ 48-13-371—83. Как показали результаты исследований [4], стойкость этих резцов до первой переточки в среднем составила 350 пог. м при бурении скважин диаметром 500 мм, что на порядок выше стойкости резцов, армированных твердосплавными пластинами марки ВК8 с плоской формой передней грани.

В целях дальнейшего расширения грунтовой области использования серийных буровых и бурильно-крановых машин нами совместно с ВНИИТСом и ОАО "Оргпримтвердосплав" разработан типоразмерный ряд новых экспериментальных твердосплавных пластин шириной режущей кромки от 15 до 65 мм многореберной и плоской клиновидной форм [5]. Твердосплавные пластины шириной 15 и 25 мм предусмотрены для армирования режу-

щих кромок забурников, а остальные пластины — для армирования буровых резцов типа РБМ-А (см. рис. 10, в) и РБС (см. рис. 10, г). Пластины припаиваются в открытый или полузакрытый паз корпусов резцов. Часть таких твердосплавных пластин уже изготавливается экспериментальными мелкими партиями и проходит испытания в эксплуатационных условиях. Полученные результаты исследований [5] свидетельствуют, что стойкость новых твердосплавных пластин указанных форм при бурении скважин в мерзлых грунтах с гравийно-галечниковыми включениями и скальными прослойками в 1,5—2 раза выше стойкости серийных пластин клиновидной формы.

Забурник или перка при бурении скважины производят разрушение мерзлого грунта в режиме блокированного резания в центральной ее части и выполняют функции центрирующего элемента для обеспечения прямолинейности оси скважины. В настоящее время наибольшее распространение получили перки в виде плоских стальных треугольников, режущие кромки которых армированы пластинами твердого сплава. Однако конструкция самих перок и особенно форма и геометрия их режущих кромок весьма разнообразны. При выборе рациональной конструкции забурника и перки и их геометрических параметров, как правило, заимствуют более богатый опыт бурения скважин в горных породах, а также в мерзлых грунтах под взрывы, разведку полезных ископаемых, на воду и др.

Основные геометрические параметры перки и забурника приведены на рис. 11. Перка состоит из корпуса 1, изготовленного из листовой стали толщиной 20...25 мм, и пластин 2 твердого сплава. Забурник состоит из корпуса 1, лопастей 4 и пластин 2 твердого сплава. Лопасти и корпус забурника соединяются между собой с помощью электросварки. Пластины твердого сплава соединяются с корпусом перки и лопастями забурника с помощью специального припоя. Режущие кромки пластин твердого сплава выступают за корпус перки и лопасти забурника на ширину 1,5...2 мм. Диаметр D_3 и высота H_3 перки или забурника принимаются в зависимости от диаметра d_k (см. далее рис. 12):

$$D_3 = (1,2 - 1,4)d_k; H_3 = (0,8 - 1,0)d_k. \quad (3)$$

При соблюдении этих соотношений обеспечивается бесперебойное удаление буровой мелочи из центральной части забоя скважины. Особое внимание в исследованиях конструкций забурников и перок для бурения скважин вращательным способом уделяется поиску рациональных форм и раз-

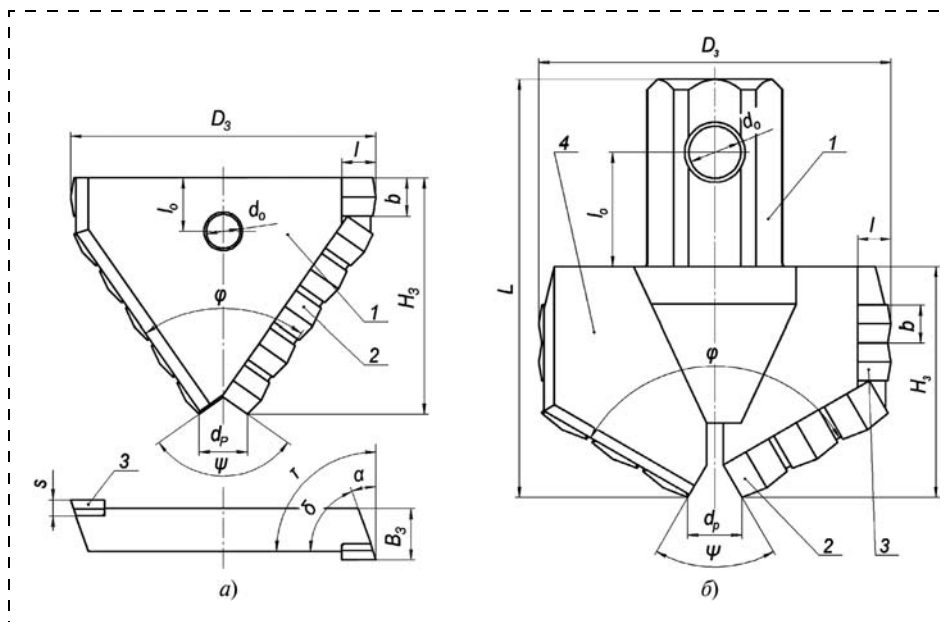


Рис. 11. Геометрические параметры:
а — перки; б — забурника

меров центральной рассечки режущих кромок, необходимость которой вызвана следующими факторами. Во-первых, в центральной части перки и забурника скорость вращения, а, следовательно, и скорость резания u_p равна или близка к нулю. Это значит, что разрушение грунта в этой зоне забоя скважины происходит не резанием, а смятием с высокой энергоемкостью процесса. Во-вторых, вблизи оси вращения перки и забурника рабочий передний угол $\beta_p = \beta + \theta$ всегда положительный. Для этой же зоны рабочий задний угол, равный $\alpha_p = \alpha - \theta$, отрицательный или может оказаться равным нулю, т. е. $\alpha_p \leq 0$. Это означает, что перка или забурник может задней гранью касаться грунта на забое скважины, стремясь смять его вблизи оси скважины. Применение рассечки по оси перки или забурника позволяет устранить отмеченные выше недостатки и избежать смятие грунта в центре скважины. Проведенными исследованиями рекомендуется диаметр рассечки d_p принимать в пределах 15...25 мм [1].

При исследовании формы рассечки перки многие исследователи рекомендуют выполнять ее V-образной формы. Однако, как правило, форма и размеры рассечки могут влиять на эффективность разрушения среды лишь в комплексе с другими параметрами перки или забурника. Так, угол конусности ϕ перок и забурника рекомендуется принимать в пределах от 60 до 120°. Для повышения срока службы перок и забурников целесообразно дополнительное армирование периферийных по-

верхностей калибрующими пластинами 3 твердого сплава. При этом угол резания должен находиться в пределах 90...85° от центра к периферии перки или забурника.

В отличие от перки рассечка у забурника выполнена комбинированной конусно-цилиндрической формы. Конструкция самого забурника выполнена по типу РХ — "рыбий хвост". Все это обеспечивает лучшее начальное забуривание и центрирование бура по оси скважины, а также позволяет существенно снизить осевое усилие для внедрения его в грунт. В связи с изложенным необходимо выбранные рациональные геометрические параметры режущей кромки перки и забурника уточнить при проведении сравнительных испытаний серийных и лучших экспериментальных образцов перок и забурников.

2.4. В процессе бурения скважин в мерзлых и вечномёрзлых грунтах происходит износ режущих кромок инструмента, на который влияют многие факторы: свойства разбуриваемых грунтов, действующие нагрузки, относительные скорости скольжения, путь трения, размеры и геометрические параметры инструмента. Очевидно, что влияние каждого из этих факторов на процесс износа режущих кромок инструмента не одинаковое.

Из механических характеристик мерзлых грунтов главное влияние на износ режущих элементов бурового инструмента оказывает абразивность или изнашивающая способность грунтов [6—8].

Из силовых параметров наиболее существенное влияние на износ режущих кромок инструмента оказывает осевое усилие, прижимающее лезвия режущих элементов к забой скважины. Переменная во времени площадка притупления лезвий режущих элементов и действующее на них осевое усилие определяют удельное давление режущих элементов на забой и обеспечивают разрушение мерзлых грунтов и износ инструмента. Экспериментальными исследованиями установлено, что с увеличением удельного давления на забой скважины интенсивность износа режущих кромок уменьшается. При этом обеспечивается увеличение толщины срезаемой стружки, следовательно,

и скорости бурения, а также снижение энергоемкости процесса бурения и повышение срока службы инструмента.

Износ режущих кромок инструмента в процессе бурения скважин во многом зависит также от величины пути трения, проходимого каждой кромкой. Поскольку при вращательном бурении каждая точка режущей кромки в зависимости от радиуса вращения проходит разный путь трения, то и величина износа вдоль радиуса инструмента имеет переменное значение, увеличивающееся от оси бура к его периферии. По мере затупления режущих кромок инструмента для обеспечения эффективного бурения скважин в прочных мерзлых и вечномерзлых грунтах необходимо значительное повышение осевого усилия подачи на забой скважины.

В процессе бурения скважин происходит постепенное затупление режущих кромок инструмента, приводящее к изменению геометрии режущих элементов, восстановление которой возможно путем перезаточки или замены изношенных резцов и забурников. В результате бурения скважин затупленным инструментом происходит не только снижение показателей процесса бурения, но также приводит к увеличению расхода режущих элементов инструмента. Поэтому при эксплуатации бурового режущего инструмента необходимо строго следить за своевременной заточкой и перезаточкой режущих кромок резцов и забурников.

3. *Размеры и форма корпуса* существенно влияют на прочность бурового инструмента и эффективность удаления буровой мелочи из призабойной зоны скважины. На рис. 12 представлено конструктивное исполнение лопастного и спирального буров с основными их элементами. Корпус бура обычно выполняют литой (см. рис. 12, а) или

сварной (см. рис. 12, б) конструкции. Он содержит цилиндрический или цилиндро-конический остов 1, по периметру которого располагаются траверсы 4 и транспортирующие лопасти 3. Стойкость корпуса бура должна обеспечивать 8...10-кратный срок службы сменных резцов и 3...5-кратный срок службы забурников. Для увеличения срока службы корпус бура выполняют довольно массивным, а по мере износа периферийные части транспортирующих его лопастей наплавляют износостойкими материалами, например, твердосплавными электродами марки Т-590 или Т-620.

3.1. *Высота остова H_0* бура влияет на высоту призабойной зоны скважины и зависит от шага транспортирующих лопастей. Для лучшего удаления продуктов разрушения с забоя скважины конструкция бурового инструмента должна разрабатываться с учетом минимальной высоты призабойной зоны скважины. В лопастных бурах высота остова бура, как правило, не превышает половины шага транспортирующих лопастей. В спиральных же бурах высота остова бура несколько больше, чем в лопастных бурах, и достигает примерно величины шага транспортирующих лопастей.

3.2. *Диаметр остова d_k* бура определяет размеры поперечного сечения и влияет на прочность корпуса бура. Из условия наилучшего транспортирования буровой мелочи с забоя скважины остов бура должен иметь минимальные размеры поперечного сечения. По прочности же корпус бура должен выдерживать максимальные нагрузки, действующие от приводов вращения и подачи буровой машины или оборудования.

Требования к размерам остова, траверс и транспортирующих лопастей бурового инструмента зависят от принятого способа очистки скважины от буровой мелочи. При циклическом способе очистки скважины используется лопастной бур (см. рис. 12, а), остов которого должен иметь минимальные размеры по высоте и поперечному сечению, а транспортирующие лопасти должны иметь минимальный угол подъема для лучшего подпора и последующего накопления разрушенного грунта над лопастями бура с захлопками. При шнековом способе очистки скважины используется, в основном, спиральный бур (см. рис. 12, б), остов которого должен также иметь минимальные размеры по высоте и поперечному сечению, а транспортирующая лопасть должна иметь шаг наливки,

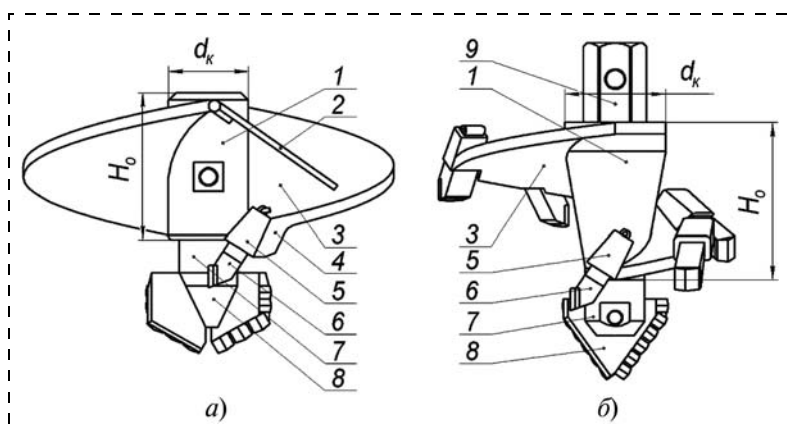


Рис. 12. Основные элементы лопастного (а) и спирального (б) буров: 1 — остов; 2 — захлопка; 3 — лопасть; 4 — траверса; 5 — резцедержатель; 6 — резец; 7 — наконечник; 8 — перка или забурник; 9 — хвостовик

равный шаг витка шнека. В противном случае буровая мелочь создаст значительное сопротивление движению инструмента, которое возрастает с увеличением высоты корпуса бура и коэффициента заполнения шнека.

3.3. *Число траверс* в лопастных бурах большого диаметра обычно равно двум. Траверсы симметрично располагаются относительно остова бура, на которых размещаются резцедержатели с резцами. Наряду с этим в зарубежной практике иногда встречаются буры к шнекам с одной траверсой. Однако они имеют ограниченную грунтовую область применения и не пригодны для бурения скважин в плотных талых, мерзлых и вечномерзлых грунтах. В спиральных бурах траверсы отсутствуют. Поэтому размещение резцедержателей с резцами производится по периферии одной или двух транспортирующих лопастей. В этом случае спиральные буры называются однозаходными или двухзаходными.

3.4. *Коэффициент* перекрытия скважины в основном зависит от поперечного размера остова бура, числа и толщины траверс и транспортирующих лопастей. Для уменьшения коэффициента перекрытия скважины при цикличном способе очистки остов лопастного бура должен иметь минимальные размеры поперечного сечения и Z-образное расположение двух траверс, на которых размещаются с разрядкой резцедержатели с буровыми резцами. При шнековом способе очистки скважины остов спирального бура совместно с одной или двумя транспортирующими лопастями также должен иметь минимальные размеры поперечного сечения. При этом резцедержатели с буровыми

резцами должны располагаться по периферии транспортирующих лопастей с отставанием друг от друга на определенный угол.

3.5. *Режим удаления* буровой мелочи зависит от расположения резцов в призабойном пространстве скважины. Рациональная расстановка резцов на корпусе бура должна способствовать эффективной очистке забоя скважины от продуктов разрушения грунта или буровой мелочи. Для этого наиболее целесообразным является радиальное расположение режущих кромок резцов с определенным отставанием их в плоскости забоя в целях максимального использования призабойного пространства между резцами для эффективного прохода буровой мелочи.

На режим удаления буровой мелочи, а следовательно, и на величину сопротивлений движению буровой мелочи, влияет также и форма корпуса бура. Наименьшее сопротивление оказывает корпус бура обтекаемой формы. Поэтому переход от цилиндрической формы корпуса к цилиндро-конической и некоторое уменьшение его высоты обеспечивают повышение механической скорости бурения до 20 %.

Таким образом, корпус бура должен иметь обтекаемую форму, минимальные размеры по высоте и поперечному сечению. Все это позволяет снизить коэффициент перекрытия скважины корпусом бура, способствует снижению величин сопротивлений вращению и подаче бура, улучшает удаление буровой мелочи из призабойной зоны скважины и увеличивает скорость бурения скважин в мерзлых и вечномерзлых грунтах.

Техническая характеристика бурового режущего инструмента

Параметр	Серия инструмента		
	легкая	средняя	тяжелая
Тип бурового инструмента	Лопастной	Короткошнековый	Короткошнековый
Диаметр бура, м	0,36...0,96	0,45...1,25	0,53...1,52
Общая длина бура, мм	380/315...760/740	1800/1750	2550/2450
Длина головки, мм	380/315...760/740	450/400...720/670	530/500...810/780
Угол конусности бура, °	150/135	150/135	150/140
Длина шнека, мм	—	1350/1350...1120/1080	2020/1950...1740/1670
Шаг шнека, мм	185...465	230...615	270...725
Число резцов, шт.	4/6...12/14	4/6...12/14	4/6...12/14
Тип резца	РБТ-35, РБМ-35, РБМ-35А, РБС-35	РБТ-45, РБМ-45, РБМ-45А, РБС-45	РБТ-55, РБМ-55, РБМ-55А, РБС-55
Тип забурника	ЗБТ-145 и ЗБМ-140	ЗБТ-165 и ЗБМ-160	ЗБТ-185 и ЗБМ-180
Максимальный крутящий момент на буре, кН · м	10...15	45...50	100...110
Максимальное усилие подачи бура, кН	50...55	100...110	200...230
Категория эффективно разрушаемого грунта	До VI/До VII	До VI/До VII	До VI/До VII
Примечание: в числителе приведены параметры бура с забурником, в знаменателе — без забурника.			

Изложенные принципы выбора и обоснования конструктивных параметров бурового режущего инструмента с учетом результатов дополнительных экспериментальных исследований позволили выбрать рациональные их значения, которые заложены в основу при разработке высокоэффективных конструкций типоразмерного ряда бурового режущего инструмента диаметром 0,36...1,52 м и режущих элементов трех серий. Техническая характеристика разработанного бурового инструмента приведена в таблице. Буры легкой серии выполнены лопастными и спиральными, а буры средней и тяжелой серий — короткошнековыми [2].

Разработанная базовая конструкция бурового режущего инструмента типоразмерного ряда имеет минимальную суммарную линию резания, обладает пониженной энергоемкостью процесса разрушения мерзлого грунта и обеспечивает надежное центрирование бура по оси скважины.

Список литературы

1. **Артемьев К. А.** К вопросу формы лезвия буровых коронок для мерзлого грунта / К. А. Артемьев, И. И. Гришнин, О. П. Матюшенко // Строительные и дорожные машины. 1970. № 6. С. 4—6.
2. **Бугаев В. Г.** Типоразмерный ряд бурового инструмента режущего типа // Строительные и дорожные машины. 1990. № 8. С. 7—8.
3. **Бугаев В. Г.** Исследование линейного износа буровых резцов, наплавленных износостойкими материалами / В. Г. Бугаев, С. П. Ереско // Межвуз сб. науч. тр. с междунар. участием / под ред. С. П. Ереско: Транспортные средства Сибири. Вып. 8. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2002. С. 499—505.
4. **Бугаев В. Г.** Исследование и выбор твердосплавных пластин для бурового инструмента // Межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / под ред. С. П. Ереско: Транспортные средства Сибири. Вып. 8. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2002. С. 484—490.
5. **Бугаев В. Г.** Буровой режущий инструмент / В. Г. Бугаев, С. П. Ереско; под общ. ред. С. П. Ереско: Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. 276 с.
6. **Ветров Ю. А.** Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 360 с.
7. **Домбровский Н. Г.** Землеройные машины / Н. Г. Домбровский, С. А. Панкратов. М.: Госстройиздат, 1961. 652 с.
8. **Растегаев И. К.** Разработка мерзлых грунтов в северном строительстве. Новосибирск: ВО Наука, 1992. 351 с.
9. **Федоров Д. И.** Надежность рабочего оборудования землеройных машин / Д. И. Федоров, Б. А. Бондарович. М.: Машиностроение, 1981. 278 с.

Прародитель современных карьерных самосвалов празднует юбилей

2013 год — юбилейный для завода БелАЗ. 55 лет назад здесь была собрана первая машина — МАЗ-525. Первым карьерным самосвалом стал БелАЗ-540, он сошел с конвейера нового завода через 3 года.

Конструирование первого самосвала БелАЗ-540 было завершено к ноябрю 1960 года, за несколько месяцев была разработана техническая документация. Новаторский подход и внедрение авторских разработок позволили конструкторам создать машину, которая стала основой для разработки новых моделей карьерных самосвалов увеличенной грузоподъемности.

Завод закончил сборку 27-тонного карьерного самосвала БелАЗ-540 к середине сентября 1961 года. Машина получила множество наград. Среди них — золотая медаль ярмарки в Лейпциге (1965 г.), юбилейная медаль Пловдивской ярмарки (1966 г.), Государственный Знак качества, присужденный пяти модификациям самосвалов грузоподъемностью 27 т (1967 г.).

<http://maxi-exkavator.ru>

УДК 621.31

С. И. Малафеев, д-р техн. наук, проф. гл. науч. сотр., А. В. Анучин, инж.,
Н. А. Серебренников, ген. директор, ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва
E-mail: sim_vl@nm.ru

Экскаватор ЭШ-11/75 с новой системой управления приводами¹

Рассмотрены результаты проектирования и промышленной реализации мехатронного комплекса для нового шагающего экскаватора ЭШ-11/75. Приведено описание низковольтного комплектного устройства. Изложены алгоритмы защиты стрелы от растяжки ковша, переподъема и перетяга ковша. Даны сведения об информационной системе.

Ключевые слова: экскаватор, двигатель постоянного тока, электропривод, система управления, информационная система.

S. I. Malafeev, A. V. Anouchin, N. A. Serebrennikov

Excavator ЭШ-11/75 with New Control System of Drivers

The results of the design and implementation of mechatronic industrial complex for the new walking excavator ЭШ-11/75. The description of the low-voltage devices. The algorithm protection boom stretching from the dragline bucket, and the overwinding and overhauling of the dragline bucket. The description of the information system.

Keywords: excavator, DC motor, the electric drive, a control system, information system.

Введение

Экскаватор ЭШ-11/75 с ковшом объемом 11 м³ и рабочей массой 700 т предназначен для выемки и погрузки горных пород при открытой разработке месторождений. Это новая модель шагающего экскаватора, спроектированного Уралмашзаводом. Машина ЭШ-11/75 обеспечивает высокую производительность, обладает хорошей маневренностью, проста в управлении и обслуживании. Современная конструкция, высокопрочные материалы, применяемые в этих экскаваторах, обеспечивают надежную работу в самых тяжелых горно-геологических и климатических условиях.

В новой машине использованы традиционные электроприводы, выполненные по системе генератор—двигатель постоянного тока (Г-Д), и новая информационно-диагностическая система, позволяющая собирать информацию по состоянию электрооборудования и механизмов, а также вести учет производительности. В машине реализованы

технические решения, обеспечивающие повышение надежности основных узлов: редукторов основных механизмов, прочности металлоконструкций рабочего оборудования и т. д.

В настоящей статье рассматриваются схемотехнические решения и особенности новой системы управления приводами экскаваторов ЭШ-11/75 (рис. 1), разработанной ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва.



Рис. 1. Экскаватор ЭШ-11/75 в карьере

¹ Проект выполнен группой сотрудников ООО "Компания "Объединенная Энергия" при участии П. М. Афанасьева, П. А. Афонина, О. Б. Баева, В. С. Герасимова, П. В. Гусарова, А. В. Карклина, С. В. Кононова, В. С. Мамаева.

Низковольтное комплектное устройство экскаватора ЭШ-11/75

Общая функциональная схема электрооборудования управления экскаватора ЭШ-11/75 показана на рис. 2. Электропитание экскаватора осуществляется от сети 6 кВ. Подключение экскаватора к питающей сети напряжением осуществляется с помощью комплектного распределительного устройства высоковольтного ввода КРУ, содержащего разъединитель, вакуумный выключатель, аппаратуру защиты и сигнализации. Трансформатор TV1 обеспечивает электропитание оборудования экскаватора напряжением 380 В, а трансформатор TVI — осветительные нагрузки напряжением 220 В.

Приводной синхронный двигатель М1 осуществляет вращение роторов генераторов подъема GH, тяги GD, поворота/шагания GSW. Преобразователь возбуждения синхронного двигателя ПВСД предназначен для автоматического регулирования тока возбуждения. Пуск синхронного двигателя осуществляется системой принудительного разгона, включающей генератор поворота/шагания GSW и тиристорные преобразователи ПР и ПРВ.

В процессе пуска генератор поворота/шагания GSW переводится в режим двигателя. При этом его якорная обмотка отключается от нагрузки и подключается к выходу тиристорного преобразователя ПР, а обмотка возбуждения подключается к выходу тиристорного преобразователя ПРВ. Регулирование тока возбуждения осуществляется по принципу стабилизации с коррекцией в функции суммарной мощности главных приводов [1].

Шагание осуществляется от привода поворота.

Три электропривода главного движения экскаватора ЭШ-11/75 (подъема, тяги и поворота/шагания) выполнены по системе генератор—двигатель. Группы двигателей постоянного тока независимого возбуждения управляются напряжениями с выходов генераторов постоянного тока. Выходное напряжение генераторов регулируется путем изменения токов возбуждения с помощью трехфазных реверсивных тиристорных управляемых выпрямителей ПГ. Управление тиристорным преобразователем осуществляется с помощью микроконтроллерного блока управления возбуждением генератора БУВГ, формирующего сигналы управления для тиристорных преобразователей ПГ

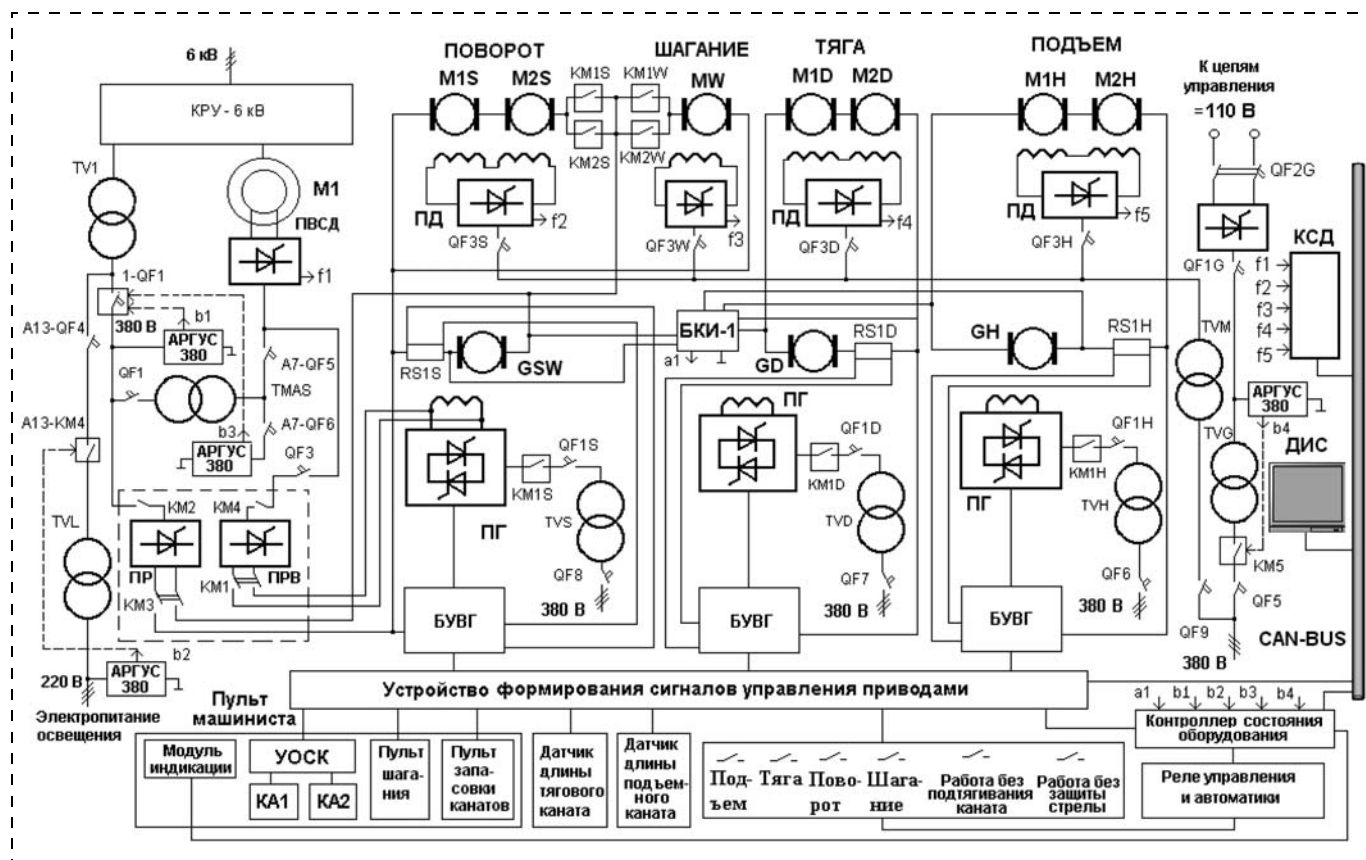


Рис. 2. Функциональная схема низковольтного комплектного устройства экскаватора ЭШ-11/75

в функции сигналов задания и обратных связей по току и напряжению генератора [2]. Электропитание тиристорных преобразователей ПГ производится с помощью трехфазных трансформаторов TVH, TVD и TVS.

Электропитание обмоток возбуждения двигателей подъема, тяги и поворота производится с помощью трехфазных тиристорных управляемых выпрямителей ПД. Питание преобразователей возбуждения двигателей подъема, поворота и тяги производится с помощью трехфазного понижающего трансформатора TVM. В системе электропитания обмоток возбуждения двигателей предусмотрена стабилизация токов возбуждения.

Контроль сопротивления изоляции электрооборудования осуществляется с помощью четырех устройств типа "Аргус" [3], подключенных к цепям: 380 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора TV1), 105 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора TMA5 электропитания преобразователя возбуждения синхронного двигателя), освещения 220 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора электропитания освещения TVL), управления 220 В (вторичная обмотка трансформатора TVG). Устройства типа "Аргус" обеспечивают контроль сопротивления изоляции в цепях переменного и постоянного тока, гальванически связанных тиристорными преобразователями.

Для контроля сопротивления изоляции якорных обмоток генераторов подъема, тяги и поворота применено специальное устройство контроля сопротивления БКИ-1 [4].

Задание скорости движения привода осуществляется машинистом с помощью командоаппаратов КА1 и КА2. Устройство обработки сигналов командоаппаратов УОСК предназначено для преобразования выходных сигналов командоаппаратов в систему цифровых сигналов управления приводами главного движения.

Устройство формирования сигналов управления приводами УФСУ формирует сигналы задания для приводов главного движения в функции выходных сигналов УОСК, датчиков длины тягового и подъемного канатов и состояния цепей защиты и блокировок, а также цифровой сигнал для передачи на панель машиниста по CAN-BUS.

Контроллер состояния оборудования КСО ведет сбор информации о состоянии реле управления и автоматики экскаватора и формирует сигналы управления для контакторов возбуждения генераторов, посылку в виде последовательного

кода для модуля индикации и цифровой сигнал для передачи на панель машиниста по CAN-BUS.

Концентратор сигналов датчиков токов возбуждения двигателей КСД производит сбор информации о значениях токов возбуждения приводного синхронного двигателя и двигателей главных приводов и формирует цифровой сигнал для передачи на панель машиниста по CAN-BUS.

Модуль индикации размещен в кабине машиниста и предназначен для отображения с помощью светодиодов информации о включенном состоянии электрооборудования и причинах отключений при авариях. Дисплей информационной системы ДИС размещен в кабине и предназначен для отображения информации о состоянии электрооборудования.

Для оценки динамических характеристик системы приводов и их настройки используется переносной компьютер со специальным программным обеспечением. Подключение компьютера производится к устройству формирования сигналов управления приводами с помощью специального кабеля. Диагностика приводов предусматривает регистрацию процессов изменения сигналов задания, напряжения и тока каждого привода. В режиме настройки предусмотрено изменение стопорных токов приводов и максимальных значений выходных напряжений.

Формирование сигналов защиты стрелы от растяжки ковша и головных блоков и блоков наводки от затягивания в них коушей подъемных или тяговых канатов (концевая защита) осуществляется на основе вычисления длин тягового и подъемного канатов. Для измерения длин канатов используются многооборотные цифровые абсолютные датчики положения типа BMMH58S1N05C10/15B25. Схема, поясняющая алгоритмы защиты стрелы, приведена на рис. 3. Параметры защиты стрелы

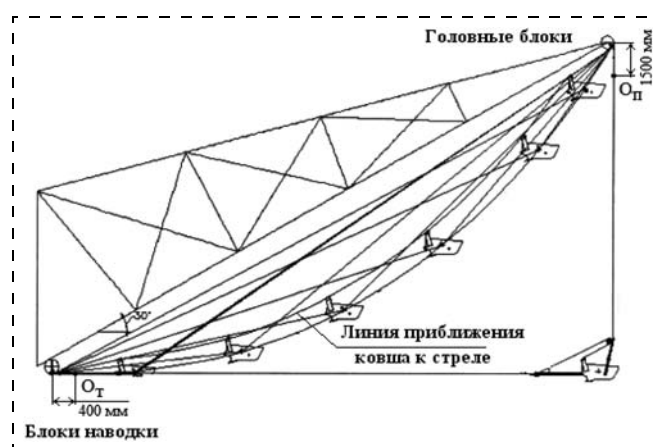


Рис. 3. Схема, поясняющая алгоритмы защиты стрелы

Характеристики защиты стрелы для ЭШ-11/75

Параметр	Защита от переподъема	Защита от перетяга	Защита стрелы от растяжки ковша
Точка ограничения скорости, мм	$\Delta l_{п1} = 2000$	$\Delta l_{т1} = 1400$	$l_t + l_{п} = 70\ 500$
Точка торможения, мм	$\Delta l_{п2} = 0$	$\Delta l_{т2} = 400$	$l_t + l_{п} = 65\ 000$

для ЭШ-11/75 указаны в таблице. Проверка и настройка системы защиты проводятся в режиме "Работа без защиты стрелы".

Защита от переподъема ковша (режима движения ковша вверх, при котором расстояние между элементом подъемной упряжи и головными блоками становится меньше разрешенного). Для организации защиты используются точка ограничения скорости движения и точка ограничения подъема ковша, расположенные на подъемном канате на расстоянии соответственно $\Delta l_{п1}$ и $\Delta l_{п2}$ от элементов подъемной упряжи до контрольной точки подъемного каната $O_{п1}$, отстоящей от головных блоков на расстоянии 1500 мм. При движении ковша вверх и в случае его приближения к головным блокам на расстояние $\Delta l_{п1}$ до точки ограничения скорости подъема производится ограничение скорости привода подъема на 50 % от номинальной. При дальнейшем подъеме ковша и достижении точки ограничения подъема ковша ($\Delta l_{п2}$ от элементов подъемной упряжи до контрольной точки) происходит ограничение скорости привода до 0 в направлении движения на подъем и торможение привода. В этом случае управление электроприводом подъема в направлении на спуск ковша разрешается без ограничений.

Защита от перетяга ковша (режима подтягивания ковша к блокам наводки на расстояние, менее допустимого). Для организации защиты используются точка ограничения скорости движения и точка ограничения подтягивания ковша, расположенные на тяговом канате на расстоянии соответственно $\Delta l_{т1}$ и $\Delta l_{т2}$ от элементов подъемной упряжи до контрольной точки тягового каната O_t , отстоящей на 400 мм от блоков наводки. При движении ковша в направлении блоков наводки и в случае его приближения к ним на расстояние $\Delta l_{т1}$ до контрольной точки тягового каната O_t производится ограничение скорости привода тяги на 50 % от номинальной. При дальнейшем движении ковша в направлении блоков наводки и достижении точки ограничения движения ковша ($\Delta l_{т2}$ от элементов подъемной упряжи ковша до контрольной точки тягового каната) происходит ограничение скорости привода до 0 в направлении движения

на подъем и торможение привода тяги. В этом случае управление электроприводом тяги в направлении движения ковша от блоков наводки разрешается без ограничений.

Защита стрелы от растяжки ковша (режима работы приводов подъема и тяги, при котором сумма длин подъемных и тяговых канатов уменьшается, а ковш находится по отношению к стреле ближе линии минимального приближения). Алгоритм защиты основан на снижении скорости приводов до величины, обеспечивающей останов ковша при достижении линии минимального приближения. Действует в зависимости от суммы текущих длин тягового каната l_t от блоков наводки до тяговой упряжи ковша и подъемного каната $l_{п}$ от головных блоков до подъемной упряжи ковша при движении тяги на себя и подъема вверх. При $65\text{ м} < l_t + l_{п} \leq 70,5\text{ м}$ происходит снижение скорости приводов в функции суммы длин канатов. При сумме $l_t + l_{п} \leq L_1 = 65\text{ м}$ происходит полная остановка приводов подъема и тяги. Разрешаются движения "От себя" и "Вниз".

Информационная система экскаватора

Информационно-диагностическая система экскаватора представляет собой программно-аппаратный комплекс, предназначенный для сбора информации о состоянии основных параметров машины, а также его бортовых систем. Операторская панель локального мониторинга и управления представляет собой компактную вычислительную машину со встроенным жидкокристаллическим дисплеем. Для реализации функций управления панель снабжена блоками кнопочного управления и сенсорными экранами.

Система мониторинга обеспечивает отображение основных параметров питающей сети и главных приводов, состояния (перегрузка и авария) вспомогательных приводов, технологических параметров экскаватора и регистрацию всех отображаемых параметров в энергонезависимой памяти.

Отображение параметров в удобном графическом интерфейсе (рис. 4) позволяет оператору контролировать все необходимые параметры. Для сбора информации от различных датчиков используются интерфейсы RS485 и CAN.

Сервер, выполненный на базе промышленного компьютера, обеспечивает базу данных реального времени, оперативную и архивную базы данных, передачу команд управления контроллерам с верхнего уровня управления, предоставление требуемой информации, поддержку работы радиомодемов

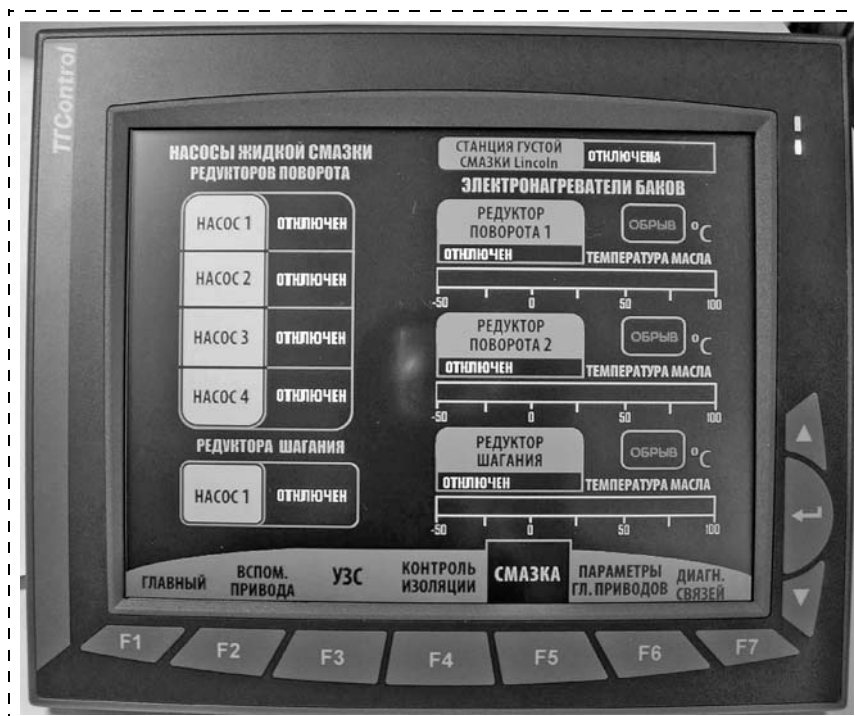


Рис. 4. Внешний вид операторской панели

для обеспечения взаимодействия с удаленными контроллерами и подсистемами, синхронизацию работы различных подсистем, а также решение ряда других конкретных задач.

Система удаленного мониторинга обеспечивает передачу по сети Интернет данных о работе экскаватора в виде протокола работы реальной системы (CAN-пакеты, данные GPS, данные с COM-порта). В системе предусмотрено шифрование трафика и защита сервера мониторинга от несанкционированного доступа и DDOS-атак [5].

Высокие технические характеристики нового комплектного устройства управления подтверждены положительным опытом эксплуатации двух экскаваторов на добывающих предприятиях Республики Беларусь.

Заключение

Анализ перспектив развития экскаваторного привода и результаты промышленной эксплуатации машины ЭШ-11/75 с новой системой управления позволяют сделать следующие выводы.

1. Современные алгоритмы управления, реализованные на основе высокопроизводительных надежных микроконтроллерных средств, обеспечивают наилучшие "мягкие" и экономичные режимы работы всех механизмов экскаватора, защиту оборудования и экономию энергии. Значительно улучшены условия работы и повышен ресурс всех

электрических и механических элементов экскаватора за счет ограничения пусковых токов, ударов в механических передачах, оптимизации параметров движения.

2. Информационно-диагностическая система обеспечивает получение объективной информации о работе машины в течение смены в целях принятия управленческих решений на различных уровнях иерархии. Результаты мониторинга технического объекта позволяют существенно повысить эффективность эксплуатации оборудования, в первую очередь за счет повышения его надежности в конкретных горно-геологических условиях, коэффициента технического использования, своевременного выполнения профилактических мероприятий, экономии энергоснабжения.

3. Разработанное электрооборудование, системы управления и программное обеспечение в настоящее время используются для комплектации экскаваторов, выпускаемых ОАО "Уралмашзавод" (г. Екатеринбург). Успешная эксплуатация оборудования свидетельствует о его высоком техническом уровне и больших перспективах широкого применения.

Список литературы

1. Пат. РФ № 2433520, МПК H02P 5/46; E02A 9/20. Система электропитания главных приводов экскаватора / С. И. Малафеев, Н. А. Серебренников. Оpubл. 10.11.2011. Бюлл. № 31.
2. Малафеев С. И., Серебренников Н. А. Перспективное электротехническое электрооборудование и системы управления для горных машин: опыт Компании "Объединенная Энергия" // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2009. Отдельный выпуск 8. Электрификация и энергосбережение. С. 77–92.
3. Малафеев С. И., Серебренников Н. А., Фролкин В. Г. Электробезопасность в системах электропитания с изолированной нейтралью трансформатора при использовании выпрямительных устройств // Проектирование и технология электронных средств. 2004. № 4. С. 51–55.
4. Пат. № 2390033, МПК G01R 27/18. Устройство для контроля сопротивления изоляции электрической сети постоянного тока / С. И. Малафеев, Н. А. Серебренников, А. В. Анучин. Оpubл. 20.05.2010. Бюлл. № 14.
5. Малафеев С. И., Афанасьев П. М., Студеникин В. А. Информационно-диагностическая система бурового станка // Автоматизация в промышленности. 2012. № 9. С. 51–53.

Лазерная система определения пространственных координат комплекса для строительства минитоннелей

Предлагается метод дистанционного определения пространственного положения тоннелепроходческого минищита и передачи полученной информации на пульт оператора посредством лазерного излучения. Приводятся результаты математического моделирования и экспериментальных исследований разработанной системы.

Ключевые слова: тоннелепроходческий комплекс, минищит, лазерная система, измерение, управление.

N. A. Glebov, A. J. Vakolyuk, S. B. Pritchinn

Laser System of Determination of Spatial Coordinates of the Complex for Construction of Minitunnels

We propose a method of a remote determination of the spatial location of tunnelling minishield and transfer of obtained information to the operator by means of laser radiation. Results are given of mathematical modeling and experimental research of the developed system.

Keywords: tunneling complex, minishield, laser system, measurement, control.

Введение

Коммунальными службами городов-мегаполисов различных стран все большее внимание уделяется вопросам использования перспективных бестраншейных технологий восстановления (санации) и прокладки новых водопроводных, водоотводящих и других коммунальных сетей, что является альтернативой традиционному открытому способу реконструкции и строительства трубопроводов котлованным и траншейным способами [1, 2]. В большинстве российских городов из-за недостатка или отсутствия соответствующего оборудования и материалов, а также средств для их приобретения, ремонт и прокладка коммуникаций производятся преимущественно открытым способом, что ведет к резкому увеличению стоимости работ и сроков строительства объектов, а также к необходимости разрушения дорожных покрытий. С учетом 60...80 %-ной изношенности подземных коммуникаций, а также принимая во внимание потребность в строительстве новых коммуникаций, отечественный и зарубежный опыт, следует считать, что самым перспективным оборудованием для этого вида работ в настоящее время являются различные тоннелепроходческие

и минищитовые комплексы для строительства минитоннелей, в общем случае представляющие собой робототехнические и мехатронные комплексы.

По данным Российского общества по внедрению бестраншейных технологий, 99 % всех подземных коммуникаций в России прокладываются в скважинах диаметром до 900 мм, что не позволяет оператору и обслуживающему персоналу находиться в забое, тем самым накладывая определенные требования к системам контроля и управления. Таким образом, задача разработки принципов, методов и средств, позволяющих повысить эффективность, гибкость и безопасность функционирования мехатронных комплексов для сооружения минитоннелей, является весьма актуальной.

Установлено, что для повышения эффективности и безопасности функционирования тоннелепроходческого оборудования его необходимо оснащать специализированными системами контроля пространственного положения минищита, состояниями технологического оборудования и системами обмена информацией между пультом оператора и оборудованием минищита. На основании проведенного анализа существующих систем управления тоннелепроходческими комплексами средне-

го и большого диаметров установлено, что наиболее оптимальными являются лазерные системы контроля положения [3–5].

Определение пространственных координат тоннелепроходческого минищита

Для определения пространственного положения мехатронного тоннелепроходческого минищита относительно базового направления движения и ведения его по заданному направлению достаточно контролировать координаты двух точек продольной оси минищита или координаты одной точки оси и углы наклона между осью минищита и ее проекциями на координатные плоскости [6]. Принимая во внимание технологические и конструктивные особенности минищитов, не всегда удастся определить координаты двух точек продольной оси минищита и его положение необходимо определять по координатам двух точек, не находящихся на оси минищита. На рис. 1 представлен минищит круглого сечения диаметром d и длиной $l_{\text{щ}}$ в нескольких системах координат с произвольно выбранными точками D и E : $OXYZ$ — базовая система координат, находящаяся на поверхности Земли (геодезическая основа); $O_{\text{п}}X_{\text{п}}Y_{\text{п}}Z_{\text{п}}$ — система координат, связанная с проектной осью проходимого минитоннеля; $O_{\text{л}}X_{\text{л}}Y_{\text{л}}Z_{\text{л}}$ — система координат, связанная с лазерным задатчиком направления и, относительно нее осуществляется определение координат точек D и E ; $O_{\text{м}}X_{\text{м}}Y_{\text{м}}Z_{\text{м}}$ — система координат, связанная с хвостовой точкой минищита.

Для успешного ведения минищита по заданной проектной траектории необходимо знать координаты точки H относительно базовой системы координат и углы наклона между осью минищита и ее проекциями на координатные плоскости. Ко-

ординаты точки H можно определить по выражениям следующего вида:

$$X_{\text{H}} = l_{\text{щ}} \cos \alpha \cos \beta + \sqrt{L^2 - Y_{O_{\text{м}}}^2 - Z_{O_{\text{м}}}^2};$$

$$Y_{\text{H}} = l_{\text{щ}} \cos \alpha \sin \beta + Y_{O_{\text{м}}};$$

$$Z_{\text{H}} = -(l_{\text{щ}} \sin \alpha + Z_{O_{\text{м}}}),$$

где L — пройденный минищитом путь, отсчитываемый от начала системы координат $O_{\text{п}}X_{\text{п}}Y_{\text{п}}Z_{\text{п}}$; $Y_{O_{\text{м}}}$, $Z_{O_{\text{м}}}$ — координаты точки $O_{\text{м}}$ в базовой системе координат.

В данные выражения входят четыре неизвестных величины: α , β , $Y_{O_{\text{м}}}$, $Z_{O_{\text{м}}}$.

Учитывая угол крена минищита $\varphi_{\text{к}}$, угол уклона α можно определить из следующего соотношения:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha = & [(Z_{\text{лЕ}} - Z_{\text{лД}}) \cos \varphi_{\text{к}} + \\ & + (Y_{\text{лЕ}} - Y_{\text{лД}}) \sin \varphi_{\text{к}}] / b_2, \end{aligned}$$

где $Y_{\text{лЕ}}$, $Z_{\text{лЕ}}$, $Y_{\text{лД}}$, $Z_{\text{лД}}$ — координаты точек D , E в проекциях на оси $Y_{\text{л}}$ и $Z_{\text{л}}$ системы координат, связанной с лазерным задатчиком направления (известные координаты).

Курсовой угол β определяется из выражения:

$$\operatorname{tg} \beta = [(Z_{\text{лЕ}} - Z_{\text{лД}}) \sin \varphi_{\text{к}} + (Y_{\text{лЕ}} - Y_{\text{лД}}) \cos \varphi_{\text{к}}] / b_2.$$

Координаты точки $O_{\text{м}}$ можно определить по выражениям следующего вида:

$$\begin{aligned} Y_{O_{\text{м}}} = & \Delta Y_{\text{л}} - \\ & - [h \sin \varphi + Z_{\text{лД}} \sin \varphi_{\text{к}} + Y_{\text{лД}} \cos \varphi_{\text{к}} + b_1 \operatorname{tg} \beta] \cos \beta; \\ Z_{O_{\text{м}}} = & \Delta Z_{\text{п}} - \Delta Z_{\text{л}} + \\ & + [h \cos \varphi + Z_{\text{лД}} \cos \varphi_{\text{к}} - Y_{\text{лД}} \sin \varphi_{\text{к}} - b_1 \operatorname{tg} \alpha] \cos \alpha, \end{aligned}$$

где $\varphi = \varphi_{\text{н}} + \varphi_{\text{к}}$, $\varphi_{\text{к}}$ — угол крена минищита; $\varphi_{\text{н}}$ — начальный угол.

Таким образом, можно сделать вывод, что для определения пространственных координат минищита в базовой системе координат $OXYZ$ необходимо определять координаты двух точек минищита в другой системе координат $O_{\text{л}}X_{\text{л}}Y_{\text{л}}Z_{\text{л}}$, относительно которой имеется возможность их прямого измерения при помощи различных технических средств.

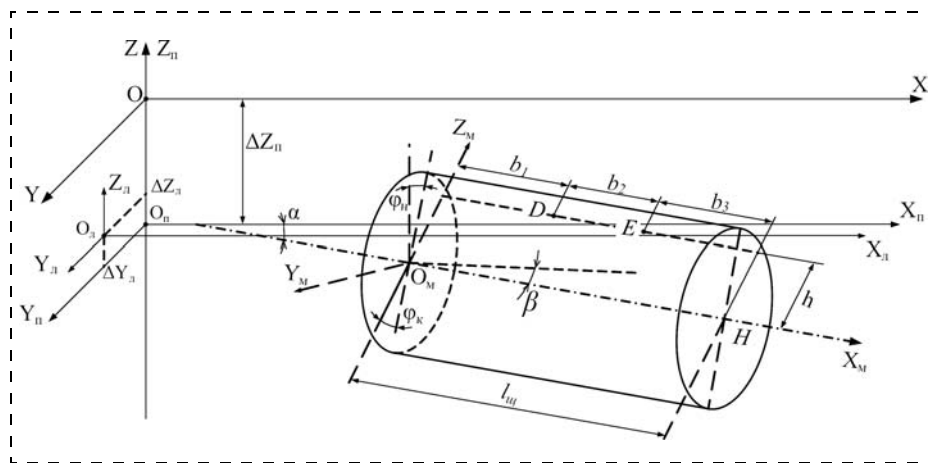


Рис. 1. Минищит в нескольких системах координат

Построение лазерной системы определения координат минищитового комплекса и обмена информацией

На основании проведенного анализа разработан универсальная функциональная схема системы (рис. 2), позволяющая определять пространственные координаты двух точек минищита относительно луча лазерного задатчика, а также осуществлять обмен информацией между пультом управления и оборудованием минищита посредством двух лазерных лучей [7].

Определено, что строительство тоннелей большого и малого диаметров осуществляется с применением большого количества технологических машин и агрегатов, а также управляющих комплексов. Для эффективного и качественного сооружения тоннелей вся аппаратура, в том числе система определения пространственных координат минищита и обмена информацией, должна функционировать по определенному алгоритму. В задачи системы входят контроль положения минищита относительно проектного направления движения, опрос датчиков состояния технологического оборудования, предварительная обработка полученных данных и обмен информацией с ЭВМ оператора по лазерным каналам передачи информации.

Из разработанной функциональной схемы системы видно, что она представляет собой два модуля, предназначенных для монтажа в стартовом котловане (*аппаратура оператора*) и в минищите (*аппаратура минищита*).

В состав аппаратуры оператора входят:

- вычислительное устройство, являющееся пультом управления и основным узлом обработки информации процесса строительства тоннеля;
- микроконтроллер, осуществляющий сбор информации с установленных в стартовом котловане датчиков, формирующий локальные команды управления аппаратурой оператора и обменивающийся информацией с основным вычислительным устройством;
- блок управления лазером, лазер и модулятор, передающая антенна и отклоняющая оптика (задают режим работы полупроводникового лазера, формируют его направленное излучение с требуемым диаметром луча);
- приемная антенна, фотодетектор, усилитель, дифференциатор, фильтр и пороговое устройство, позволяющие осуществить фокусировку лазерного излучения, поступающего по обратному каналу связи на фотодетектор, провести его детектирование, усиление, фильтрацию и восстановление первоначальной формы сигнала для последующей его передачи через интерфейс, выполняющий согласование уровней логических сигналов, в вычислительное устройство.

В состав аппаратуры минищита входят:

- две фотоматрицы, содержащие набор фотодетекторов, с помощью которых осуществляется регистрация лазерного излучения прямого канала;
- блоки сопряжения 1 и 2, предназначенные для коммутации ячеек фотоматриц на усилитель,

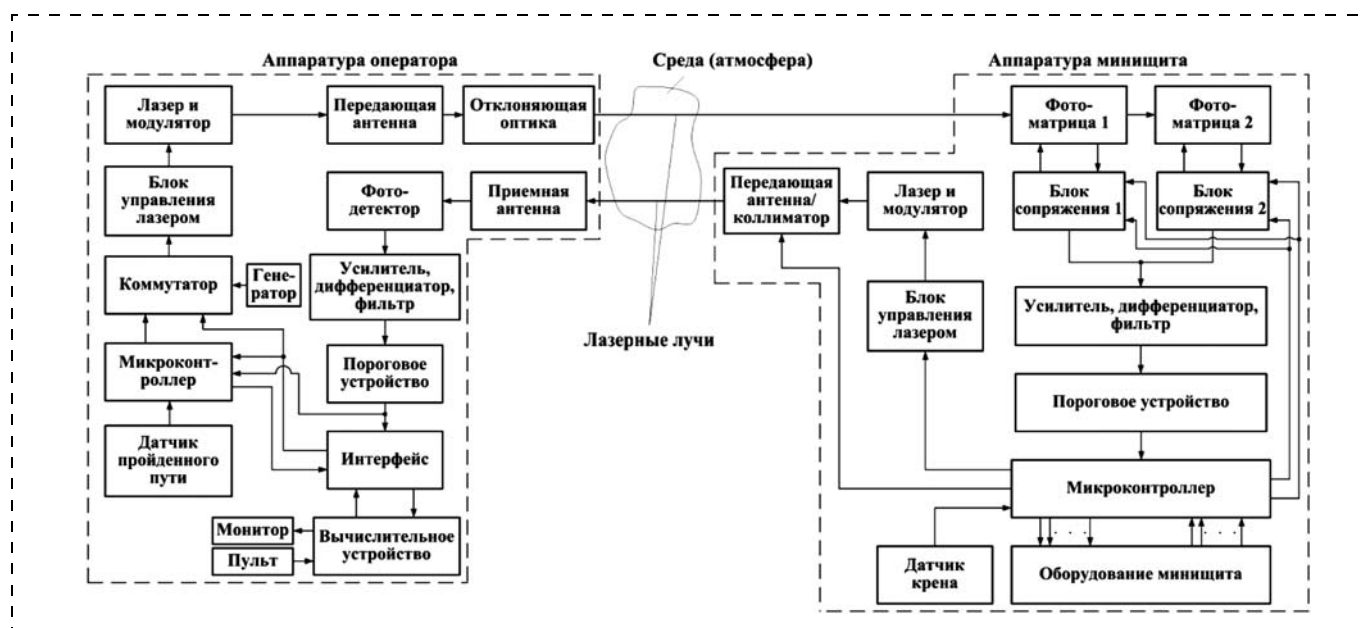


Рис. 2. Функциональная схема системы определения пространственных координат минищитового комплекса и обмена информацией

дифференциатор, фильтр и пороговое устройство для усиления регистрируемого фотодетекторами сигнала и восстановления его формы;

- микроконтроллер, предназначенный для управления работой входящих в состав аппаратуры миницита блоков в соответствии с требуемым алгоритмом; выполняет сканирование фотоматриц для определения координат засвеченных лазерным излучением прямого канала фотодетекторов, рассчитывает координаты центра луча в локальной системе координат, обменивается служебной информацией с локальной системой управления работой оборудования миницита, принимает, декодирует и исполняет команды управления, передаваемые с пульта оператора посредством лазерного излучения прямого канала, осуществляет передачу посредством блока управления лазером, лазера, модуля-

тора и передающей антенны/коллиматора служебной информации на аппаратуру оператора (пульт управления).

Каждый модуль системы должен функционировать по своему определенному алгоритму. Для выполнения возлагаемых на систему задач она должна функционировать в такой последовательности:

- осуществлять сканирование фотодетекторных матриц с последующим расчетом координат центра лазерного луча;
- опрашивать датчики состояния технологического оборудования и проводить первичную обработку полученной информации;
- осуществлять сеанс обмена информацией с ЭВМ оператора посредством оптического канала;
- декодировать и выполнять принятые от ЭВМ оператора команды.



Рис. 3. Схема алгоритма функционирования модуля миницита



Рис. 4. Схема алгоритма функционирования модуля оператора

На основе этой последовательности составлены схемы алгоритмов функционирования модуля минищита (рис. 3) и модуля оператора (рис. 4).

Исследование системы определения пространственных координат минищитового комплекса и обмена информацией

Имея функциональную схему системы определения пространственных координат минищита и обмена информацией, а также алгоритмы функционирования ее модулей, можно провести компьютерное моделирование и исследование данной системы в целях проверки ее работоспособности, точности определения координат и др. Для создания и исследования математической модели системы использован пакет ISIS Proteus, содержащий графические и программные модели физических электронных компонентов, с возможностью настройки параметров этих компонентов.

Исследование системы разбито на несколько этапов:

- исследование точности определения координат центра лазерного луча в зависимости от шага фотодетекторов в матрицах и диаметра луча;

- исследование помехоустойчивости системы к внешним засветкам фотодетекторов оптическим излучением различных частот и мощностей;

- проверка достоверности данных, передаваемых в ЭВМ оператора.

Исследование точности определения координат проведено при следующих параметрах: шаг фотодетекторов 10, 15 мм; диаметр лазерного луча 17...50 мм. Движение минищита (фотоприемного устройства) имитировалось в двух вариантах так, что лазерный луч задатчика направления описывал на хвостовой фотодетекторной матрице: 1) окружность радиусом 53 мм, с центром в точке пересечения осей симметрии матрицы; 2) прямую, проходящую по диагонали матрицы.

Установлено, что для стабильного определения пространственных координат мехатронного минищита с точностью ± 5 мм можно рекомендовать конструкцию фотодетекторных матриц с шагом элементов 10 мм и диаметром лазерного луча задатчика направления 17...20 мм.

Для исследования помехоустойчивости системы к внешним засветкам на фотодетекторы совместно с полезным сигналом в виде импульсов прямоугольной формы подавались сигналы шумов, представляющие собой синусоидальные сигналы разной амплитуды и частоты. Исследование проводилось для фотодетекторов с граничной частотой 100 кГц и оптимальными режимами работы при мощности падающего оптического излучения 10,6 мкВт.

Создание эффективных оптико-механических устройств контроля и управления движением мехатронными минищитами для строительства ми-

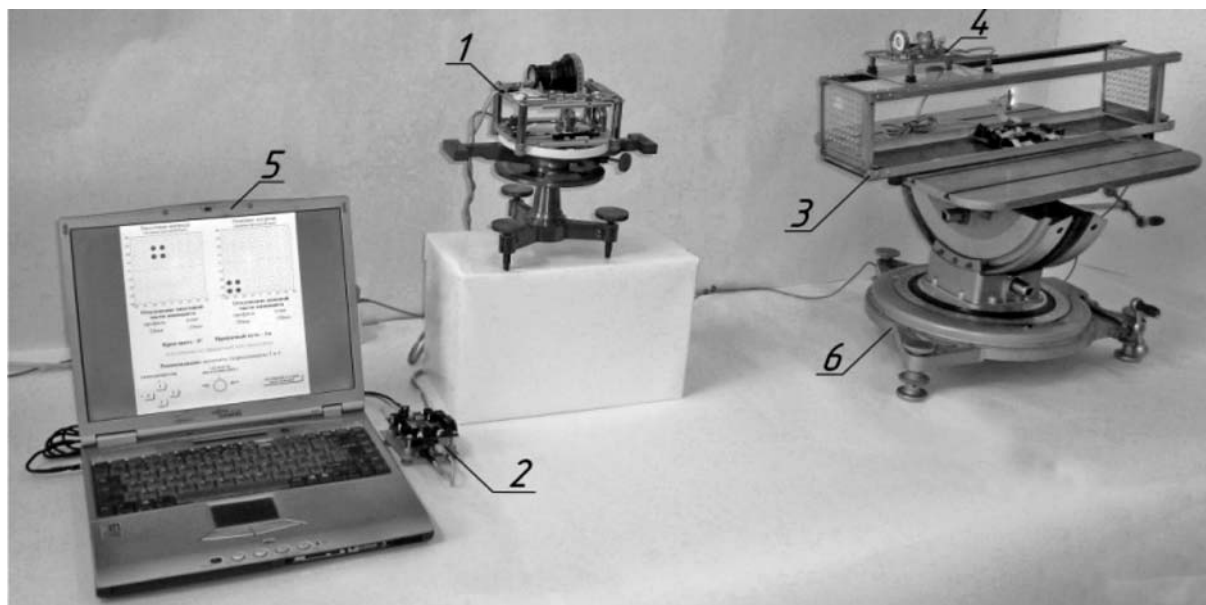


Рис. 5. Стенд для проведения лабораторных испытаний системы определения пространственных координат минищита и обмена информацией:
1 — модуль лазерного приемо-передатчика оператора; 2 — модуль обработки информации оператора; 3 — модуль определения координат минищита; 4 — лазерный передатчик обратного канала; 5 — ЭВМ оператора; 6 — инклинометрический стол

нитоннелей, работающих в условиях атмосферы минитоннеля, невозможно без учета ее влияния на свойства лазерного излучения.

Основное влияние атмосферы сводится к снижению мощности оптического излучения, регистрируемой на расстоянии от источника, за счет эффектов рассеяния и поглощения на твердых и жидких частицах, находящихся в ней во взвешенном состоянии.

В результате исследования общего коэффициента пропускания при различных исходных данных получены графики, показывающие, что мощность лазерного излучения, регистрируемая на удалении от источника излучения, снижается по экспоненциальному закону по мере отдаления от него, при этом интенсивность снижения мощности зависит от прозрачности атмосферы.

Основываясь на ранее разработанных алгоритмах функционирования системы, используемых при ее моделировании, выбранных компонентах и синтезированных принципиальных схемах, разработаны алгоритмы функционирования физического образца, управляющие программы для входящих в состав оборудования микроконтроллеров и построен экспериментальный образец системы (рис. 5).

Лабораторные испытания устройства показали, что оно отвечает всем выдвигавшимся требованиям: определяет координаты центра лазерного луча с точностью ± 5 мм, обладает высокой помехоустойчивостью к внешним засветкам, обменивается информацией с ЭВМ оператора со скоростью $C = 115,2$ Кбит/с и стабильно работает на расстоянии до 1 км.

Заключение

В результате исследований установлено, что разработанная система обеспечивает определение пространственных координат подвижных объектов с требуемой точностью и надежный обмен информацией с установленным на них оборудованием.

Это позволяет осуществлять дистанционное интерактивное управление мобильным оборудованием при строительстве тоннелей и других подземных сооружений различного назначения. Устройство может применяться как при строительстве минитоннелей, тоннелей большого диаметра, так и для управления наземными мобильными установками. Помимо этого устройство можно использовать в качестве стационарной оптической линии обмена информацией.

Список литературы

1. **Бестраншейная** прокладка коммуникаций с применением микроштитов [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.sibdom.ru/article.php?id=122>
2. **Клорикьян В. Х., Ходош В. А.** Горнопроходческие щиты и комплексы. М.: Недра, 1977. 326 с.
3. **Лазерная** система для контроля за направлением движения проходческих комбайнов / Н. А. Глебов, В. Т. Загороднюк, Н. Н. Круглов [и др.] // Горные машины и автоматика: реф. сб. / ЦНИЭИуголь. М., 1974. Вып. 4 (169). С. 8—10.
4. **Пат. 2206751 Российская Федерация, МПК 7E21D9/093, E21C35/24.** Система автоматического управления механизмами для передвижения щита и возведения крепи тоннелепроходческого комплекса / Н. А. Глебов, Ю. Н. Мирошников, С. Б. Притчин [и др.]. № 2001128576/03; заявл. 22.10.2001; опубл. 20.06.2003, Бюл. № 17.
5. **Глебов Н. А., Притчин С. Б.** Система управления движением мехатронного тоннелепроходческого комплекса // Мехатроника. 2003. № 8. С. 19—23.
6. **Глебов Н. А.** Системы управления робототехническими и мехатронными комплексами в подземном и промышленном строительстве / Н. А. Глебов // Изв. ТРТУ / Таганрог. гос. радиотехн. ун-т. Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2006. № 3. Темат. вып.: Перспективы системы и задачи управления. С. 85—92.
7. **Пат. 2405937 Российская Федерация, МПК E21D 9/093, E21C 35/24.** Система контроля положения и управления движением минищита для строительства минитоннелей / Н. А. Глебов, А. Я. Ваколюк, В. И. Надтока [и др.]. № 2009129681/03; заявл. 03.08.2009; опубл. 10.12.2010, Бюл. № 34.

УДК 622.619

Н. Б. Афонина, ст. преп., А. В. Отроков, канд. техн. наук, доц., ШИ (ф) ЮРГТУ (НПИ), г. Шахты

E-mail: myshxa@yandex.ru; oav-71@mail.ru

К разработке методики исследования погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребными звездами

Сформулированы задачи исследования погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребными элементами в виде звезд. Выявлены особенности рабочих процессов и конструкций погрузочных органов с нагребными звездами. Сформулированы гипотезы формирования производительности и нагрузок. Определены основные влияющие факторы. Составлена расчетная схема погрузочной звезды. Разработана модельная установка.

Ключевые слова: проходческий комбайн, погрузочный орган с нагребными звездами, формирование грузопотока и нагрузок, экспериментальная модель.

N. B. Afonina, A. V. Otkov

Setting Research of Star-Like Loader of Tunneling Machines

Are formulated the problems of investigation of the loader tunnelers with elements in the form of stars. Identified the features of work processes and construction of the star-like loaders. Are formulated hypotheses forming performance and loads. Identified the main influencing factors. Design calculation scheme of loading star. Developed a model plant.

Keywords: tunneling machines, star-like loaders, the formation of cargo flow and load, an experimental model.

Введение

В последние десятилетия при строительстве различных горных выработок за счет применения комплексов оборудования на базе проходческих комбайнов усиливаются процессы концентрации производства, растет производительность труда, во все большей степени удается обеспечивать бес-

перебойность производственных процессов, улучшать условия труда и технику безопасности.

В мировом и отечественном комбайностроении в последнее время широкое распространение находят погрузочные органы, выполненные в виде двух вращающихся звезд (рис. 1) и отличающиеся простотой конструкции, повышенной ремонтпригодностью и надежностью.



Рис. 1. Проходческие комбайны с погрузочными органами в виде звезд

Однако применение для аналогичных условий комбайнов с многообразием конструкций погрузочных органов с нагребающими звездами, в первую очередь конфигураций звезд (соотношение диаметра к ширине питателя, количество лучей звезд, их форма и высота) и компоновки погрузочного органа (расстояние от центра звезд до кромки питателя, синхронизация звезд, вылет стрелы разрушающего органа от кромки питателя, частота вращения звезд), говорит о том, что идет активный поиск оптимального решения. Такие погрузочные органы недостаточно изучены. Физические картины процессов погрузки горной массы отличаются от таковых для погрузочных органов с нагребающими лапами вследствие существенно различного характера движения исполнительных элементов в штабеле горной массы (траектории, скорости, формы элементов).

Исследования процесса погрузки горной массы звездами позволит уточнить математические модели для погрузочных органов со звездами, которые лягут в основу инженерной методики определения параметров таких погрузочных органов проходческих комбайнов избирательного действия, а также других горных машин с погрузочными органами непрерывного действия.

Состояние вопроса в области исследования проходческих комбайнов

Изучением проходческих комбайнов избирательного действия занимаются многие научно-исследовательские, проектно-конструкторские, учебные и производственные организации: ИГД им. А. А. Скочинского, КузНИУИ, МГГУ, ЮРГТУ(НПИ), ТулГУ, Копейский машиностроительный завод. В первую очередь ведутся работы по исследованию процессов разрушения горных пород проходческими комбайнами избирательного действия и значительно меньше внимания уделяется изучению процессов погрузки горной массы, повышению ее эффективности.

В работе [1] показано, что существующие методы расчета теоретической производительности комбайна основываются на производительности разрушающего органа и не учитывают взаимодействие погрузочного органа с материалом. Такой подход не соответствует действительности, так как процесс формирования грузопотока проходческим комбайном включает в себя разрушение горного массива; формирование штабеля и погрузку материала [2].

Таким образом, изучение погрузочных органов проходческих комбайнов, оптимизация их параметров являются необходимой частью работы по повышению эффективности работы комбайна, скорости проведения выработки.

Для решения этой задачи необходимы как теоретические, так и экспериментальные исследования процессов формирования объемов захвата материала (производительности), усилий в исполнительном органе и трансмиссиях погрузочных органов с нагребающими звездами. Целью таких исследований являются создание основ теории рабочих процессов и разработка инженерной методики выбора основных технических параметров погрузочных органов.

Целью работы является повышение эффективности эксплуатации шахтных проходческих комбайнов избирательного действия с нагребающими звездами путем выбора рациональных параметров погрузочных органов для заданных условий эксплуатации на основе исследований процессов взаимодействия с разрушенной горной массой.

Для достижения цели необходимо решение следующих задач.

1. Провести экспериментальные исследования на модели погрузочного органа с нагребающими звездами различной конфигурации для изучения влияния геометрических параметров, формы и размеров штабеля на производительность погрузки и сопротивления зачерпыванию.

2. Проанализировать процесс взаимодействия погрузочных органов с нагребающими звездами со штабелем горной массы. Построить математические модели и алгоритмы расчета рабочего процесса погрузочными органами с нагребающими звездами.

3. Разработать инженерную методику выбора параметров погрузочного органа проходческого комбайна, базирующуюся на результатах экспериментальных и теоретических исследований.

Особенности рабочих процессов и конструкции погрузочных органов с нагребающими звездами

Особенностью работы погрузочного органа проходческого комбайна является то, что штабель горной массы для него формируется динамически в процессе работы разрушающего органа. Вместе с тем сам погрузочный орган постоянно "перестраивается" штабель, забирая из него порции горной массы, при этом меняются форма и гранулометрический состав штабеля. Таким образом,



а)



б)



в)



г)

Рис. 2. Формы лучей погрузочных органов с нагребающими звездами:

а — звезда с прямыми радиальными лучами; *б* — звезда с прямыми касательными лучами; *в* — звезда с изогнутыми радиальными лучами; *г* — звезда с изогнутыми касательными лучами

совместная работа разрушающего и погрузочного органов проходческого комбайна определяют "поведение" штабеля горной массы. В идеальном случае процессы отбойки и погрузки совмещаются с равными производительностями. В реальных производственных условиях динамически изменяющийся штабель горной массы приводит как к уменьшению, так и к возрастанию производительности погрузки относительно производительности отбойки, что, в свою очередь, может привести к перерасходу энергии, превышению допустимых нагрузок, снижению надежности комбайна.

При сравнении работы различных типов погрузочных органов необходимо отметить, что все они имеют свои особенности формирования объема единичного черпания, а, значит, формирования производительности погрузочного органа и всего комбайна.

Особенности формирования объема захвата погрузочного органа с нагребающими звездами (рис. 2) определяются его существенно отличающейся конструкцией от других типов. На формирование объема захвата влияют высота, форма, количество одновременно участвующих в черпании лучей и траектория движения погрузочных элементов. На способность материала попасть в рабочую зону очередного погрузочного луча влияют как геометрические (длина, высота, форма, угол развала лучей, внешний и внутренний диаметры звезды) и кинематические (скорость вращения звезды) параметры погрузочного органа, так и параметры

горной массы (гранулометрический состав и форма кусков), определяющие сыпучесть материала.

При движении луча в штабеле он воздействует на некоторый объем материала (активный объем), формируется призма сдвига. Незахваченный материал будет осыпаться в рабочую зону следующего луча. При этом существенное отличие от процесса погрузки нагребающими лапами является то, что следующий луч взаимодействует с "текущим" материалом штабеля, а не со стационарным, напряженным состоянием сыпучей среды. Каждый луч оказывает воздействие на формирование активного объема захвата для луча, следующего за ним. Процессы формирования объемов захвата погрузочными органами различных типов на "подвижном" штабеле ранее не изучались.

Производительность Q звезды зависит от объема призмы, образованной соседними лучами звезды с определенными длиной l , высотой h и углом между ними β , угловой скорости звезды ω , а также от объема материала в активной погрузочной зоне V_a и от свойств этого материала (угол внутреннего трения).

Исходя из опыта изучения рабочих процессов погрузочных органов с нагребающими лапами разных типов, а также производственных наблюдений за работой проходческих комбайнов с погрузочными звездами, можно утверждать, что зависимость производительности от угла развала лучей при прочих постоянных параметрах ($h, l, \omega \rightarrow \text{const}$) характеризуется графиком (рис. 3), на котором

2) определение динамической составляющей:

$$\frac{d}{dt}(J\omega) = \omega \frac{d}{dt}J + J \frac{d}{dt}\omega.$$

Для решения этих задач необходимо разработать математические модели перемещений, скоростей и ускорений звеньев механизма, изменения приведенных моментов инерции, для чего составляется расчетная схема (рис. 5) и выделяются характерные точки: центры масс лучей и захваченного груза (L_i, G_i); точки приложения сил и моментов сопротивления (D_i); точки для определения текущей площади захвата материала (B_i, Sh_i).

На рис. 5 приняты следующие обозначения (единицы измерения соответствуют СИ): φ_i — угол поворота i -го луча; α_{LY_i} — угол между i -м лучом и осью OY ; μ — угол трения погружаемого материала о лапу; W_{zi} — равнодействующая сопротивлений зачерпыванию, действующая на i -й луч; $r = OB$ — радиус, описываемый кромкой нагребающего луча; yS, yL — координаты соответственно линии штабеля и передней линии приемной плиты; S_i — текущая площадь зачерпывания i -м лучом.

Общая программа исследований

Основные задачи экспериментальных исследований погрузочного органа с нагребающими звездами сводятся к следующим:

- 1) изучение процессов формирования нагрузок в трансмиссии;
- 2) изучение условий формирования производительности;
- 3) оценка влияния условий эксплуатации — физико-механических свойств пород, влажности и других, на производительность и нагрузки;
- 4) анализ результатов исследований, разработка методики выбора рациональной конструкции и параметров погрузочного органа.

В результате экспериментальных исследований будут получены следующие основные зависимости:

- 1) объема единичного захвата от угла поворота звезды;
- 2) момента сопротивления на валу звезды от угла поворота.

Оценка адекватности полученных математических моделей будет проведена на проходческих комбайнах в реальных условиях эксплуатации.

Идентификация основных зависимостей и влияющих факторов

Выбор факторов, влияющих на процесс погрузки и пределов их изменения, проводят на ос-

нове изучения условий эксплуатации проходческих комбайнов. Выявленные факторы условно можно разделить на внутренние (конструктивные, кинематические, силовые) и внешние (свойства штабеля, параметры разрушающего органа). Эти группы факторов влияют на формирование активного объема черпания, а, значит, на производительность и энергоемкость процесса погрузки горной массы.

Внутренние факторы включают в себя следующие параметры погрузочного органа: диаметр нагребающих звезд; число, высота и форма лучей; глубина внедрения питателя.

К внешним факторам относятся следующие параметры: гранулометрический состав штабеля; крепость разрушаемого массива; угол естественного откоса штабеля.

В общем виде эти факторы влияют на процесс погрузки любыми погрузочными органами проходческих комбайнов избирательного действия, однако вид конкретных функциональных зависимостей сильно зависит от типа погрузочного органа. И в первую очередь, это касается внутренних факторов погрузочного органа, связанных с его конструкцией.

Выбор номенклатуры и диапазона изменения факторов

Параметры штабеля, определяющие производительность и нагрузки, следующие: гранулометрический состав горной массы, угол естественного откоса штабеля, крепость разрушаемого массива.

Гранулометрический состав штабеля является случайной величиной, описываемой математическим ожиданием среднего диаметра куса и коэффициентом вариации [5, 6]. Современные комбайны, в зависимости от крепости горного массива, формируют штабель со средним размером куса от 0,08 до 0,3 м и коэффициентом вариации около 0,15.

Угол естественного откоса в зависимости от различных физико-механических свойств породы варьируется в пределах 25...45°.

Крепость разрушаемого массива влияет на производительность отбойки и варьируется в пределах забоя и на протяжении всей горной выработки от 2 до 5 по шкале проф. М. М. Протодеяконова.

Современные комбайны конструктивно выполняются таким образом, что обеспечивают глубину внедрения питателя в штабель горной массы в пределах 0,2...0,6 м.

Современные комбайны оснащаются разнообразными звездами. Диаметры звезд составляют от 1 до 1,6 м. Число лучей варьируется от 3 до 6. Форма лучей звезд может быть прямой с радиальным расположением (см. рис. 2, а), прямой с расположением по касательной (см. рис. 2, б); изогнутые с радиальным расположением и по касательной (см. рис. 2, в, г) и др. Высота лучей обычно соответствует высоте нагребающих лап в погрузочных органах типа ПНБ.

Кинематические характеристики погрузочных органов с нагребающими звездами сводятся к скорости вращения звезд, которая лежит в диапазоне $25...45 \text{ мин}^{-1}$ для большинства проходческих комбайнов.

Модельная экспериментальная установка

Влияние перечисленных факторов на нагрузки и производительность оценивается на экспериментальной установке (рис. 6), спроектированной с использованием теории подобия и размерностей после изучения множества конструкций проходческих комбайнов отечественного и зарубежного комбайностроения.

Экспериментальная установка оснащена универсальным цифровым измерительным комплексом (крейтовая система LTR-U-8-1) и датчиками для измерения величины крутящего момента на валу звезды, угла поворота звезды, давления в гид-

роцилиндрах подачи; тока в обмотках электродвигателей; мгновенной производительности погрузки.

В результате экспериментов оцениваются зависимости величины крутящего момента на валу звезды и производительности от следующих факторов:

1) по конструкции исполнительного органа: от конфигурации, от числа лучей, диаметра и частоты вращения погрузочных звезд; от угла наклона питателя;

2) по штабелю: от средней величины куска горной массы; от угла откоса штабеля;

3) по режиму погрузки: от глубины внедрения; от номера черпания.

Полученные зависимости скорректируют модели, описывающие процесс погрузки горной массы, что позволит разработать методику выбора параметров погрузочных органов с нагребающими звездами.

Список литературы

1. **Хазанович В. Г.** Разработка и выбор рациональных параметров гидрофицированного погрузочного органа проходческого комбайна избирательного действия: Дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск, 1996.
2. **Скуров А. Г., Хазанович В. Г.** Общие положения и порядок расчета производительности проходческих комбайнов избирательного действия. Новочеркасск: Политех. ин-т. Новочеркасск, 1989. 41 с. Деп. в ЦНИИ-Уголь 12.04.90. № 5111-уп.
3. **Хазанович Г. Ш., Отроков А. В.** Математическое моделирование процессов формирования производительности и нагрузок погрузочного органа с нагребающими лапами // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 8. С. 46—51.
4. **Otrokov A. V., Khazanovich G. S.** Problem designing of loading machines with grasping claws / III International Symposium ENERGY MINING 2010, 8—11 Sept. 2010, Apatin, Serbia; Energy mining, new technologies, sustainable development: proceedings. Apatin: Banja Junakovic, 2010. С. 343—352.
5. **Хазанович Г. Ш., Лукьянова Г. В., Отроков А. В.** Имитационное моделирование работы клинового перегружателя при случайном характере внешних воздействий / Исследования в области конструирования, рабочих процессов и эксплуатации технологических машин: сб. науч. тр. / Шахтинский ин-т (филиал) ЮРГТУ (НПИ). Новочеркасск: УПЦ "Набла" ЮРГТУ (НПИ), 2006. С. 8—11.
6. **Хазанович Г. Ш., Лукьянова Г. В., Ревякина Е. А., Отроков А. В.** Моделирование рабочих процессов погрузочно-транспортных модулей с учетом случайного характера внешних воздействий. Шахты: ЮРГУЭС, 2010. 179 с.

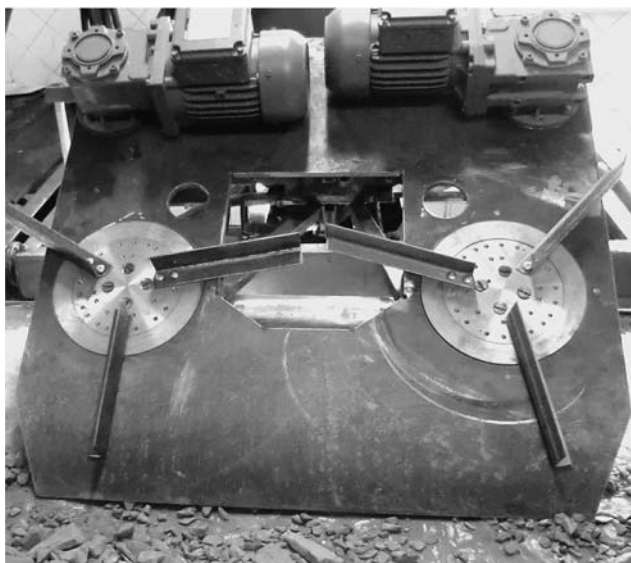


Рис. 6. Модель рабочего органа с погрузочными звездами

А. А. Грабский, канд. техн. наук, доц., МГГУ,
А. В. Бобина, ст. инж., НПП "Профиль-Т", г. Москва
E-mail: a.a.grabsky@yandex.ru, annabobini@mail.ru

Экспериментальное исследование закономерностей рабочего процесса истирания горных пород в гироскопических измельчителях

Впервые теоретически получена закономерность для определения производительности гироскопических измельчителей (ГИ), которая зависит от физико-механических свойств измельчаемой горной породы, основных конструктивных параметров ГИ, а также параметров технологического процесса измельчения, а именно угловых скоростей маховиков гироскопов и горизонтальной площадки.

Ключевые слова: гироскопический измельчитель, горные машины, энергоэффективность, дезинтеграция горных пород, угловая скорость.

A. A. Grabsky, A. V. Bobina

Experimental Analysis of Regularities of Working Process of an Attrition of Rocks in Gyroscopic Grinders

In work regularity for productivity of gyroscopic grinders (GG) which depends on physical and mechanical properties of crushed rock, the key design data of GG, and also parameters of technological process of crushing for the first time is theoretically received, namely angular speeds of flywheels of gyroscopes and horizontal platform.

Keywords: gyroscopic grinder, mountain cars, power efficiency, disintegration of rocks, angular velocity.

Анализ существующих методов и технологий дезинтеграции горных пород показывает, что в основном используются методы дробления, что приводит к разрушению их природной зерновой структуры.

В связи с этим актуальна проблема разработки энергоэффективных горных машин и устройств, основанных на принципе истирания и методике их технико-экономической оценки, позволяющих определять перспективу их использования в горной промышленности.

Известные устройства по разрушению горных пород дроблением имеют малый КПД, большие весовые показатели и энергозатраты [2].

Повысить эффективность работы устройств по дезинтеграции горных пород возможно, если отказаться от их ударного дробления и перейти на технику дезинтеграции породы с помощью мельниц истирания, среди которых наиболее перспективными являются гироскопические измельчители горной породы.

В них рабочий процесс измельчения подчиняется закону Л. В. Риттингера (согласно которому работа, затраченная на измельчение, пропорциональна вновь образованной поверхности), причем энергетические затраты на измельчение значительно меньше, чем аналогичные затраты для дисковых истирателей, которые широко используются как для лабораторных исследований, так и в промышленности, в частности для определения гранулометрического состава горных пород [4].

В настоящее время известны следующие измельчители, в которых гироскопическая сила используется как элемент, регулирующий степень дезинтеграции горной породы: мельница сухого измельчения растиранием, заявленная Саратовским государственным техническим университетом; ГИ сухой горной породы, заявленный Институтом проблем комплексного освоения недр РАН; ГИ с гибким валом; ГИ сухой горной породы по фракциям; ГИ с центральной загрузкой породы; ГИ с вращающимся размольным столом; ГИ для определения природного гранулометрического со-

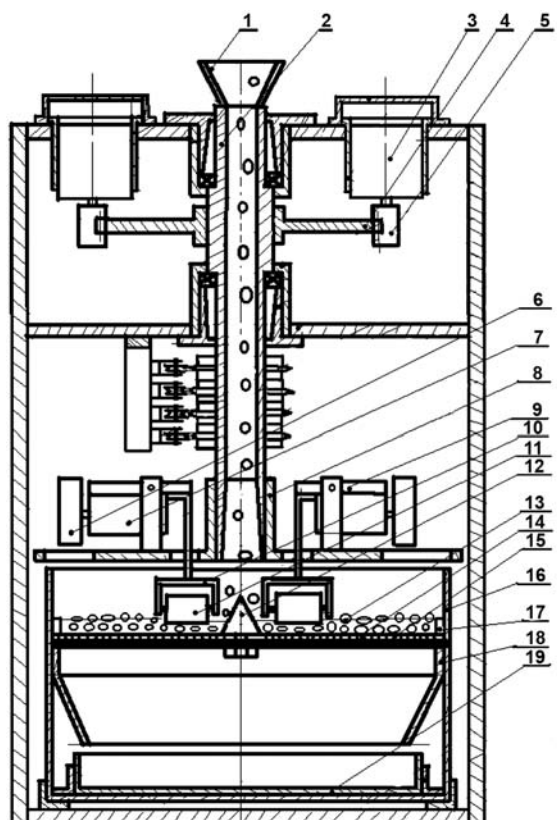


Рис. 1. Конструкция (а) и экспериментальный образец (б) гироскопического измельчителя с загрузкой породы через полый вал вращения рабочей площадки

става горных пород; ГИ с загрузкой породы через полый вал вращения рабочей площадки [1].

Существующие гироскопические измельчители имеют значительные потенциальные возможности для дальнейшего усовершенствования их конструкции и расширения целевых функциональных возможностей. Наиболее удачной модификацией ГИ на современном этапе развития устройств для дезинтеграции горной породы, в которых используется гироскопическая сила, является ГИ с центральной загрузкой породы через полый вал вращения рабочей площадки, показанный на рис. 1. Использование такого ГИ позволяет эффективно и устойчиво измельчать все типы горных пород за счет уменьшения его габаритов, веса, энергозатрат на измельчение и обеспечивать минимальные потери при их дезинтеграции [3].

Процесс вращения всей гироскопической системы ГИ вокруг вертикальной оси происходит под действием внешнего крутящего момента силовых двигателей, которому противодействуют моменты сил трения между рабочими органами и измель-

чаемой горной породой, возникающие за счет гироскопических сил, выступающих в роли сил нормального давления рабочих органов на измельчаемую породу. Схемы сил и моментов, реализующих рабочий процесс разрушения горной породы в ГИ, приведены на рис. 2 и 3.

Гироскопический измельчитель с загрузкой породы через полый вал вращения размольного стола работает следующим образом: силовой привод, включающий силовые двигатели 3 (см. рис. 1), ведомую 4 и ведущую 5 шестерни редуктора, закрепленные на полом валу вращения 2, раскручивает горизонтальную рабочую площадку 8 с установленными на ней валками (рабочий орган) 11 до угловой скорости Ω вокруг вертикальной оси вращения; электродвигатели 7 раскручивают маховики 6 до угловой скорости ω , направление вектора которой совпадает с направлением рычагов 9 валков 11. При этом на каждый из шести двухстепенных гироскопов, образованных электродвигателями 7 и маховиками 6, действует гиро-

скопический момент $M_{\text{гир}}$, величина которого определяется формулой:

$$[M_{\text{гир}}] = J_M \omega \Omega \sin \alpha, \quad (1)$$

где $J_M = m_M R_M^2 / 2$ — момент инерции маховика 6, кг · м²; m_M и R_M — соответственно масса и радиус маховика 6; α — угол между векторами ω , с⁻¹, и Ω , с⁻¹.

При этом непосредственно на каждый из шести валков 11 действует вертикальная гироскопическая сила $F_{\text{гир}}$

$$[F_{\text{гир}}] = [M_{\text{гир}}] / l_1 = J_M \omega \Omega \sin \alpha / l_1, \quad (2)$$

где l_1 — расстояние от шарнира 10 и до центра валка 11, м.

Значение силы истирания $F_{\text{истр}}$, генерируемой каждым из шести валков, вычисляется согласно формуле:

$$F_{\text{истр}} = K_{\text{тр}} F_{\text{гир}} = K_{\text{тр}} J_M \omega \Omega \sin \alpha / l_1, \quad (3)$$

где $K_{\text{тр}}$ — коэффициент трения.

Измельчаемая горная порода 13 через усеченный конус центрального загрузочного устройства 1 попадает через полый вал вращения 2 на рабочий стол 14, по которому она равномерно распределяется с помощью центрального рассекавателя 12. При истирании на рабочем столе 14 порода дезинтегрируется и через перфорированные отверстия 15 рабочего стола 14, который закреплен в корпусе 16 фиксатором 17, сначала попадает в разгрузочный усеченный конус 18 и далее в бункер 19.

Для определения гранулометрического состава исследуемой горной породы рабочий стол выполняется сплошным без перфорированных отверстий, что позволяет оставлять всю породу, а в дальнейшем исследовать ее с помощью мерных сит.

Устойчивость работы предлагаемого устройства определяется тем, что при увеличении силы сопротивления размельчаемой породы перемещению валка 11 по размольному столу происходит уменьшение заданной величины угловой скорости Ω , что в свою очередь, согласно формуле (1), приводит к уменьшению величины гироскопического момента, а, значит, и величины гироскопической силы $F_{\text{гир}}$, что обеспечивает увеличение значения угловой скорости Ω до заданной величины.

Таким образом, с точки зрения теории автоматического регулирования предлагаемое устройство является автоматическим с отрицательной об-

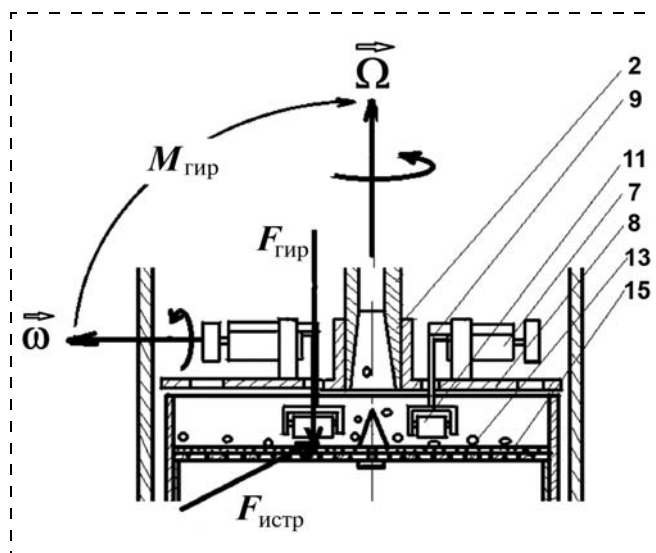


Рис. 2. Схема сил и моментов, реализующих рабочий процесс истирания горной породы в ГИ (главный вид)

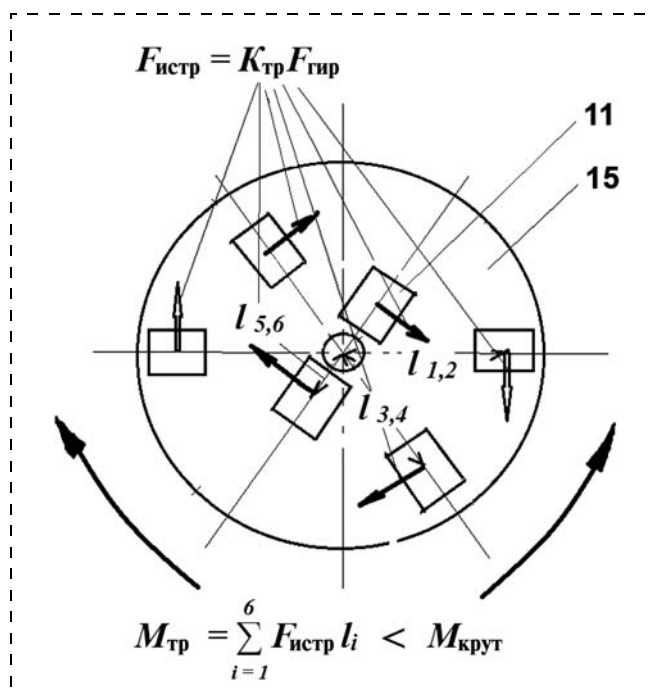


Рис. 3. Схема сил и моментов, реализующих рабочий процесс истирания горной породы в ГИ (вид сверху на рабочий стол): $M_{\text{тр}}$ — момент трения; $M_{\text{крут}}$ — крутящий момент двигателя

ратной связью, которая и обеспечивает его устойчивую работу.

Значение угловой скорости вращения всей системы, в которую входят и рабочие органы ГИ, определяет линейную скорость движения рабочих органов на истираемые частицы горной породы, и в результате этого взаимодействия рабочие органы срезают некоторую часть частиц горной породы.

При работе ГИ его рабочие органы перекрывают всю поверхность рабочего стола радиусом, на котором размещается $n_{\text{част}}$ частиц горной породы. За один оборот вращения всей системы они смогут истереть (срезать) шаровой сегмент породы объемом $V_{\text{сег}}$.

Данный процесс показан на рис. 4, где R — радиус частицы горной породы; H — высота шарового сегмента (срезаемой части частицы горной породы); v_k — линейная скорость движения рабочего органа; P_z — сила истирания частиц горной породы.

Срезание шарового сегмента реализуется за счет действия силы $P = F_{\text{истр}} = K_{\text{тр}} F_{\text{гир}} = K_{\text{тр}} J_m \omega \Omega \sin \alpha / l_1$, а условие среза шарового сегмента определяется из условия прочности материала горной породы на срез $[\sigma_{\text{среза}}] = P_z / S_{\text{среза}}$, Н/м², где $S_{\text{среза}} = \pi a^2$; a — радиус основания шарового сегмента.

Производительность ГИ

$$Q = m/T = (R_{\text{диск}}^2 / R_{\text{фр}}^2) V_{\text{сег}} \rho \Omega, \quad (4)$$

где $m = NV_{\text{пор}} \rho$ — масса горной породы на горизонтальной площадке; $N = R_{\text{диск}}^2 / R_{\text{фр}}^2$ — число фракционных частиц горной породы на горизонтальной площадке; $R_{\text{диск}}$ — радиус горизонтальной площадки, м; $R_{\text{фр}}$ — радиус фракционной частицы, м; $V_{\text{сег}}$ — объем срезанной породы; ρ — плотность горных пород, кг/м³; $T = n_{\text{цикл}} t$ — время истирания горной породы, с; $n_{\text{цикл}}$ — число циклов истирания горной породы; $t = 1/\Omega$ — время одного цикла истирания, с.

После ряда преобразований формула (4) примет вид

$$Q = \rho (K_{\text{тр}} J_m R_{\text{диск}} \omega)^2 \Omega^3 / (4\pi (l_1 [\sigma_{\text{среза}}])^2 R_{\text{фр}}^3). \quad (5)$$

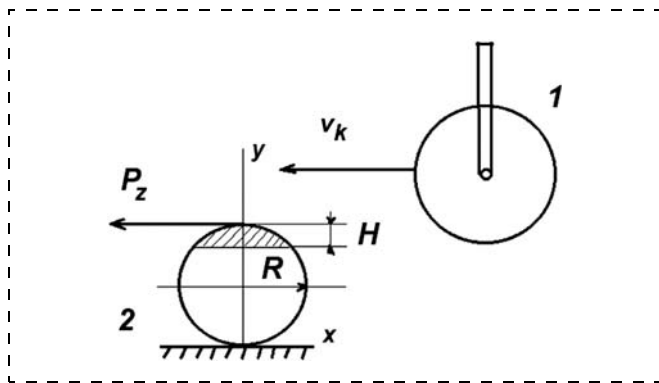


Рис. 4. Механизм взаимодействия рабочего органа ГИ (1) с частицей горной породы (2)

В формулу (5) входят восемь основных величин, определяющих производительность ГИ, которые можно разделить на три группы. Первую группу составляют величины, которые определяют физико-механические свойства измельчаемой горной породы: это ее плотность ρ , коэффициент трения породы $K_{\text{тр}}$, прочность горной породы на сдвиг $\sigma_{\text{среза}}$ и радиус фракционной частицы $R_{\text{фр}}$. Вторую группу образуют величины, определяющие основные конструктивные параметры ГИ, а именно: радиус диска рабочего стола, где происходит истирание, $R_{\text{диск}}$, момент инерции маховиков гироскопов J_m и расстояние от шарнира 10 до центра вала 11 l_1 . И, наконец, третью группу составляют величины, характеризующие параметры технологического процесса, а именно: угловая скорость маховиков гироскопов ω и угловая скорость вращения горизонтальной площадки с установленными на ней гироскопами Ω .

Формула (5) устанавливает закономерности изменения производительности ГИ от основных параметров.

Эти закономерности являются важнейшими для проектирования и разработки ГИ с заданными технико-экономическими параметрами.

Проверка работоспособности основных элементов конструкции ГИ включает достижение определенных технических характеристик, для нахождения которых необходимо знать уровень потребления электроэнергии (мощность), производительность ГИ и его вес.

В качестве горных пород использовались образцы угля, галенита, цеолита, шунгита, железистых кварцитов карбонатно-силикатной руды и кварца, при этом загрузочная фракция была представлена частицами диаметром от 2 до 10 мм, а производи-

Сравнительные характеристики различных дисковых измельчителей и гироскопического измельчителя

Параметры	Тип измельчителя				
	ИД-130	ИД-175	ИД-250	ЛДИ-65	ГИ
Исходная крупность породы, мм	До 3	До 10	До 10	До 2	До 10
Конечная крупность породы, мм	0,044	0,05	0,08	0,05	0,06
Q , кг/ч	8	20	40	1	23
N , кВт	1,1	1,5	5,5	0,37	0,075
m , кг	55	80	160	17	5
$\vartheta = Q/N$, (кг/ч)/кВт	7,3	13,3	7,3	2,7	306
$\vartheta_{\text{уд}} = \vartheta/m$, (кг/ч)/кВт/кг	0,13	0,17	0,045	0,16	62

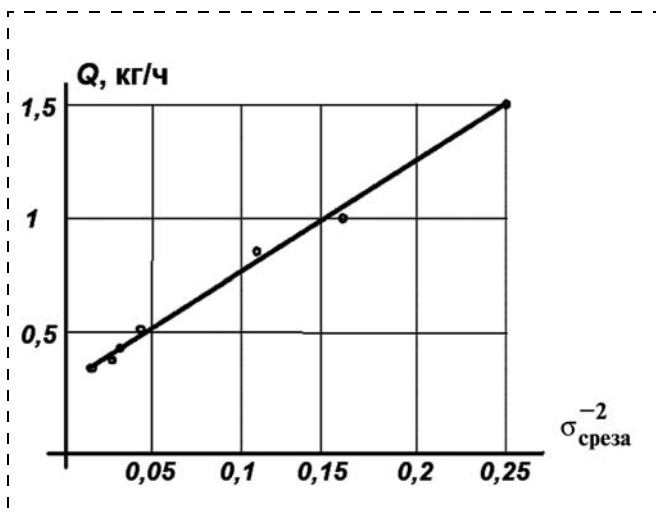


Рис. 5. Зависимость производительности ГИ от прочности породы на сдвиг

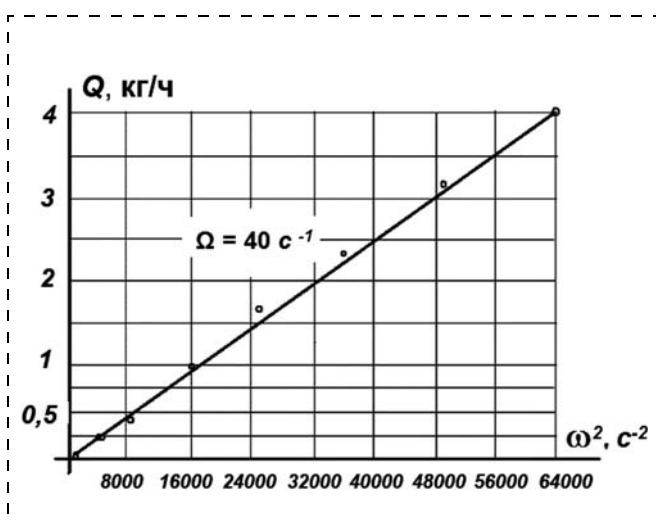


Рис. 6. Зависимость производительности ГИ от угловой скорости маховиков гироскопа

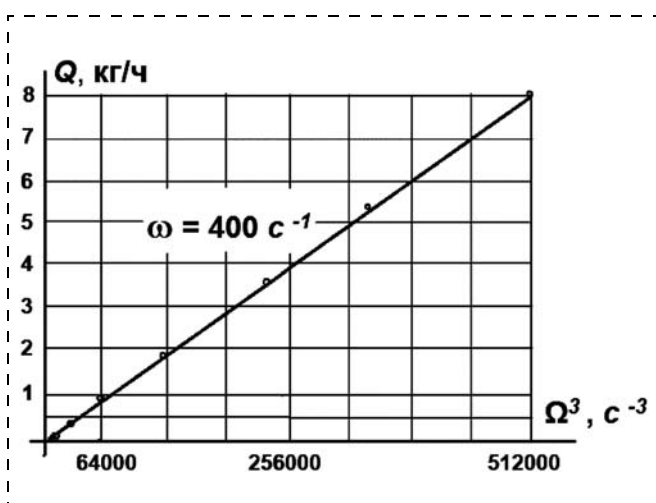


Рис. 7. Зависимость производительности ГИ от угловой скорости горизонтальной площадки

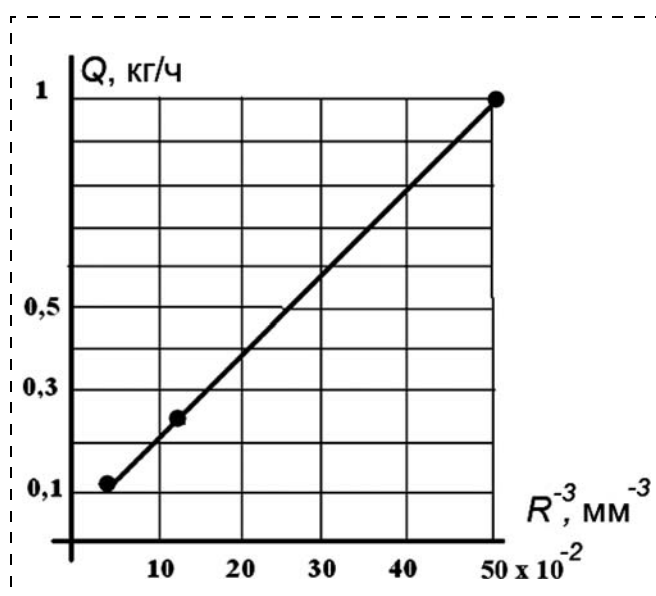


Рис. 8. Зависимость производительности ГИ от радиуса фракционной частицы

тельность ГИ Q , т/ч, оценивалась по частицам диаметром менее 0,1 мм, собираемым в бункере ГИ.

Расчетные технические характеристики ГИ представлены в таблице в сравнении с известными дисковыми измельчителями.

Данные таблицы показывают, что расчетная энергоэффективность $\mathcal{E}$ ГИ в 5–7 раз, а удельная $\mathcal{E}_{\text{уд}}$ энергоэффективность в 1300 раз больше, чем у дисковых истирателей аналогичного назначения. Зарубежные аналоги подобного устройства для дезинтеграции горных пород, не известны.

Для проверки формулы (5), определяющей производительность ГИ в зависимости от основных параметров, значение которых может быть изменено, был проведен комплекс экспериментальных исследований. Полученные зависимости представлены на рис. 5–8.

Таким образом, эксперименты показали, что гироскопический измельчитель является энергоэффективным устройством по разрушению горных пород, которое не имеет аналога за рубежом.

Выводы

Основные полученные выводы и практические результаты работы заключаются в следующем:

1) получена закономерность для определения производительности ГИ, которая зависит от физико-механических свойств измельчаемой горной породы, основных конструктивных параметров ГИ, а также параметров технологического процесса

измельчения, а именно: угловых скоростей маховиков гироскопов и горизонтальной площадки;

2) спроектирован, выполнен в металле и использован при исследованиях экспериментальный образец гироскопического измельчителя с центральной загрузкой горной породы через полый вал, расчетная эффективность работы которого составила более 300 (кг/ч)/кВт, а удельная энергоэффективность — 62 (кг/ч)/кВт/т, что соответственно в 20 и 1300 раз выше, чем у существующих устройств аналогичного типа;

3) в ходе экспериментов подтверждено, что расчетные значения производительности ГИ прямо пропорциональны квадрату угловой скорости маховиков гироскопов ω^2 , кубу угловой скорости горизонтальной площадки Ω^3 и обратно пропорционально квадрату прочности горной породы на сдвиг $\sigma_{среза}^2$ и кубу радиуса фракционной частицы R^3 , что соответствует аналитически получен-

ной формуле (5), причем отличие экспериментальных значений от теоретических не превышает 20 %, что и следовало подтвердить в ходе экспериментов.

Список литературы

1. Трубецкой К. Н., Вайсберг Л. А., Бобин В. А., Ланюк А. Н. и др. Патент РФ № 2248242 "Гироскопический измельчитель сухой горной породы", 2005, бюл. № 2.
2. Чангурия В. А. и др. Наночастицы в процессах разрушения и вскрытия геоматериалов. М.: ИПКОН РАН, 2006. 352 с.
3. Бобин В. А., Покаместов А. В., Бобина А. В. Гироскопическая мельница с центральной загрузкой горной породы // Горный информационно-аналитический бюллетень. № 11. 2009. С. 263—267.
4. Покаместов А. В., Бобина А. В. Технический регламент получения гранулометрического состава горных пород с помощью гироскопического измельчителя // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2012. № 3. С. 178—181.



Всегда в центре событий!







14-16 Мая 2013 Россия • Москва • Крокус Экспо

17-я Международная выставка и конференция
«Горное оборудование,
добыча и обогащение руд и минералов»



www.miningworld-russia.ru

Организаторы:

тел.: +7 (812) 380 60 16 E-mail: mining@primexpro.ru
факс: +7 (812) 380 60 01 www.primexpro.ru

Рациональное проектирование цилиндроконических бойков машин ударного действия

Излагаются основы создания цилиндроконических бойков машин ударного действия с рациональной геометрией. Приводится решение задачи определения ударного импульса, генерируемого цилиндроконическим бойком при ударе по стержню постоянного поперечного сечения.

Ключевые слова: удар, импульс, боек, цилиндр, конус.

I. A. Zhukov, V. V. Molchanov

To Creation the Bladeless Tool for Destruction of Rocks of a High Fortress

In article bases of an experimental research of destruction of rock of a high fortress by the bladeless tool are stated. Rational schemes of placing indentors in a shock part of chisel crown are proved. New constructive decisions of reinforcing bladeless chisel crowns are shown.

Keywords: destruction, impact, the chisel tool, bladeless.

Добыча и переработка твердых полезных ископаемых, строительство подземных сооружений различного назначения тесно сопряжены с необходимостью разрушения и транспортировки больших объемов горных пород. Для разрушения пород создаются разнообразные машины и механизмы, разрушение требует затрат энергии, труда и денежных средств. К настоящему времени известными, апробированными являются термические, термомеханические, химические, плазменные, механические способы разрушения массивов горных пород. Однако преимущественное применение имеет механический способ — бурение, основанный на непосредственном взаимодействии бурового инструмента, выполненного из прочных и износостойких материалов, на разрушаемую породу. Наибольший эффект разрушения достигается при ударном воздействии на горную породу, именно на этом принципе строятся многие горные машины, в частности машины, используемые для бурения шпуров и скважин [1].

Особое внимание при проектировании современных машин ударного действия уделяется форме бойков. Расчет таких машин включает в себя решение задачи о формировании и распространении импульсов упругой деформации при соударении бойка

с волноводом, о прохождении ударного импульса по волноводу в обрабатываемую среду и превращении его энергии в работу разрушения. Решение этой задачи позволяет определить действующие нагрузки в системе и провести расчеты на прочность, а также рассчитать производительность.

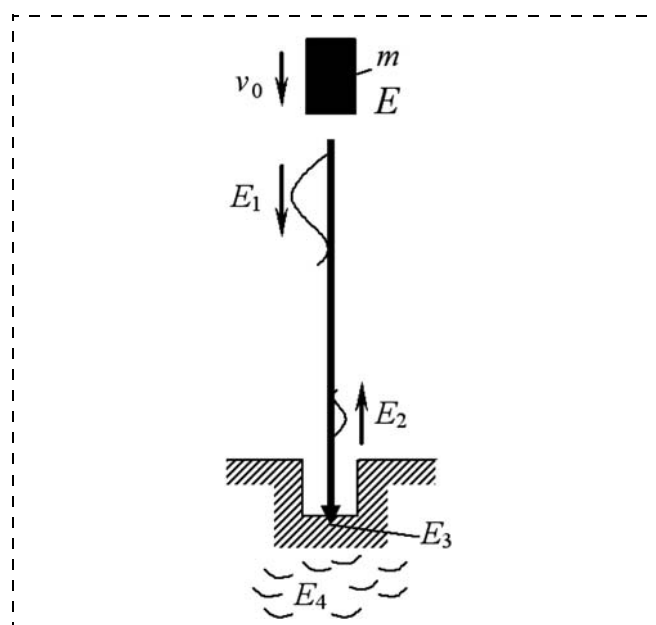


Рис. 1. Распределение предударной энергии бойка

После соударения кинетическая энергия E бойка преобразуется в энергию ударного импульса E_1 , которая частично в виде E_2 отражается от среды и движется к ударному торцу бойка, и лишь часть энергии в виде E_3 расходуется на разрушение среды, а энергия E_4 уходит в среду и рассеивается (рис. 1).

Для оценки эффективности процесса используют коэффициент передачи энергии (КПЭ) импульса [2]:

$$\eta = \frac{E_1 - E_2}{E_1}. \quad (1)$$

Энергия E_1 определяется по падающему ударному импульсу, а E_2 — по отраженному. Коэффициент η принимается как критерий эффективности работы ударной системы.

В 1962 г. одним из известных ученых-исследователей теории удара Е. В. Александровым было установлено, что при упругом ударе коэффициент передачи энергии зависит от отношения масс соударяющихся тел до определенного критического значения этого отношения, которое определяется конфигурацией соударяющихся тел. При дальнейшем увеличении отношения масс соударяющихся тел коэффициент передачи энергии определяется уже не отношением действительных масс, а лишь указанным критическим значением этого отношения. При упругом ударе коэффициент восстановления определяется формой и массой соударяющихся тел, а также степенью рассеяния энергии в них [3].

Таким образом, при постоянной энергии, запасенной бойком ударной системы перед ударом, существенно различными могут быть масса m , предударная скорость v_0 и форма ударяющего тела. Рациональное проектирование ударной системы должно обеспечить максимальный коэффициент η при заданной энергии удара. При этом подбор целесообразной формы ударника является одним из наиболее действенных методов проектирования, приводящий к увеличению значения КПЭ.

Выявление наиболее рациональных форм бойков осуществляется путем сравнения максимальной амплитуды, формы и эффективной длительности импульсов, генерируемых бойками при ударе по длинным стержням одинакового диаметра, при условии равенства масс и предударных скоростей сравниваемых бойков.

При проектировании машин ударного действия к конструкциям бойков и волноводов предъявляются следующие основные требования.

1. Детали должны по возможности иметь простые геометрические формы с плавными переходами от одного сечения к другому. Сложные геометрические формы, кроме того, что они не технологичны, опасны по динамической прочности. Резкие переходы от одного сечения к другому вызывают локальные увеличения напряжения, обусловленные интерференцией прямых и отраженных волн, а это приводит к быстрому выходу деталей из строя.

2. Соударяющиеся детали должны иметь большие запасы продольной устойчивости. Усилия, развиваемые при ударе, измеряются десятками тонн, и поэтому проверка соударяющихся тел на продольную устойчивость является необходимым этапом расчета ударной системы. Запасы продольной устойчивости должны быть очень большими еще и потому, что всегда существует радиальная составляющая удара из-за косо- и нецентрального удара, которая вызывает поперечные колебания бойков и волноводов.

С точки зрения этих требований, наиболее простой и устойчивой конструкцией является боек [4], выполненный в виде цилиндра, с поперечным сечением, равным сечению волновода. Однако такой боек при ударе по волноводу генерирует прямоугольный импульс постоянной амплитуды, что не позволяет достичь высоких значений КПЭ.

Боек, имеющий форму усеченного конуса [4], генерирует ударный импульс, ступенчатый по форме. Причем ступени имеют экспоненциальную форму с нарастающей во времени амплитудой. В первых двух ступенях импульса содержится 97 % эффективной энергии, а амплитуда импульса превышает в 1,85 раз прямоугольный импульс, генерируемый цилиндрическим бойком равного с волноводом сечения. Однако недостатком таких бойков является невозможность их встраивания в корпус ударных механизмов, так как они не содержат поршневой ступени, способной обеспечить им устойчивое положение в корпусе.

В целях обеспечения условий простой геометрической формы, устойчивого положения в корпусе ударных механизмов, генерирования ударного импульса экспоненциальной формы с нарастающей амплитудой, авторами разработана рациональная конструкция цилиндроконического бойка (рис. 2) [5]. Сущность геометрии бойка заключается в том, что он содержит коническую ударную 1 и цилиндрическую поршневую 2 части, переход между которыми выполнен по дуге окружности 3 малого радиуса, причем длины частей

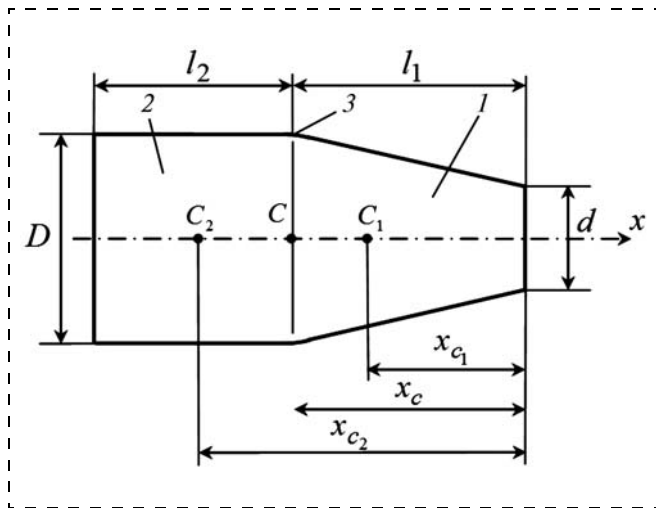


Рис. 2. Геометрия цилиндрического бойка

подобраны таким образом, что центр тяжести бойка находится в цилиндрической поршневой части, обеспечивая ему тем самым устойчивое положение в корпусе ударного механизма.

В силу малости радиуса дуги окружности, по которой осуществляется переход между конической и цилиндрической частями, можно считать, что боек состоит только из ударной части, выполненной в виде усеченного конуса, и поршневой части, выполненной в виде цилиндра. Тогда объем цилиндрического бойка находится как сумма объемов конической ударной части V_1 и поршневой цилиндрической части V_2 :

$$V = V_1 + V_2,$$

где $V_1 = \frac{\pi l_1 (D^2 + d^2 + Dd)}{12}$; $V_2 = \frac{\pi D^2 l_2}{4}$; d — диаметр ударного торца; D — диаметр неударного торца; l_1 — длина конической ударной части; l_2 — длина цилиндрической поршневой части.

Тогда

$$V = \frac{\pi l_1 (D^2 + d^2 + Dd)}{12} + \frac{\pi D^2 l_2}{4}. \quad (2)$$

Координата x_{C_1} центра тяжести ударной части бойка, выполненной в виде усеченного конуса, определяется по формуле [6]

$$x_{C_1} = l_1 - \frac{l_1 (D^2 + 2Dd + 3d^2)}{4(D^2 + d^2 + Dd)} = \frac{l_1 (3D^2 + 2Dd + d^2)}{4(D^2 + d^2 + Dd)}.$$

Координата x_{C_2} центра тяжести цилиндрической поршневой части бойка находится как

$$x_{C_2} = l_1 + \frac{l_2}{2}.$$

Центр тяжести бойка цилиндрического находится как

$$x_C = \frac{x_{C_1} V_1 + x_{C_2} V_2}{V_1 + V_2} = \frac{\left(\frac{l_1 (3D^2 + 2Dd + d^2)}{4(D^2 + d^2 + Dd)} \right) \pi l_1 (D^2 + d^2 + Dd) + \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) l_2 \pi D^2}{\frac{\pi l_1 (D^2 + d^2 + Dd)}{12} + \frac{\pi D^2 l_2}{4}}.$$

Для обеспечения условия расположения центра тяжести бойка в цилиндрической поршневой части необходимо, чтобы выполнялось неравенство $x_C \geq l_1$, или

$$l_1 \leq \frac{\left(\frac{l_1 (3D^2 + 2Dd + d^2)}{4(D^2 + d^2 + Dd)} \right) \pi l_1 (D^2 + d^2 + Dd) + \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) l_2 \pi D^2}{\frac{\pi l_1 (D^2 + d^2 + Dd)}{12} + \frac{\pi D^2 l_2}{4}}.$$

Или после математических преобразований

$$l_1 \leq l_2 \sqrt{\frac{6D^2}{D^2 + 2Dd + 3d^2}},$$

$$\frac{l_1}{l_2} \leq \sqrt{\frac{6D^2}{D^2 + 2Dd + 3d^2}}. \quad (3)$$

Таким образом, боек, содержащий коническую ударную и цилиндрическую поршневую части, соотношение длин которых определяется согласно условию (3), будет иметь центр тяжести в цилиндрической поршневой части, что обеспечит ему устойчивое положение в корпусе ударного механизма.

Решение задачи о нахождении формы ударного импульса в стержне, генерируемого при ударе по нему цилиндрическим бойком, осуществлялось с помощью компьютерной программы "Анализ форм бойков ударных механизмов" [7]. Размеры бойка (рис. 3, а) выбраны с учетом возможности сравнения искомой формы импульса с импульсами, генерируемыми известными бойками [8], при

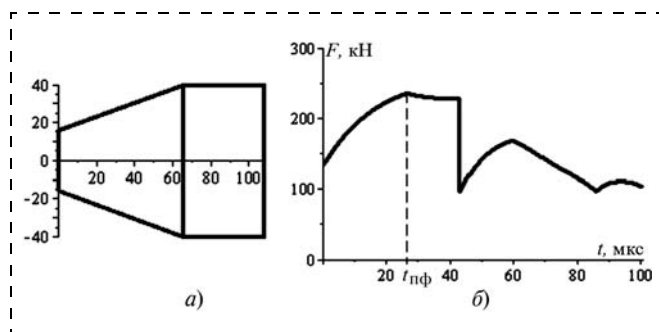


Рис. 3. Цилиндроконический боек (а) и генерируемый им ударный импульс (б)

условии обеспечения равенства следующих исходных параметров сравниваемых бойков:

- масса бойка $m = 3$ кг;
- материал соударяемых деталей: сталь с модулем упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, скорость звука в материале $a = 5 \cdot 10^3$ м/с;
- диаметр ударного торца бойка, равный диаметру волновода, $d_0 = 32$ мм;
- предупредная скорость бойка $v_0 = 8$ м/с.

Анализ формы найденного ударного импульса (см. рис. 3, б), показал, что:

амплитуда импульса на переднем фронте нарастает по экспоненте до максимального значения в течение времени $t_{пф} = \frac{2l_1}{a}$, соответствующего удвоенной длине конической части бойка;

максимальное значение амплитуды импульса превышает значение амплитуды импульса, генерируемого бойком, равного со штангой сечения в 1,75 раза (в силу равенства диаметра ударного торца бойка и диаметра волновода, по которому наносится удар, начальное значение ударного импульса будет равно амплитуде прямоугольного импульса, генерируемого бойком равного с волноводом сечения);

после максимума в течение времени $t_{пф} = \frac{2l_2}{a}$, соответствующего удвоенной длине цилиндриче-

ской части бойка, амплитуда импульса незначительно уменьшается (на 3...5 %);

вторая и третья ступени импульса, несущие эффективную часть энергии (около 95 %) также описываются экспоненциальными функциями;

далее амплитуда импульса монотонно убывает.

Вывод

Таким образом, основное влияние на форму первой волны ударного импульса, генерируемого цилиндроконическим бойком, оказывает коническая часть, а наличие цилиндрической части позволяет беспрепятственно встраивать такие бойки в корпус реальных машин ударного действия.

Список литературы

1. **Иванов К. И.** Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. Изд. 2, перераб. / К. И. Иванов, М. С. Варич, В. И. Дусев и др. М.: Недра, 1974. 408 с.
2. **Дворников Л. Т.** К вопросу о рациональном проектировании ударных систем горно-технологического назначения // Материалы Четвертой науч.-практ. конф. по секции машиностроения и горных машин / Под ред. проф. Дворникова Л. Т. Новокузнецк: СибГИУ, 1995. С. 70—82.
3. **Александров Е. В., Соколинский В. Б.** Прикладная теория и расчеты ударных систем. М.: Наука, 1969. 201 с.
4. **Алимов О. Д.** Бурильные машины / О. Д. Алимов, Л. Т. Дворников. М.: Машиностроение, 1976. С. 223.
5. **Заявка на изобретение № 2011152123.** Боек цилиндроконический / Сибирский государственный индустриальный университет; Л. Т. Дворников, И. А. Жуков, В. В. Молчанов; приоритет от 20.12.2011 г.
6. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. 8-е изд. перераб. и доп. / под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. С. 33.
7. **Свидетельство № 2007613024.** Анализ форм бойков ударных механизмов / Дворников Л. Т., Жуков И. А. (РФ) — № 2007611961; поступление 18.05.2007; зарегистрир. 11.07.2007.
8. **Жуков И. А.** Анализ форм бойков ударных систем графоаналитическим методом / И. А. Жуков, Л. Т. Дворников // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2009. № 1. С. 15—19.

Г. Д. Трифанов, канд. техн. наук, зав. каф., А. А. Князев, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
Н. В. Чекмасов, канд. техн. наук, доц., Д. И. Шишлянников, доц., ПНИПУ. г. Пермь
E-mail: kanat@pstu.ru

Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна "Урал-20Р"

Предложен способ оценки технического состояния и прогнозирования ресурса элементов привода исполнительных органов комбайна "Урал-20Р". Представлены результаты экспериментальных исследований нагруженности привода комбайна.

Ключевые слова: приводы исполнительных органов, нагруженность приводов, ресурс, оценка технического состояния.

G. D. Trifanov, A. A. Knyazev, N. V. Chekmasov, D. I. Shishlyannikov

Load Research and Forecasting Resources Lead Executive Combine "Ural-20R"

Provides a method for assessing the technical condition and forecasting resource executive driving elements combine "Ural-20R". The results of experimental studies of loading drive a combine.

Keywords: drives executive, loading drives, resource, assessment of technical condition.

Для предприятий, осуществляющих добычу калийной руды подземным способом с использованием проходческо-очистных комбайнов "Урал", актуальной остается задача повышения эффективности их эксплуатации. Недостаточная точность в оценке периодичности работ по техническому обслуживанию и ремонту проходческо-очистных комбайнов ведет к увеличению простоев из-за внезапных отказов и материальных затрат на поддержание их работоспособности. Решение данной задачи возможно на основе внедрения средств и методик оценки фактического состояния узлов и деталей комбайнов "Урал", обоснования и выбора диагностических признаков для точной оценки остаточного ресурса приводов исполнительных органов.

Использование традиционных методов технической диагностики (вибрационные, акустические, тепловые методы) добычных машин малоэффективно вследствие высокого уровня возмущающих воздействий, оказываемых разрушаемым массивом на детали и узлы комбайнов при работе, непрерывно изменяющихся параметров резания, наличия на забое зон перекрытия, разрушаемых дисками обоих исполнительных органов. Недостаточно достовер-

ными также являются результаты, полученные при исследовании параметров работы комбайнов на холостом ходу, так как уровень и амплитуда виброакустических сигналов пропорциональны нагрузкам на контактные поверхности подшипников и зубьев колес редукторов [1].

Известно, что внезапные и постепенные отказы оборудования, вызванные изнашиванием, поломками и деформацией деталей, можно описать с единой энергетической точки зрения. Исследования усталостного разрушения металлов показывают, что объем материала детали разрушается при достижении критического значения внутренней энергии, т. е. каждый элемент трансмиссии добычного комбайна имеет свой энергоресурс, определяемый количеством энергии, затраченным на его разрушение, и числом циклов нагружения, за которое это разрушение произошло при заданном уровне нагрузки [2]. Согласно исследованиям М. Д. Коломийцова, ресурс очистного комбайна определяется предельным количеством энергии K_k , которую могут рассеять элементы привода комбайна до поломки наиболее слабого элемента. Значение K_k определяется по формуле:

$$K_k = T_p \Delta P, \quad (1)$$

где T_p — ресурс привода комбайна, ч.; ΔP — потери энергии в приводе, кВт · ч.

Величина потерь энергии в приводе при нагрузках, не превышающих номинальные, может быть определена по формуле:

$$\Delta P = P_x + aP_2, \quad (2)$$

где P_x — потери холостого хода, кВт; a — коэффициент, характеризующий интенсивность роста потерь в приводе; P_2 — полезная мощность комбайна, затрачиваемая на разрушение массива, кВт [3].

Исследования значений и характера нагрузок на приводы и трансмиссии исполнительных органов комбайнов "Урал-20Р" в целях определения возможности оценки энергоресурса их элементов проведены сотрудниками кафедры горных и нефтепромысловых машин Пермского национального исследовательского политехнического университета совместно со специалистами ООО "Региональный канатный центр" (г. Пермь). Исследования осуществлялись с помощью специально изготовленного

измерительного регистрирующего и программного комплекса "ВАТУР" на комбайнах "Урал-20Р", эксплуатируемых на рудниках ОАО "Уралкалий".

В состав измерительного комплекса "ВАТУР" (рис. 1) входят процессорный блок, блоки питания и коммутации, токовые клещи, датчики напряжения и датчик пути. Процессорный блок состоит из компьютера промышленного исполнения для переносных систем, аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и 16-битового реверсивного счетчика.

С помощью токовых клещей обеспечивается преобразование входного тока в выходное напряжение в соотношении 1 А — 1 мВ. Датчики напряжения преобразуют входное напряжение до 1000 В в выходное напряжение в соотношении 1 В — 3 мВ. Сигналы с токовых клещей и датчиков напряжения подаются на вход АЦП, интерфейсные цепи которого подключены к компьютеру. Датчик пути изготовлен на основе инкрементального кодировщика угла поворота ПУФ-6 с 360 штрихами на оборот. Датчик устанавливается на боковой лыже комбайна со стороны магнитной станции. После проведения измерений данные считываются в офисный компьютер по последовательному интерфейсу.

В комплексе "ВАТУР" значения эффективного тока $I_{\text{эф}}$, напряжения $U_{\text{эф}}$ и активной мощности P_a вычисляются из измеренных мгновенных значений тока I_i и напряжения U_i по следующим формулам:

$$I_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N I_i^2}; \quad (3)$$

$$U_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U_i^2}; \quad (4)$$

$$P_a = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U_i I_i, \quad (5)$$

где N — число точек измерения за фиксированный интервал времени ($N=2000$; интервал времени 0,5 с).

В течение одного периода питающей сети 20 мс происходит 100 измерений. Каждые 0,5 с осуществляются вычисление эффективных значений тока, напряжения и мощности и запись их на "жесткий" диск. Предварительные измерения на комбайнах показали, что питающее напряжение и нагрузка имеют симметричный характер, поэтому для измерения активной мощности в трехфазной цепи принят метод одного ваттметра.

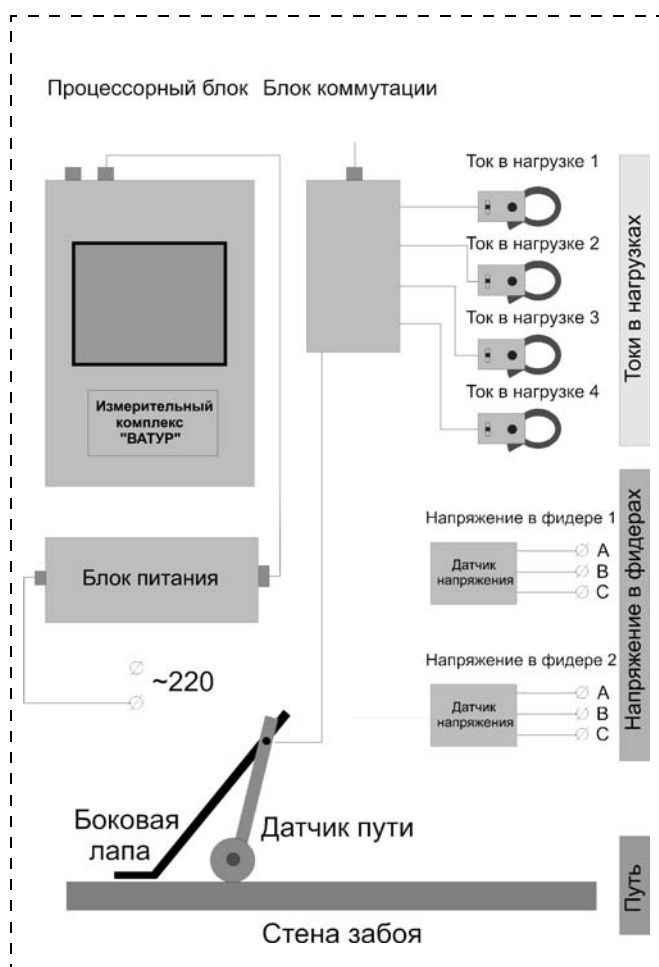


Рис. 1. Структурная схема измерительного комплекса "ВАТУР"

Измерения режимов работы с помощью комплекса "ВАТУР" на комбайнах "Урал-20Р" проводились в соответствии с согласованной с заводом-изготовителем методикой. Комбайн шел сплошным забоем при скорости подачи 10,5 м/ч. Один замер включал работу комбайна при отбойке от трех до семи вагонов руды. Визуализация и обработка полученных данных осуществляются с помощью программы "Ватур-оф" (рис. 2), по измеренным значениям эффективных токов и напряжений рассчитываются мгновенные значения активной и полной мощности исследуемых двигателей.

Ресурс машинного времени горного комбайна определяется прочностными (усталостными) свойствами элементов машин, а также величиной и характером фактически действующих нагрузок. Согласно методике, описанной в [4], общий и оставшийся ресурс машинного времени комбайна может быть рассчитан с достаточно высокой степенью вероятности по имеющейся непрерывной записи активной мощности двигателя (его эксплуатационной нагруженности). Кроме того, визуализация параметров работы приводов комбайнов "Урал" обеспечит возможность контроля в реальном времени уровня их нагруженности и исключение критических режимов.

На приведенных графиках изменения активной мощности электродвигателей приводов относи-

тельного движения резцовых дисков можно выделить участки запуска ($A-B$), холостого хода ($B-C$), зарубки ($C-D$) и установившегося режима работы ($D-E$). Для участка установившегося режима определяются средние значения параметров работы двигателей комбайна (ток, напряжения, активная и полная мощности). Также следует отметить, что наряду с составляющими нагрузок, носящих на первый взгляд неупорядоченный стохастический характер, на графиках активных мощностей двигателей переносного движения явно просматривается низкочастотная периодическая составляющая. За один оборот каждого исполнительного органа (продолжительность 14,29 с) возникают два интервала с пиком нагрузки и два интервала с их падением. Падение нагрузки на приводах резцовых дисков и увеличение динамики обуславливается наличием общей зоны массива, разрушаемой дисками обоих исполнительных органов. Таким образом, при разрушении руды возникают циклические нагрузки определенной амплитуды на режущий орган, частота которых зависит от частоты вращения резцовых дисков, передаточного числа редукторов, частоты вращения двигателя и других факторов. Эти нагрузки воспринимаются всеми элементами цепочки "режущий орган электродвигатель". При прохождении через различные элементы комбайна нагрузки меняют свой частотный состав. Это свя-

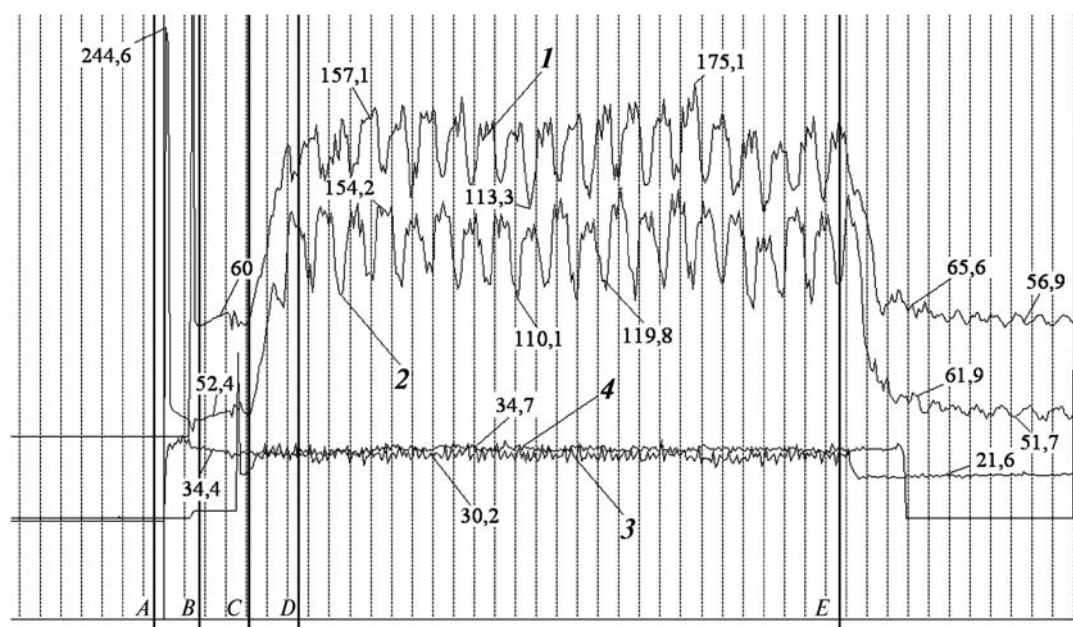


Рис. 2. Графики активной трехфазной мощностей электродвигателей при средней скорости движения комбайна "Урал 20Р" 10,5 м/ч (шаг линий сетки 5 с, сносками обозначены мгновенные значения активных мощностей):

1, 2 — приводы относительного движения резцовых дисков; 3 — привод отбойного устройства; 4 — привод конвейера

зано с тем, что каждый элемент комбайна воспринимает нагрузки с определенной частотой, зависящей от скорости его вращения. При изменении механических свойств того или иного элемента частота и амплитуда воздействия нагрузок на него изменяются.

Известно, что ресурс силовых элементов привода и комбайна в целом увеличивается при снижении динамических нагрузок. В соответствии с исследованиями, выполненными в ИДГ имени А. А. Скочинского, срок службы T некоторой группы однотипных деталей определяется зависимостью [4]:

$$T = \frac{A}{\lambda \sigma_i^m}, \quad (6)$$

где A — постоянное число; σ_i — напряжение, приведенное к расчетному; λ — частота колебаний нагрузки; m — параметр кривой усталости, значение которого определяется материалом, геометрическими параметрами и формой детали ($m = 3 \dots 10$).

Таким образом, определяющее значение на срок службы деталей оказывают амплитуды колебаний, так как показатель степени m , принимает значения от 3 до 10.

Полученные записи активных трехфазных мощностей приводов обрабатывались с использованием методик спектрального анализа в целях выявления частотных составляющих, характеризующих колебания кинематической цепи "исполнительный орган—редукторы—приводной двигатель". Спектральный состав мощности, развиваемой двигателями переносного вращения резцовых дисков (рис. 3), имеет спектральную составляющую на частоте 0,7 Гц, обусловленную частотой вращения резцовых дисков. Возникновение дефекта в кинематической цепочке исполнительного органа комбайна (поломка зуба шестерни, потеря одного или нескольких резцов) неизбежно вызовет появление новых спектральных составляющих.

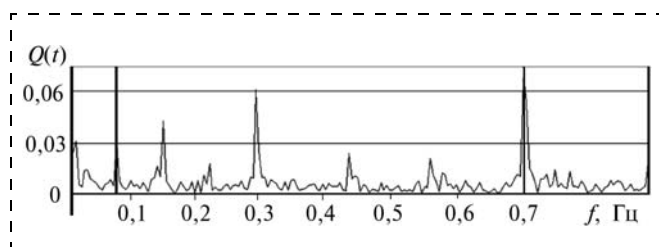


Рис. 3. График спектральной плотности $Q(f)$ активной мощности двигателя переносного вращения комбайна "Урал-20Р"

Основная проблема, выявленная при обработке результатов измерения, — это высокий уровень шума в конечном спектре, который является следствием неоднородности горного массива и изменяющихся параметров резания. В дальнейшем решение данной проблемы предполагается реализовывать посредством использования методов вейвлет-анализа.

Способ контроля технического состояния комбайна посредством анализа записей токов, напряжений и активных мощностей приводов, в отличие от других способов диагностики, наиболее просто реализуем, позволяет осуществлять контроль на работающей в установившемся режиме добычной машине. По измеряемым характеристикам возможно построить спектр собственных частот колебаний кинематической цепочки "исполнительный орган—редукторы—приводной двигатель". Изменения в свойствах кинематической цепочки (неполадки) оказывают влияние на результирующий спектр сигнала, что позволяет создать на базе комплекса "ВАТУР" стационарный диагностический комплекс для комбайна "Урал-20Р". Непрерывная запись активных мощностей приводов обеспечит реализацию рациональных режимов работы, прогнозирование ресурса комбайна и позволит минимизировать количество внезапных отказов, снизить число простоев добычных машин вследствие аварийных ремонтов.

Список литературы

1. Солод Г. И., Шахова К. А., Русихин В. И. Повышение долговечности горных машин. М.: Машиностроение, 1979. 184 с.
2. Иванов С. Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов. СПб.: РИЦ СПГГИ, 1999. 92 с.
3. Красников Ю. Д., Солод С. В., Хазанов Х. И. Повышение надежности горных выемочных машин. М.: Недра, 1989. 215 с.
4. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З. Я. и др. Динамические процессы горных машин. М.: Наука, 1972. 150 с.

УДК 621.822.6

В. М. Кравченко¹, д-р техн. наук, проф., **В. А. Сидоров**², канд. техн. наук, доц.,
В. В. Буцукин¹, канд. техн. наук, доц.

¹ Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

² Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

E-mail: butsuikin@mail.ru

Повреждения подшипников качения в результате износа

Изложены результаты систематизации информации, полученной при анализе причин выхода из строя подшипников качения. Описаны типичные дефекты подшипников, возникающие в результате износа.

Ключевые слова: подшипник качения, износ, дефект.

V. M. Kravchcnko, V. A. Sidorov, V. V. Butsuikin

Rollin Bearings' Damage Under the Action of Wear

The results of systematization of information, obtained when analyzing the causes of rolling bearings' failure, are presented. The typical defects of bearings, arising up as a result of wear, are described.

Keywords: ball bearing, wear, defect.

В практике работы ремонтных служб предприятий основным методом оценки причин выхода из строя широко распространенных в горном оборудовании подшипников качения является визуальный осмотр их поврежденных элементов. Важнейшую роль в принятии технических решений, направленных на предотвращение аварийных ситуаций, играет верность интерпретации результатов осмотра персоналом ремонтной службы. Анализ современных публикаций [1], посвященных этому вопросу, показал, что, при существенном объеме накопленных данных актуальной задачей становится систематизация и классификация повреждений подшипников в соответствии с их причинами. В ходе решения указанной задачи в [1] была проведена систематизация реальных отказов подшипников качения, позволяющая выявлять воздействие на подшипник длительно действующих радиальных и осевых сил, а также этих сил, превышающих расчетные значения при эксплуатации или сборке подшипникового узла. Воздействие иных факторов, воздействующих на подшипники, в указанной работе приведено не было.

Цель настоящей статьи — систематизация информации о внешних проявлениях при реальных отказах подшипников качения, позволяющая выявлять воздействие на подшипник различного вида износа.

Применительно к подшипникам качения можно выделить следующие, наиболее часто встречающиеся в практике, виды износа: механический, коррозионный и износ вследствие воздействия электрического тока.

Согласно современным представлениям о видах механического изнашивания, базирующимся на исследованиях Б. И. Костецкого [2], можно выделить следующие виды механического износа: адгезионный (схватывание первого и второго рода), окислительный, осповидный, абразивный.

Износ схватыванием первого рода наблюдается при трении скольжения. Характеризуется возникновением адгезионных связей между деталями. Условия возникновения такого износа: малая скорость относительного движения (до 1 м/с для узла, состоящего из двух стальных деталей); высокое давление, превышающее предел текучести на площадках фактических контактов; отсутствие смазки или защитной пленки оксидов между трущимися деталями; низкая температура нагрева поверхностных слоев (до 100 °С). Для подшипников качения данный вид износа появляется на начальной стадии проворачивания внутреннего кольца подшипника на валу.

Проявление износа схватыванием первого рода происходит следующим образом. На контактной поверхности детали из менее прочного материала образуются хаотически расположенные вырывы,

а на детали из более прочного материала — налипания (рис. 1, см. 3-ю стр. обложки). Налпшие частицы высокой твердости способствуют развитию вторичных процессов местной пластической деформации и микрорезанию поверхностей трения. Силы трения определяются геометрическими характеристиками рабочих рельефов, площадью контактных поверхностей и прочностью металлических связей. Разрывы металлических связей приводят к увеличению площади фактических контактов и уменьшению давления на поверхность трения. Интенсивность пластических деформаций снижается, на деталях появляются устойчивые пленки оксидов и износ схватыванием первого рода переходит в окислительный.

Окислительный износ развивается в условиях трения качения и трения скольжения со скоростями относительного движения деталей 1,5...7,0 м/с (без смазки). При граничной смазке интервал скоростей увеличивается до 20 м/с. Механизм разрушения — образование и разрушение твердых пленок оксидов, возникающих на поверхностях контактирующих деталей. Эти процессы характерны для узлов трения, детали которых изготовлены из материалов с высокой твердостью и повышенным пределом текучести.

Вид деталей характеризуется появлением матовых поверхностей, состоящих из пленок химических соединений металла с кислородом (рис. 2, см. 3-ю стр. обложки). Это наиболее благоприятный вид изнашивания. Скорость изнашивания минимальна по сравнению с другими видами механического износа. Коэффициент трения зависит от формы трущихся поверхностей и составляет порядка 0,3...0,7 при отсутствии смазывания.

Износ схватыванием второго рода образуется при следующих условиях: трение скольжения, высокие давление и скорость относительного перемещения (свыше 4 м/с), сочетание которых обуславливает большие потери на трение, высокий градиент и интенсивное возрастание температуры в поверхностных слоях (до 1600 °С). Такая температура заметно снижает механические свойства сталей и металл размягчается, приводя к его налипанию на поверхности более прочной детали (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки).

Внешний вид поверхности — вырывы частиц на детали из менее прочного материала, чередующиеся через примерно одинаковые промежутки. Для подшипников качения износ схватыванием второго рода проявляется в виде заеданий, часто предшествующих полному разрушению.

Осповидный износ возникает при трении качения, переменных или знакопеременных нагрузках и высоких давлениях, достигающих предела вы-

носливости. Многократные нагружения вызывают усталость материала.

На плоскостях максимальных напряжений внутри детали зарождаются трещины. Их развитие приводит к разрыву контактной поверхности, что принципиально изменяет характер взаимодействия деталей.

В местах образования сколов на контактных поверхностях появляются осповидные углубления (рис. 4, см. 3-ю стр. обложки). Это наиболее характерный вид изнашивания для деталей подшипников качения, который должен проявляться через 5—7 лет работы.

Обнаружить осповидное выкрашивание во время осмотра механического оборудования чрезвычайно трудно. Элементы подшипника практически недоступны для визуального осмотра. Поворот шарика (см. рис. 4) на угол 60° не позволил бы обнаружить повреждение. Осмотр должен предварять результаты технического диагностирования.

Абразивный износ развивается при трении скольжения. Условия возникновения: наличие на поверхностях трения абразивных частиц, деформирующих микрообъемы поверхностных слоев и вызывающих процессы микрорезания.

На поверхностях трения появляются однозначно ориентированные по отношению к направлению движения риски (рис. 5, см. 4-ю стр. обложки). Скорость изнашивания зависит от размеров, формы, количества, свойств абразива и материалов деталей, от относительной скорости и давления на контактирующих поверхностях.

Выше указывалось, что помимо механического износа в подшипниках качения наблюдаются также коррозионный износ и износ, обусловленный прохождением электрического тока через элементы подшипника. Рассмотрим внешние проявления этих видов износа.

Коррозионный износ — результат конденсации влаги в корпусе подшипника при отсутствии смазочного материала или попадания воды в подшипник. Коррозионные разрушения всегда начинаются с поверхности металла. Коррозия на деталях подшипников бывает двух видов — сплошная и местная. Сплошная коррозия покрывает ровным слоем и изменяет шероховатость поверхности деталей, не образуя отдельных очагов. Местная коррозия наблюдается в виде пятен, глубина которых может быть от 0,3 мм и более (рис. 6, см. 4-ю стр. обложки).

При износе, обусловленном прохождением электрического тока через шарикоподшипник, на беговых дорожках появляются точки, расположенные цепочкой. При прохождении электрического тока через роликподшипник на беговых дорожках по-

являются риски, полосы, параллельные оси вращения (рис. 7, см. 4-ю стр. обложки). В показанном на рисунке случае повреждения от прохождения электрического тока присутствуют лишь на одной беговой дорожке — это результат неравномерного распределения нагрузки по рядам тел качения двухрядного подшипника.

Таким образом, систематизация информации, полученной при анализе причин выхода из строя подшипников вследствие различных видов износа, позволит упростить определение этих причин и выбор соответствующего вида ремонтного воздей-

ствия. Направление дальнейших исследований состоит в построении сводных таблиц причинно-следственных связей, обуславливающих выход из строя элементов подшипников, в сопоставлении с типовыми картинками внешнего проявления этих отказов.

Список литературы

1. **Кравченко В. М.** Повреждения подшипников качения при действии радиальных и осевых сил / В. М. Кравченко, В. В. Буцукин, В. А. Сидоров // Уголь Украины. 2011. № 6. С. 24—27.
2. **Костецкий Б. И.** Износостойкость и антифрикционность деталей машин / Б. И. Костецкий, И. Г. Носовский. Киев: Техника, 1965. 206 с.

ИНФОРМАЦИЯ

НИКОЛАЙ ГРИГОРЬЕВИЧ КАРТАВЫЙ (к 80-летию со дня рождения)



21 февраля 2013 г. исполнилось 80 лет профессору кафедры теоретической и прикладной механики Московского государственного горного университета, доктору технических наук, Заслуженному деятелю науки и техники РФ, академику Международной инженерной академии **Николаю Григорьевичу Картавому**.

Практически вся творческая жизнь Николая Григорьевича связана с МГИ—МГГУ, около 30 лет он возглавлял кафедры "Стационарные машины и комплексы" и "Горная механика и транспорт", являлся деканом горно-электромеханического факультета.

Общий стаж его педагогической и научной работы в МГИ—МГГУ составляет более 50 лет. За этот период Н. Г. Картавый участвовал в подготовке многих сотен молодых специалистов горного профиля — инженеров и магистров. Он являлся членом УМО по горному образованию, председателем учебно-методической комиссии по специальности "Горные машины и комплексы" и т. п.

По инициативе Н. Г. Картавого в 1999 г. в МГГУ была подготовлена и открыта перспективная инженерная специальность "Машины и оборудование природообустройства и защиты окружающей среды". Являясь руководителем научно-педагогической школы МГИ—МГГУ "Горная механика и транспорт", проф. Н. Г. Картавый подготовил около 100 кандидатов и докторов технических наук.

Проф. Н. Г. Картавый внес значительный научный и инженерный вклад в разработку научных основ создания и совершенствования техники для выемки угля подземным способом, высокоэффективного оборудования для переработки и комплексного использования нерудного строительного сырья.

Проф. Н. Г. Картавый — автор многих оригинальных технических решений, имеет около 150 авторских свидетельств и патентов в области угледобывающей техники, стационарных машин и установок, машин и оборудования для переработки минерального сырья и камнеобработки, пневмоконтейнерного и конвейерного транспорта.

По результатам научных исследований и для учебного процесса проф. Н. Г. Картавый опубликовал свыше 180 работ, в том числе восемь монографий, книг и учебников.

Проф. Н. Г. Картавый также выполнял научно-организационную работу, являясь членом экспертного совета ВАК СССР, председателем и членом ряда специализированных диссертационных советов, членом научно-технического совета Минуглепрома СССР и др. По научной и педагогической работе проф. Н. Г. Картавый активно сотрудничал с учеными университетов и фирм Германии, Польши, Китая, Венгрии, Югославии и стран ближнего зарубежья.

В настоящее время Н. Г. Картавый — профессор-советник МГГУ.

В последние годы проф. Н. Г. Картавый активно занимается НИР, в частности исследованиями разрушения горных пород механическим способом с использованием вибрационных воздействий на горную породу — перспективным направлением повышения эффективности выемочных и проходческих горных машин для подземных и открытых горных работ.

Уважаемый Николай Григорьевич!

Ректорат, коллектив Московского государственного горного университета, редакционный совет и редакционная коллегия журнала поздравляют Вас с юбилеем, желают доброго здоровья и дальнейших творческих успехов.

В Московском государственном горном университете с 28 января по 1 февраля 2013 г. прошла XXI "Неделя горняка-2013", в рамках которой был проведен Международный научный симпозиум, заседание Совета Учебно-методического объединения вузов Российской Федерации по образованию в области горного дела, заседание Научного совета РАН по проблемам горных наук и Совета Научно-учебного центра фундаментальных и прикладных исследований в области горного дела (НУЦ) ИПКОН РАН и МГГУ, заседание Научного совета РАН по проблемам народно-хозяйственного использования взрывов, научно-практическая конференция, круглые столы и другие мероприятия.

В работе симпозиума приняли участие около 600 сторонних участников из более чем 280 организаций, из 15 зарубежных стран и республик (Германии, Румынии, Польши, Боснии и Герцеговины, Сербии, Монголии, КНР, Вьетнама, Австралии, Эстонии, Молдовы, Украины, Казахстана, Узбекистана, Беларуси), заявлено более 1100 докладов на семинары, круглые столы и конференцию.

XXI Международный научный симпозиум "Неделя горняка-2013" включает: 28 семинаров, охватывающих фундаментальные и прикладные проблемы горно-промышленной геологии, геофизики, маркшейдерского

дела и геометрии недр, геомеханики, разрушения горных пород, рудничной аэрогазодинамики, горной теплофизики, экономики природопользования, геоэкологии, геоинформатики, геотехнологии (подземной, открытой, строительной), горных машин, электротехнических систем и комплексов, финансов горного производства.

В рамках симпозиума прошли пять круглых столов: "Специальные способы в подземном строительстве", "Молодежный форум лидеров горного дела", "Экологические проблемы стекольной и горной промышленности", "Сохранение естественных экосистем и биоразнообразия в промышленных регионах" и круглый стол журнала "Глюкауф", а также научно-практическая конференция "Техническое перевооружение карьеров".

Среди гостей МГГУ присутствовали ведущие специалисты в области горного дела, академики и члены-корреспонденты РАН, НАН Украины и НАН Республики Казахстан, представители министерств и ведомств, руководители горных вузов России и зарубежных стран, представители крупнейших российских и зарубежных горно-добывающих и горно-перерабатывающих компаний и многие другие специалисты, посвятившие себя развитию горного дела.

<http://science.msmu.ru>

**Издательство "Новые технологии",
редакция и редакционная коллегия
журнала "Горное оборудование и электромеханика"
сердечно поздравляют
с праздником 8 Марта
члена редакционной коллегии
Людмилу Ивановну АНДРЕЕВУ
и зам. главного редактора
*Юлию Андреевну ЛАГУНОВУ.***

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Е.В. Конова*. Корректор *Т.В. Пчелкина*.

Сдано в набор 15.01.2013. Подписано в печать 28.02.2013. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO213. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Оригинал-макет ООО "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз".
105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.